

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N 2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T019 Stavba výrobních strojů a zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Konstrukční návrh válečkovacího zařízení pro soustruh

Autor: **Bc. Martin BEBER**
Vedoucí práce: **Doc. Ing. Zdeněk HUDEC, CSc.**

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. Martin BEBER**
Osobní číslo: **S18N0024P**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení**
Téma práce: **Návrh válečkovacího zařízení pro soustruh SR4000**
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

Zásady pro vypracování

Základní požadavky:

Provedte rešerši technologie válečkování. Provedte analýzu požadavků na zařízení. Zpracujte varianty konstrukce válečkovacího zařízení. Vytvořte výkresovou dokumentaci a příslušné výpočty. Provedte technicko ekonomické hodnocení konstrukce.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Rešerše a analýza vlastností požadované konstrukce.
2. Projekt výrobku ve variantách.
3. Konstrukční návrh a výpočty výsledné varianty.
4. Dokumentace (výkresy a kusovník).
5. Technicko ekonomické hodnocení.

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.* Praha: Computer Press, 1999

HUDEC, Z. *Posuvové mechanismy – příklady.* Plzeň: ZČU, 2013

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

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Zdeněk Hudec, CSc.**
Katedra konstruování strojů

Konzultant diplomové práce: **Ing. Pavel Klesa**
ŠKODA MACHINE TOOLS, a.s.

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



Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan



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

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

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Bc. Beber	Jméno Martin	
STUDIJNÍ OBOR	2301R016 „Stavba výrobních strojů a zařízení“		
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Hudec, CSc.	Jméno Zdeněk	
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Konstrukční návrh válečkovacího zařízení pro soustruh		

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

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	204	TEXTOVÁ ČÁST	50	GRAFICKÁ ČÁST	154
---------------	-----	---------------------	----	----------------------	-----

<p style="text-align: center;">STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Diplomová práce obsahuje řešší problematiky technologie válečkování a návrh válečkovacího zařízení pro soustruh.</p>
<p style="text-align: center;">KLÍČOVÁ SLOVA</p> <p style="text-align: center;">ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</p>	<p style="text-align: center;">válečkování, CAD, návrh, design</p>

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Bc. Beber	Name Martin	
FIELD OF STUDY	2301R016 “ Design of Manufacturing Machines and Equipment“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Hudec, CSc.	Name Zdeněk	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Design of roller burnishing tool for lathe		

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

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	204	TEXT PART	50	GRAPHICAL PART	154
----------------	-----	------------------	----	-----------------------	-----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	The thesis disserts on roller burnishing technology and contains a proposed solution of roller burnishing machine for lathe.
KEY WORDS	roller burnishing, design, CAD,

Poděkování

Děkuji vedoucímu mé diplomové práce Doc. Ing. Zdeňku Hudcovi, CSc. za čas, trpělivost, odborné vedení mé práce a cenné rady, které mi poskytl.

Děkuji své rodině za podporu a zázemí poskytnuté při studiu.

Obsah

Obsah.....	1
Seznam obrázků	3
Seznam tabulek	4
Seznam příloh.....	4
1. Úvod	5
1.1. Téma diplomové práce	5
1.2. Historie společnosti Škoda Machine Tool a.s.	5
1.3. Hrotové soustruhy ŠKODA SR	8
2. Technologie Válečkování.....	9
2.1. Podstata válečkování	9
2.2. Druhy válečkování.....	10
2.2.1. Statické válečkování.....	10
2.2.2. Dynamické válečkování	11
2.3. Příprava operace	11
2.4. Optimální velikost přitlačné síly při válečkování	11
2.5. Rychlost válečkování.....	12
2.6. Posuv nástroje.....	12
2.7. Převálečkování.....	12
2.8. Metody chlazení a mazání	12
3. Konkurenční řešení	13
3.1. ROLLER 2800 CNC	13
4. Specifikace zadaných požadavků a parametrů	15
5. Konstrukční návrh	16
5.1. Použitý software	16
5.2. Volba koncepce řešení.....	16
5.3. Návrh válečkovací hlavy	17
5.3.1. Spektrum zatížení a materiál	18
5.3.2. Varianta 1	18
5.3.3. Varianta 2	20
5.3.4. Varianta 3	22
5.3.5. Vyhodnocení variant a volba uložení	23
5.3.6. Vyhlazovací váleček.....	24
5.3.7. Návrh otáčení válečkovací hlavy	24
5.4. Návrh přitlačného mechanismu a hydraulického obvodu	27
5.4.1. Návrh hydromotoru	27
5.4.2. Volba čerpadla a elektromotoru	29
5.4.3. Návrh hydraulického agregátu a potrubí	30
5.5. MKP analýza vedení pinoly	33
5.5.1. Vstupní parametry	33
5.5.2. Definice úlohy	34
5.5.3. Tvorba sítě.....	36
5.5.4. Okrajové podmínky a kontakty	38
5.5.5. Výsledky MKP analýzy	40
5.5.6. Vyhodnocení MKP analýzy	42
5.6. Návrh natáčení válečkovacích hlav	43
5.6.1. Upnutí spojky	43

5.6.2.	Zdvihací mechanismus	44
5.6.3.	Otočný mechanismus	45
5.7.	Návrh vedení saní	46
5.8.	Návrh posuvového mechanismu.....	47
5.9.	Návrh chlazení	48
6.	Technickoekonomické hodnocení a závěr	49
	Použité zdroje.....	50

Seznam obrázků

Obrázek 1: Klikový hřídel Škoda.....	5
Obrázek 2: První těžká CNC horizontka.....	6
Obrázek 3: Soustruh typu SROV.....	7
Obrázek 4: Soustružení na stroji SR [11].....	8
Obrázek 5: Kvalita povrchu [14].....	9
Obrázek 6: Tok materiálu [14].....	9
Obrázek 7: Zvýšení meze únavy [13].....	10
Obrázek 8: Statické válečkování [16].....	10
Obrázek 9: Nástroj pro dynamické válečkování [17].....	11
Obrázek 10: Roller 2800 CNC [10].....	13
Obrázek 11: Roller 2800 CNC, schéma [10].....	14
Obrázek 12: Profil lože soustruhu typu SR4000.....	15
Obrázek 13: Schéma konceptu konstrukce.....	16
Obrázek 14: Kinematické schéma.....	17
Obrázek 15: Řešení tvaru válečkovací hlavy.....	17
Obrázek 16: Uložení válečku, varianta 1.....	19
Obrázek 17: Posunutí, varianta 1.....	19
Obrázek 18: Natočení, varianta 1.....	19
Obrázek 19: Reakce, varianta 1.....	20
Obrázek 20: Redukované napětí, varianta 1.....	20
Obrázek 21: Uložení válečku, varianta 2.....	20
Obrázek 22: Natočení, varianta 2.....	21
Obrázek 23: Posunutí, varianta 2.....	21
Obrázek 24: Redukované napětí, varianta 2.....	21
Obrázek 25: Reakce, varianta 2.....	21
Obrázek 26: Uložení válečku, varianta 3.....	22
Obrázek 27: Posunutí, varianta 3.....	22
Obrázek 28: Natočení, varianta 3.....	22
Obrázek 29: Reakce, varianta 3.....	23
Obrázek 30: Redukované napětí, varianta 3.....	23
Obrázek 31: Uložení tvářecího válečku.....	23
Obrázek 32: Vyhlazovací váleček.....	24
Obrázek 33: Otočný mechanismus válečkovací hlavy.....	25
Obrázek 34: Upnutí válečkovací hlavy.....	25
Obrázek 35: Zatížení válečkovací hlavy.....	26
Obrázek 36: Utahovací moment šroubů válečkovací hlavy.....	26
Obrázek 37: Přítlačný mechanismus.....	27
Obrázek 38: Hydromotor.....	28
Obrázek 39: Utahovací moment šroubů příruby hydromotoru.....	28
Obrázek 40: Ukázka katalogu čerpadel Rexroth [20].....	29
Obrázek 41: Nádrž s víkem.....	30
Obrázek 42: Hydraulický agregát.....	31
Obrázek 43: Hydraulické schéma.....	32
Obrázek 44: Uložení hydraulického obvodu.....	33
Obrázek 45: Působení sil.....	34
Obrázek 46: Idealizovaný model.....	34
Obrázek 47: Idealizovaný model.....	35
Obrázek 48: Idealizovaný model.....	35

Obrázek 49: Idealizovaný model.....	36
Obrázek 50: Detail na rozdělené plochy	36
Obrázek 51: 3D síť	37
Obrázek 52: Detail na nahrazené šrouby.....	37
Obrázek 53: Nahrazení hydromotoru	38
Obrázek 54: Upnutí	38
Obrázek 55: Síly.....	39
Obrázek 56: Okrajové podmínky a kontakty	39
Obrázek 57: Celkové posunutí	40
Obrázek 58: Průběh napětí (Von mises) ve vedení pinoly	40
Obrázek 59: Průběh napětí (Von mises) v pinole.....	41
Obrázek 60: Průběh napětí (Von mises) v nalisování	41
Obrázek 61: Průběh napětí (Von mises) tělesa hlavy	42
Obrázek 62: Řez natáčecím mechanismem.....	43
Obrázek 63: Síla a stlačení talířových pružin.....	44
Obrázek 64: Předepnutí šroubů sestavy zdvihu	45
Obrázek 65: Předepnutí šroubů příruby	45
Obrázek 66: Valivé jednotky.....	46
Obrázek 67: Posuvový mechanismus Wittenstein	47
Obrázek 68: Válečkovací zařízení.....	48

Seznam tabulek

Tabulka 1: Parametry pružin	43
Tabulka 2: Vstupní parametry posuvu	47
Tabulka 4: Technické hodnocení	49

Seznam příloh

Příloha č. 1: Zatížení válečku
Příloha č. 2: Uložení válečku, varianta 1
Příloha č. 3: Uložení válečku, varianta 2
Příloha č. 4: Uložení válečku, varianta 3
Příloha č. 5: Kontrola šroubů upnutí válečkovací hlavy
Příloha č. 6: Výpočet vedení pinoly
Příloha č. 7: Kontrola šroubů příruby hydromotoru
Příloha č. 8: Návrh hydraulického obvodu pro řízení přítlaku
Příloha č. 9: Výpočet hirthovy spojky
Příloha č. 10: Hirthovo ozubení
Příloha č. 11: Výpočet talířových pružin
Příloha č. 12: Výpočet šroubů zdvihacího tělesa
Příloha č. 13: Výpočet šroubů otočného tělesa
Příloha č. 14: Návrh valivého vedení
Příloha č. 15: Valivé jednotky
Příloha č. 16: Mechanismus posuvu

1. Úvod

1.1. Téma diplomové práce

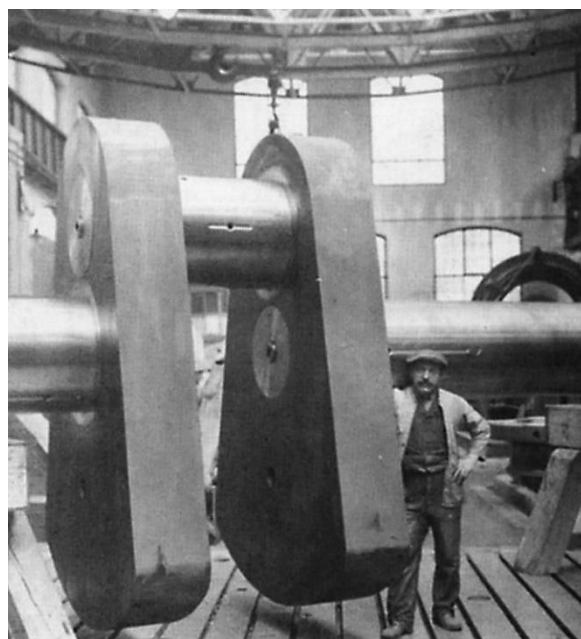
Tato diplomová práce se zabývá návrhem válečkovacího zařízení jako speciálního příslušenství pro soustruh SR4000. Před samotným návrhem zařízení se formou rešerše pojednává o technologii válečkování. Téma práce bylo zadáno firmou Škoda Machine Tool a.s.

1.2. Historie společnosti Škoda Machine Tool a.s.

Škoda Machine Tool a.s. je jedním z nejvýznamnějších světových výrobců těžkých horizontálních frézovacích a vyvrtávacích strojů, těžkých soustruhů, otočných stolů, speciálního příslušenství a dalších zařízení. [3] Tato akciová společnost navázala na strojírenskou výrobu Škodových závodů, které v roce 1859 založil v Plzni hrabě Valdštejn. Rozšíření, úspěchů a světového věhlasu však strojíreny dosáhly až za nového majitele, který jim dal i své jméno. Emil Škoda nastoupil do strojírenských závodů nejdříve jako hlavní inženýr. Po třech letech, v roce 1869, továrnu, ve které tehdy pracovalo 100 lidí, koupil. Za jeho vedení zažily Škodovy závody velmi dynamický rozvoj v mnoha strojírenských odvětvích. V osmdesátých letech byla vybudována moderní ocelárna, ve které se vyráběly velké ocelové odlitky a výkovky. V průběhu let se zde vyrobilo mnoho výrobků i pro export do celého světa. Byly to například strojní části cukrovarů, pivovarů, zdymadel, elektráren, mostních konstrukcí, parních strojů, nebo lodí. V roce 1899 se z podniku stala akciová společnost. Ještě před první světovou válkou Škodovy závody zaujaly prvenství ve zbrojním průmyslu Rakouska – Uherska. Dodávaly dělostřeleckou výzbroj námořnictvu i pozemnímu vojsku. V této době zde pracovalo 35 tisíc lidí. Po roce 1918 se Škodovka stala mnohooborovým koncernem. Výroba se rozšířila o nové obory, jako byly parní a později elektrické lokomotivy, které se velmi brzy vyvážely nejen do Evropy, ale i do Číny, Indie, Afriky, Ameriky, Kolumbie, nebo Litvy. V roce 1911 zahájily Škodovy závody výrobu vlastních obráběcích strojů. V roce 1920 se zde začaly vyrábět soustruhy pro opracování klikových hřídelí. [2]

V roce 1923 byla do obchodního rejstříku zapsána značka Škodových závodů, dnes tak známý okřídlený šíp v kruhu. Šíp symbolizuje rychlost, jeho křídla pokrok a volnost, oko v křídle poukazuje na přesnost a vnímavost k okolí a kruh je symbolem jednoty, úplnosti, světla a harmonie. Autorem loga je František Michl. [5]

S touto značkou vyjela v roce 1926 první trojčítá rychlíková lokomotiva, přezdívaná Mikádo. O rok později to byla rychlíková elektrická lokomotiva. Velké oblíbenosti získal tzv. Modrý šíp, což byl velmi spolehlivý kolejový vůz se spalovacím motorem. Později, byly ve Škodovce zkonstruovány a vyrobeny první trolejbusy a tramvaje. [2] S vývojem a výrobou užitkových automobilů Škoda začala společnost po fúzi s automobilovým podnikem Laurin & Klement v roce 1925,



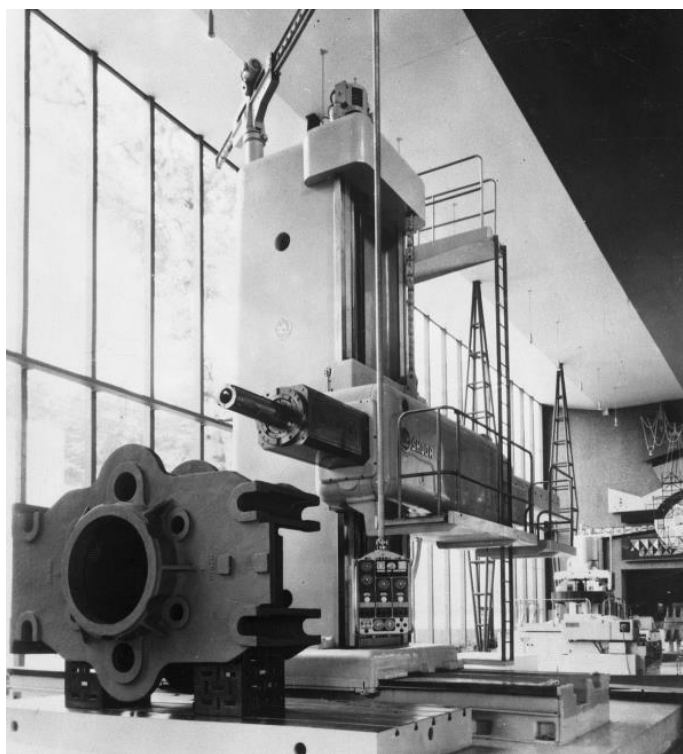
Obrázek 1: Klikový hřídel Škoda

kdy se automobilka po požáru dostala do velkých finančních problémů. Úspěšné modely, které brzy poté vyjely z plzeňského závodu, byly v roce 1932 Škoda 420, která byla přejmenována na Škoda Popular, Škoda Superb, Škoda Rapid a v roce 1936 Škoda Favorit. [4]

Koncern Škoda založil v roce 1927 Československou leteckou společnost jako akciovou společnost se základním kapitálem 8 milionů korun. Její první letadla byla Avia B.H.25. Soustředila se na mezinárodní leteckou dopravu. Po 2. světové válce ale svoji činnost neobnovila. [6] V roce 1929 Škoda koupila pražskou leteckou továrnu Avia, kam se soustředila letecká výroba.

V roce 1928 se započalo s výstavbou zbrojního závodu na Slovensku v Dubnici nad Váhom, kde se před válkou vyráběly především děla a munice. [7] Za okupace a během 2. světové války byl celý Škoda koncern včleněn do zbrojního programu nacistického Německa. Zbrojní výroba byla rozšířena, vyráběly se zde dělostřelecké zbraně, granáty, polnice a houfnice, minomety, nebo protitanková děla. Němci zadávali výrobu zbraní podle vlastní dokumentace, vyráběly se zde také lokomotivy podle jednotné německé konstrukce. [1] V roce 1940 slavila firma velký úspěch, když zavedla do sortimentu elektromotory. [2] V dubnu 1944 ve Škodovce pracovalo více než 12 tisíc zaměstnanců. 25. dubna 1945 však bylo leteckým bombardováním spojenců zničeno 70 procent plzeňského podniku. Přes rozsáhlé škody se podařilo výrobu velmi rychle obnovit. Po válce byl koncern zestátněn a postupně se od Škodových závodů osamostatňovaly jeho části, jako automobilka v Mladé Boleslavi, letecká továrna Avia v Praze a také závody na Slovensku. Výroba v Plzni se začala soustředit na těžké strojírenství, průmyslovou výstavbu, dopravní prostředky pro hromadnou dopravu a na energetiku. [1] V roce 1958 zaznamenala velký mezinárodní úspěch horizontální vyvrtávačka Škoda WD 200, která získala zlatou medaili na výstavě Expo v Bruselu. Tento stroj vykazoval vysokou přesnost a efektivitu obrábění. Byl postupně inovován a do roku 1974 se jich vyrobilo rekordní množství 1200 ks. [8]

V polovině sedmdesátých let byla vyvinuta první těžká horizontka, která byla ovládána CNC systémem, což bylo ve své době světovým unikátem. [2] Od sedmdesátých let Škodovka rozšířila vývoz svých výrobků především do zemí RVHP, ale i do dalších zemí Evropy, Asie, Afriky i Ameriky. Jednalo se o širokou škálu strojů a zařízení. Z dopravní techniky to byly elektrické lokomotivy a trolejbusy, ze strojních a investičních celků se vyvážely především cukrovary, pivovary, lihovary nebo rafinérie, z energetiky to byly jaderné reaktory, turbíny, generátory a transformátory. Dále se vyvážely tabákové stroje a varny. V roce 1990 byl zrušen státní podnik a vznikla akciová společnost Škoda, koncern, Plzeň. V dalších letech proběhla privatizace.



Obrázek 2: První těžká CNC horizontka

Od roku 1994 nesla společnost jméno Škoda a.s. Reorganizace přinesla rozdělení na 25 dceřiných společností s ručením omezeným a kumulovanou ztrátu 13 miliard korun. Přes snahy o stabilizaci byl v roce 2001 na Škodu a.s. vyhlášen konkurz. Poté dostala společnost nový název podle většinového vlastníka Škoda Holding, a.s. a Škoda Investment, a.s. [1]

Škoda machine Tool s.r.o. (dále ŠMT) vznikla v roce 1993 založením společného podniku závodu Obráběcí stroje Škoda a německé firmy Dörries Scharman. Na základě společné dohody se v Plzni vyráběly těžké horizontky typu Heavycut. [2] V roce 1996 německá firma vyhlásila bankrot a Škoda a.s. převzala majoritní podíl firmy. [1] Od roku 1999 se ve firmě vyrábí soustruhy typu SROV. V roce 2000 se firma rozšířila svoje produktové portfolio o horizontky typu HCW a FCW a v roce 2009 byl dokončen vývoj vysokootáčkového stroje typu HCW 20004000. V roce 2016 firma slaví prodej největší horizontky v historii firmy Škoda



Obrázek 3: Soustruh typu SROV

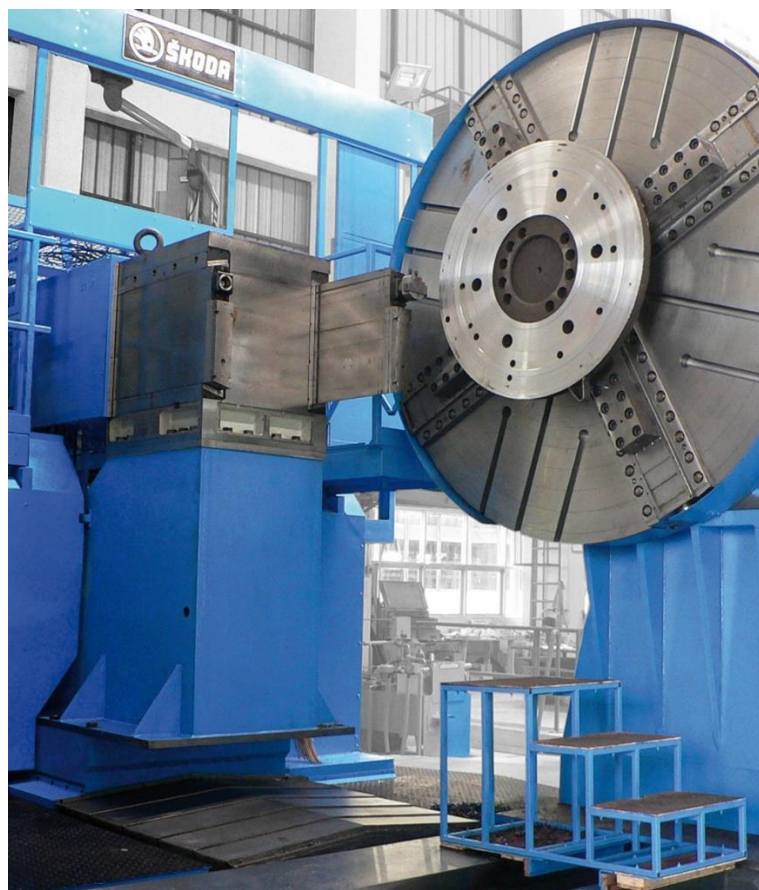
Kromě mateřské společnosti v Plzni má ŠMT i dceřinou společnost v Čínské lidové republice a Ruské federaci a každá z nich má své zaměření. Společnost exportuje do více než 40 ti zemí světa a prodala už více než 4000 strojů. Roční produkce činí 20 až 25 strojů. ŠMT také spolupracuje s několika středními a vysokými školami v ČR. Mezi současné obráběcí stroje vyráběné společností patří horizontální vyvrtávačky řad FCW a HCW, univerzální horizontální soustruhy typu SR, multifunkční stroj S-MT, frézovací stroj FC, dále pak portály WP a WPA, otočné a posuvové stoly a rozmanitá paleta příslušenství. Společnost měla také vždy silný výzkumný, vývojový a konstrukčně-technologický potenciál tvůrčích pracovníků, udržovala si náskok v technické úrovni svých výrobků s řadou originálních řešení a na trh pravidelně zavádí nové produkty. Ve firmě se také aplikují nové trendy průmyslové revoluce, průmysl 4.0, což zajišťuje inovativnější a flexibilnější řízení produkce skrze moderní techniku. Čerpá z mnohaleté zkušenosti a tradice strojní výroby. Vizí firmy je vybudovat moderní škodováckou firmu se stálými zákazníky, která je pyšná na své lidi a dodávané produkty [3]

1.3. Hrotové soustruhy ŠKODA SR

„Současná řada těžkých horizontálních hrotových soustruhů ŠKODA SR s moderní konstrukcí je určena pro efektivní a přesné obrábění rotačních obrobků a reprezentuje kombinaci maximální stability, vysoké přesnosti a vysoké řezné síly.“ [11]

„Sofistikovaná modulární konstrukce umožňuje optimalizovat konfiguraci stroje tak, aby splňoval zákaznickovy požadavky. Hlavní díly jsou z šedé litiny. Stroj může být vybaven příslušenstvím pro frézovací, hlubokovrtací i brousící operace.“ [11]

Soustruhy jsou uloženy na masivním betonovém základu, což umožňuje bezpečné uchycení statických i dynamických sil. Lože soustruhu je vyrobeno z šedé litiny a nachází se na něm čtyři nebo pět vodících drah. K betonovému základu je lože uchyceno pomocí fixátorů. Ty zajišťují nastavení konečné polohy lože. Vodící plochy jsou kalené a chráněné teleskopickým krytem. Rám skříně vřeteníku je odlitek ze šedé litiny. Vřeteno je uloženo ve valivých ložiskách a poháněno střídavým motorem. Dále jsou ve skříní uložena převodová skříně s hydraulickým systémem rychlého řazení převodů. Vřeteno pohání lícní desku, která disponuje 4 mi nebo 8 mi upínacími čelistmi. Suport se posouvá podélně vedle koníku a lunet. Posuv je realizován pomocí pohonů a hřebenového převodu v režimu master – slave. Příčný posuv je pak řešen kuličkovým šroubem s předepnutou maticí. [19]

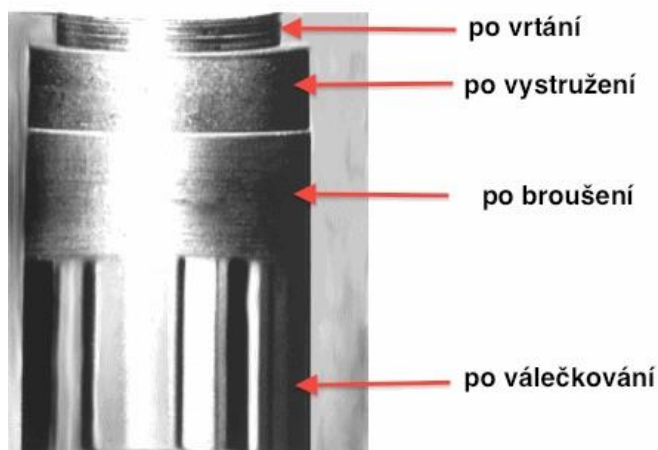


Obrázek 4: Soustružení na stroji SR [11]

2. Technologie Válečkování

Válečkování je metoda dokončování povrchu. Na rozdíl od ostatních dokončovacích metod nedochází při válečkování k úběru materiálu, má proto charakter tvářecí operace. Dalšími metodami dokončování povrchu jsou:

- Broušení
- Leštění
- Superfinišování
- Honování
- Lapování
- Omílání
- Otryskávání

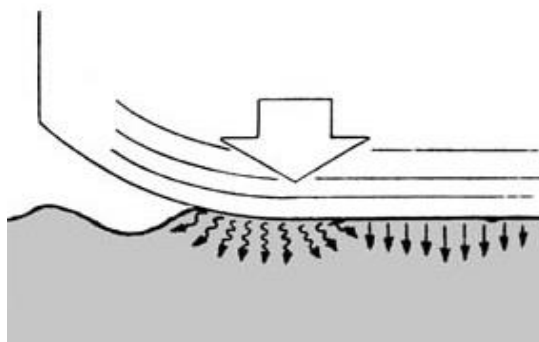


Obrázek 5: Kvalita povrchu [14]

V porovnání s těmito metodami lze válečkováním dosáhnout stejné drsnosti povrchu při současném zpevnění povrchové vrstvy materiálu. Válečkovat lze každý plasticky deformovatelný kov.

2.1. Podstata válečkování

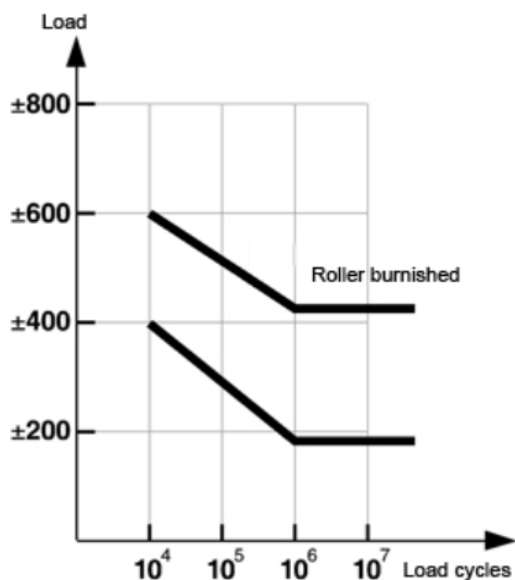
Principem válečkování je přitlačování tvářecího prvku k povrchu tvářeného prvku takovou silou, při které dojde k překonání meze kluzu materiálu a jeho plastické deformaci. V místě kontaktu ploch se vytvoří styčný tlak (Herzův tlak), při kterém je dosaženo meze toku a dochází k přetečení materiálu ze špiček do prohlubní dříve soustruženého povrchu.



Obrázek 6: Tok materiálu [14]

Při válečkování za účelem hlazení se používá menší přitlačné síly, stále ale dostatečné pro překonání meze kluzu. Dále se používají prvky s větším poloměrem zakřivení profilu. Dosažená drsnost povrchu souvisí mimo jiné s drsností povrchu před válečkováním. Při procesu je preferována kvalita povrchu před jeho zpevněním. Takový povrch je odolnější vůči korozi a riziko tvorby prasklin je nižší díky absenci mikrovrubů. Válečkováním lze dosáhnout drsnosti až Ra 0,1, hodnota ale závisí na mnoha faktorech, které budou popsány dále.

Při zpevňování neboli hlubokém válečkování se užívá vyšší přitlačné síly a menšího poloměru zakřivení tvářecího profilu pro co největší zpevnění povrchu. V povrchové vrstvě materiálu zůstávají po procesu zbytková napětí, které vedou k znatelnému zvýšení meze únavy a oteřuvzdornosti materiálu. [12] [13]



Obrázek 7: Zvýšení meze únavy [13]

2.2. Druhy válečkování

Válečkování se dělí podle druhu nástroje do dvou skupin.

2.2.1. Statické válečkování

Při statickém válečkování je tvářecí prvek v nepřetržitém kontaktu s tvářenou plochou. Přítlačná síla je při procesu konstantní, nebo se pozvolna mění a je nejčastěji vyvozena pružinami nebo hydraulicky. Výsledný efekt válečkování závisí na rádiusu zakřivení profilu tvářecího prvku. Prvek je nejčastěji odvalující se váleček, kulička nebo zakřivený kotouč. Mezi nástroje pro statické válečkování se řadí také nástroje s diamantovým prvkem. [18]



Obrázek 8: Statické válečkování [16]

2.2.2. Dynamické válečkování

U tohoto druhu válečkování působí nástroj na plochu silovými impulzy. Ty jsou nejčastěji vyvozovány střídavým přitlačováním tvářecích prvků na rotujících kuželech nebo nástroji s proměnlivou křivostí povrchu. Tímto způsobem válečkování se dosahuje velkých hloubek zpevnění povrchu. [18]



Obrázek 9: Nástroj pro dynamické válečkování [17]

2.3. Příprava operace

Před samotným válečkováním je nutné posoudit vlastnosti obrobku z několika hledisek. Důležitý je povrchový vzor, geometrie rezného nástroje a jak velký přídavek je před válečkováním potřeba. Pro válečkování je žádoucí, pokud je povrch obrobku před válečkováním zoubkovaný, drsnost povrchu zároveň musí být co nejmenší, zejména u houževnatých kalených ocelí. U tvárných materiálů např. u mosazi, hliníku nebo žíhané oceli stačí hrubší povrch. Rozměrová přesnost válečkováného obrobku je ovlivněna především kvalitou obrobeného povrchu. Správné zvolení pracovních podmínek je velice důležité, protože nesprávné podmínky mohou být příčinou nízké produktivity válečkování, nedostatečného stupně zpevnění nebo vyhlazení válečkováného povrchu a celkového snížení výsledných užitečných vlastností dokončované součásti.

2.4. Optimální velikost přitlačné síly při válečkování

Přitlačná síla má rozhodující vliv na hloubku plastické deformace, zpevnění a drsnost povrchu. Síla musí být dostatečná, aby došlo k překonání meze kluzu materiálu a jeho plastické deformaci, zároveň ale nesmí dojít k jeho porušení. Přitlačná síla je přímo závislá na poloměru křivosti tvářecího prvku. Větší poloměr znamená větší dotykovou plochu a zároveň vyšší potřebnou přitlačnou sílu pro vyvolání stejného tlaku na povrchu válečkováného tělesa.

Orientační velikost přitlačné síly u vyráběných zařízení:

- Malé válečkovací nástroje: 100 až 2500 N
- Nástroje s velkým poloměrem (50-100 mm): až 20 000 N

2.5. Rychlost válečkování

Rychlostí válečkování rozumíme obvodovou rychlost tvářecího prvku, válečku. Při statickém válečkování je tato rychlost přibližně stejná jako rychlost otáčení tvářené součásti. Vyšší rychlosti válečkování znamenají i zvýšení teploty obou těles, proto se používá mazání a chlazení. U metod statického válečkování s konstantními přitlačnými silami má válečkovací rychlost jen malý vliv na výsledné zpevnění nebo kvalitu povrchu.

2.6. Posuv nástroje

Podélný posuv je jednou z podmínek, která velmi ovlivňuje výslednou kvalitu povrchu. Při zvolení moc vysoké rychlosti posuvu může být výsledkem vlnitý povrch, proměnná hodnota R_a povrchu nebo dokonce porušení povrchu. Nejčastěji se používají hodnoty posuvu od 0,05 do 0,5 mm na otáčku, pro válečkování tvrdých materiálů pak 0,02 až 0,1 mm.

2.7. Převálečkování

Převálečkování je vícenásobné válečkování stejné plochy součásti. Při druhém cyklu je již patrné zmenšení drsnosti povrchu, při dalších cyklech už ale může dojít k jeho porušení a hodnota R_a se dále nezlepšuje. Vyšší význam převálečkování má další vytvrzení povrchu, kdy se prohlubuje tloušťka zpevněné vrstvy. Dosažitelná tvrdost je stejně jako u drsnosti limitována určitým počtem cyklů. Převálečkování se uplatňuje jen ve výjimečných případech, protože výrazně snižuje produktivitu stroje.

2.8. Metody chlazení a mazání

Mazání se u válečkování využívá zejména kvůli možnosti použití vyšších obvodových rychlostí válečku. Mimo to se také zlepšuje výsledná drsnost výrobku, nejlepších výsledků se dosahuje při použití petroleje pro hladící operace. Zvýšená teplota při vyšší válečkovací rychlosti a při vysokých přitlačných silách mazací vlastnosti značně zhoršuje, využívá se proto chladících emulzí, pro nejnáročnější podmínky pak minerální oleje. Velmi důležitá je čistota mazacích i chladících emulzí. Částice nečistot jsou při válečkování vtlačovány do povrchu a zhoršují jeho výslednou kvalitu.

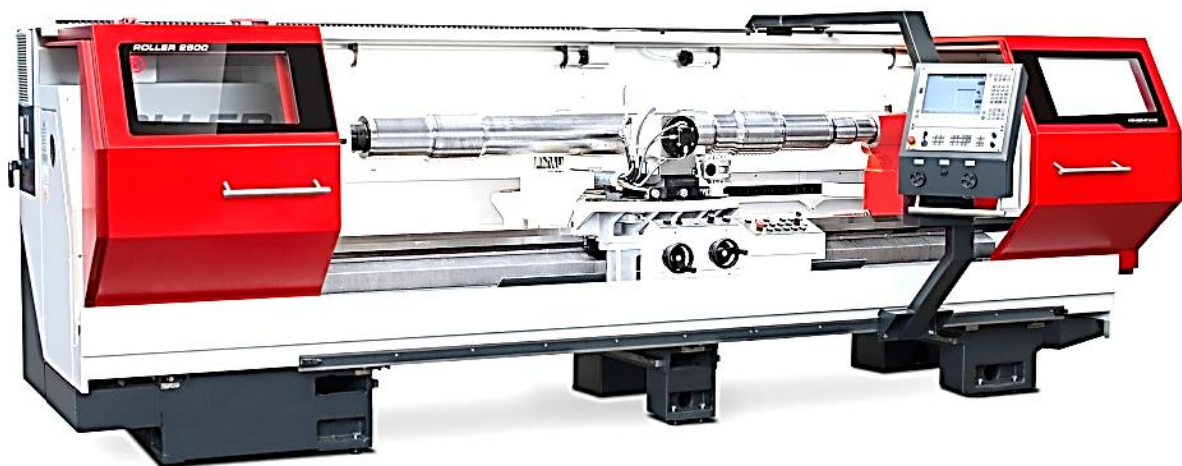
3. Konkurenční řešení

Průzkum trhu ukázal, že je u výrobců k dispozici široká škála válečkových nástrojů, ať už pro statické nebo dynamické válečkování. Nástroje se dají používat v soustružnických a frézovacích centrech a dají se upínat mnoha způsoby. Výrobci nabízejí i rozměry a přípravky pro upnutí vyrobené na zakázku.

Kompletních zařízení a strojů pro válečkování je na trhu jen velmi málo. Rozsah přítlačných sil a průměrů válečkovatelných hřídelů končí na hodnotách mnohem nižších, než které jsou požadovány zadavatelem této práce, proto je jako příklad konkurenčního řešení uveden jen jeden stroj.

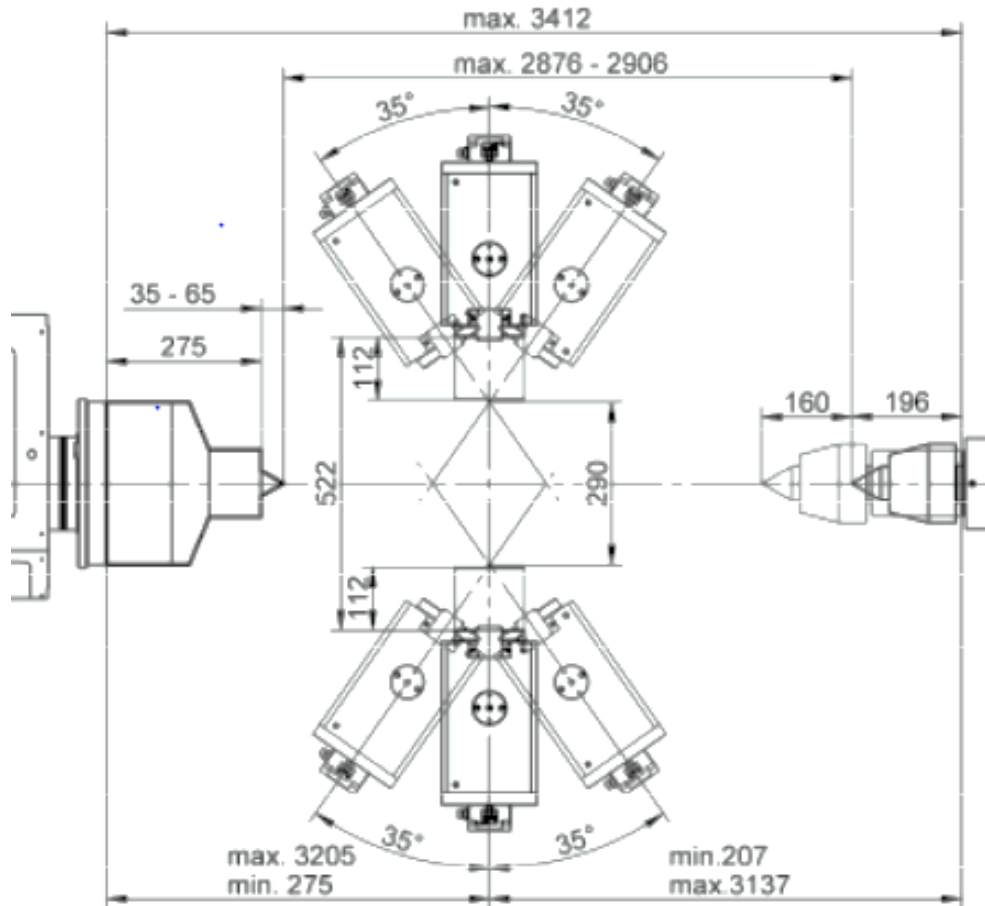
3.1. ROLLER 2800 CNC

ROLLER 2800 CNC od firmy Kovosvit Mas je speciální stroj pro válečkování vnějších ploch s oběžným průměrem do 300 mm, resp. do 280 mm s využitím naklonění osy B do 30 a do 250 mm s vyklopením do 35 stupňů. Konstrukce tohoto stroje je odvozena od jiného, standardního stroje, soustružnického centra MASTURN 70/3000 CNC. Tímto válečkovacím strojem se dá válečkovat většina ploch hřídelů, jako jsou válcové a kuželové plochy nebo přechodové rádiusové plochy. Válečkovací nástroj je vždy v poloze kolmé k povrchu materiálu. U válcových a rádiusových ploch je toto zajištěno mechanismem naklápění. Zařízení se v podélném směru pohybuje na suportu. Přítlak a jeho řízení je realizován hydraulicky. Proto jsou na zařízení umístěny dvě proti sobě postavené pinoly, v kterých jsou upevněny válečkovací hlavy s nástroji. Natáčení válečkovacích hlav je realizováno samosvorným šnekovým převodem, který zajišťuje i aretaci v poloze. Ve stroji se nachází agregát, který zajišťuje potřebný tlak kapaliny a jehož pomocí se řídí plynulé změny přítlačné síly.



Obrázek 10: Roller 2800 CNC [10]

Na schématu pracovního prostoru stroje jsou naznačeny vzdálenosti a rozměry týkající se upnutí hřídele, tedy upínač vřetena, vzdálenost čela upínače od čelní plochy vřetena a rozjezd koníka stroje od čela pinoly koníku. Celková vzdálenost mezi hroty je 2876 až 2906 mm. Vzdálenost je závislá na velikosti a tvaru středícího důlku nápravy. V pracovním prostoru je také naznačen rozjezd suportu s válečkovacími rolnami se vzdálenostmi k čelu vřetena a čelu zasunuté pinoly koníka a úhel natočení válečkovacích hlav. [10]

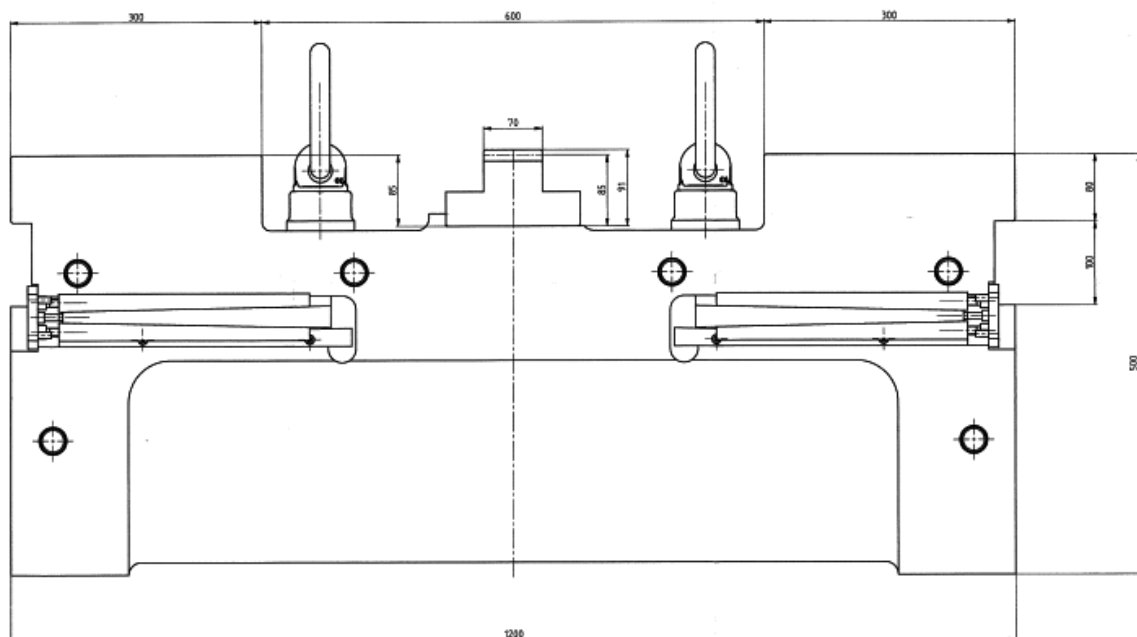


Obrázek 11: Roller 2800 CNC, schéma [10]

4. Specifikace zadaných požadavků a parametrů

- Konstrukce válečkovacího zařízení musí umožnit válečkování válcových, kuželových, rádiusových ploch, přechodů z válce na kužel a také válečkování při zastaveném posuvu bez přerušení procesu.
- Přechodové rádiusy se válečkují od úhlu 30°
- Při ustavení na stroj musí být osy válečků rovnoběžné s osou stroje.
- Přítlačná síla válečků je řízena hydraulicky.
- Vodící plochy lože jsou kalené, proto musí být vedení saní válečkovacího zařízení realizováno pomocí valivých jednotek.
- Chlazení strojním olejem typu L, S, SU dle normy GOST 20799-77. Přívod oleje při přítlačné síle do 100 kN je 2 l/h, nad 100 kN 5 l/h
- Celková šířka zařízení je maximálně 4000 mm.
- Výška osy soustruhu nad ložem je 1400 mm.
- Maximální řízená přítlačná síla je 120 kN.
- Rozsah válečkových průměrů hřídelů 250 až 1200 mm.
- Tvrdost povrchu válečků musí být min. HRC 62
- Válečkování se provádí při jednom průchodu při obvodové rychlosti 0,3 – 0,5 m/s a podélném posuvu válečků 0,3 – 0,4 mm/ot.
- Tvářecí váleček je ustaven o 4 až 5 mm před vyhlazovacím.
- Průměr válečků je 150 až 200 mm
- Rádus profilu tvářecího válečku je 20 mm
- Rádus profilu vyhlazovacího válečku je 100 mm

Dále byl firmou zadán profil lože soustruhu typu SR4000.



Obrázek 12: Profil lože soustruhu typu SR4000

5. Konstrukční návrh

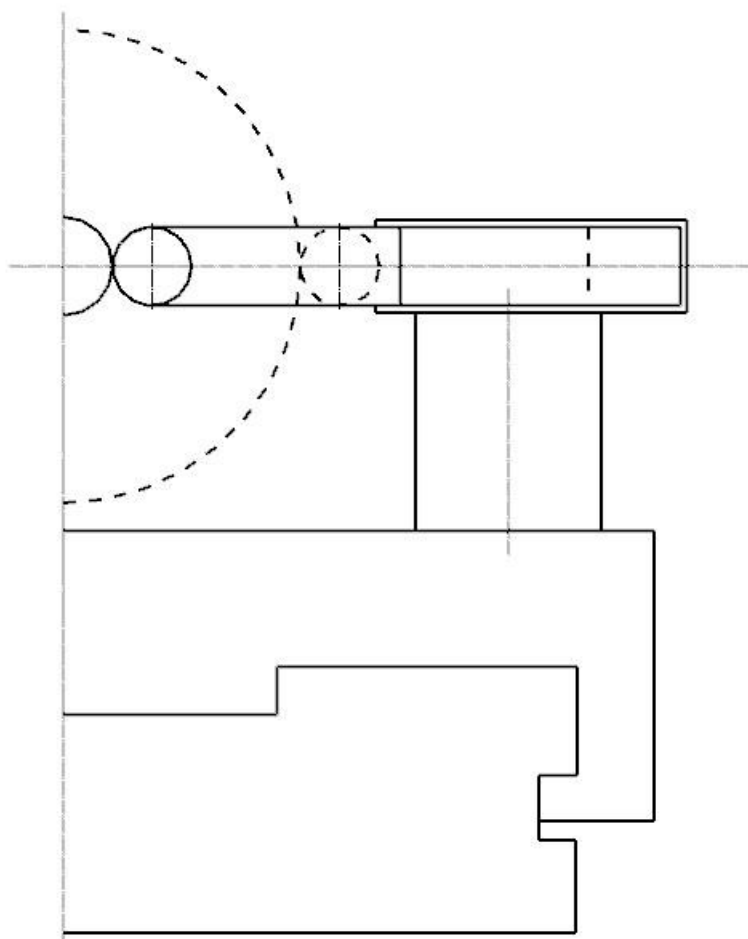
Cílem této práce je navrhnout konstrukci válečkovacího zařízení tak, aby splňovalo zadané požadavky. Největší vliv na návrh konstrukce bude mít požadovaná maximální přitlačná síla, rozsah válečkovaných průměrů hřídelů a potřeba válečkování přechodových rádiusů.

5.1. Použitý software

Kontrola spojovaných součástí, uložení ložisek a hřídelů byla provedena v programu KISSsoft. Model, pevnostní výpočty MKP a výkresová dokumentace byly zhotoveny v programu NX 12.0. Výpočty byly provedeny v programu PTC Mathcad. Pro výběr převodovky a motoru pro posuv suportu po loži byl použit program Cymex 5 společnosti Wittenstein. Hydraulické schéma bylo vytvořeno v programu Scheme Editor 6.

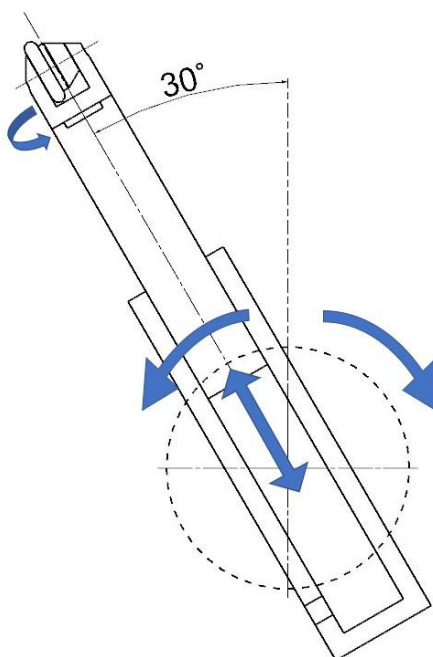
5.2. Volba koncepce řešení

Zařízení musí být možné posouvat po loži soustruhu, nástroje je proto vhodné uložit na posuvné saně. Válečkování je standartně prováděno pomocí dvou nebo tří válečků. Z hlediska rozměrů válečkovaných hřídelů a velikosti přitlačných sil je jednodušší použít variantu se dvěma válečky. Pro aplikaci přitlačné síly, která má být řízena hydraulicky se nabízí využití dvou horizontálně výsuvných pinol.



Obrázek 13: Schéma konceptu konstrukce

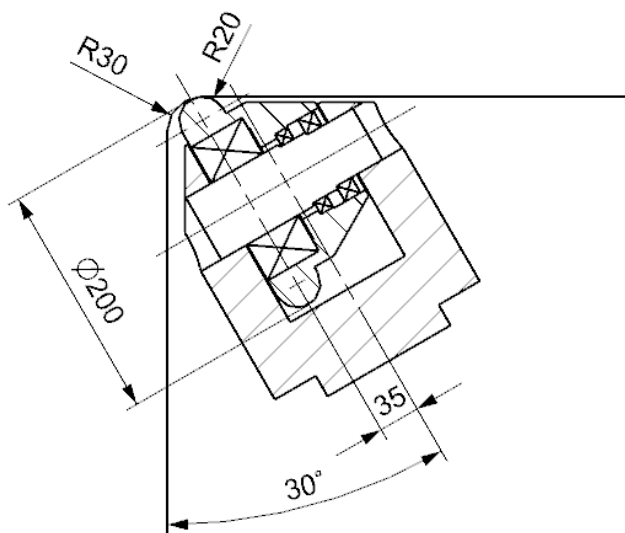
Aby bylo možné válečkovat rádiusy pod úhlem, je potřeba válečkovací hlavy natočit. To je realizováno pomocí otočných „věží“ přichycených k saním zařízení.



Obrázek 14: Kinematické schéma

5.3. Návrh válečkovací hlavy

Tváreční válečky jsou uloženy do válečkovací hlavy. Tvar hlavy a válečku je třeba navrhnut tak, aby při válečkování rádiusových ploch u osazení hřídelů nedocházelo ke kolizím nástroje a obrobku. Osa válečku je proto posunuta oproti ose válečkovací hlavy, aby byl kontakt s obrobkem ve správné pozici, 35 mm od osy válečkovací hlavy ve směru posuvu. Tvar válečku a vidlice hlavy je uzpůsoben pro požadovaný úhel vytočení. Válečky jsou uloženy na ose pomocí sady ložisek a osa je nalisovaná v otvorech válečkovací hlavy.



Obrázek 15: Řešení tvaru válečkovací hlavy

5.3.1. Spektrum zatížení a materiál

Zatěžovací spektrum je navrženo pro reálnější výpočet životnosti a únosnosti ložisek válečku. Válečky při většině případů používání nejsou zatíženy maximální přítláčnou silou a silou posuvu, proto je vhodné počítat i s nižšími hodnotami. Dále se při navrhování uvažuje se směrem posuvu oběma směry. Spektrum zatížení je tak určeno:

$$q := [0.4 \ 0.4 \ 0.2] \quad \dots \text{poměrná doba běhu}$$

$$T_c := 4000 \cdot hr \quad \dots \text{celková doba běhu}$$

První dvě hodnoty poměrné doby běhu jsou zde pro maximální hodnoty přítláčné i posuvové síly, každá pro posuv v jednom směru, třetí hodnota pro poloviční zatížení. Posuvová, respektive axiální síla působící na váleček se zde uvažuje jako 0,4 - násobek síly přítláčné, respektive radiální.

$$F_R := 120 \cdot kN \quad \dots \text{max. radiální síla kladky}$$

$$k_{pos} := f_{ob} = 0.4 \quad \dots \text{souc. posuvové síly}$$

$$F_A := F_R \cdot k_{pos} = 48 \text{ kN} \quad \dots \text{max. axiální síla kladky}$$

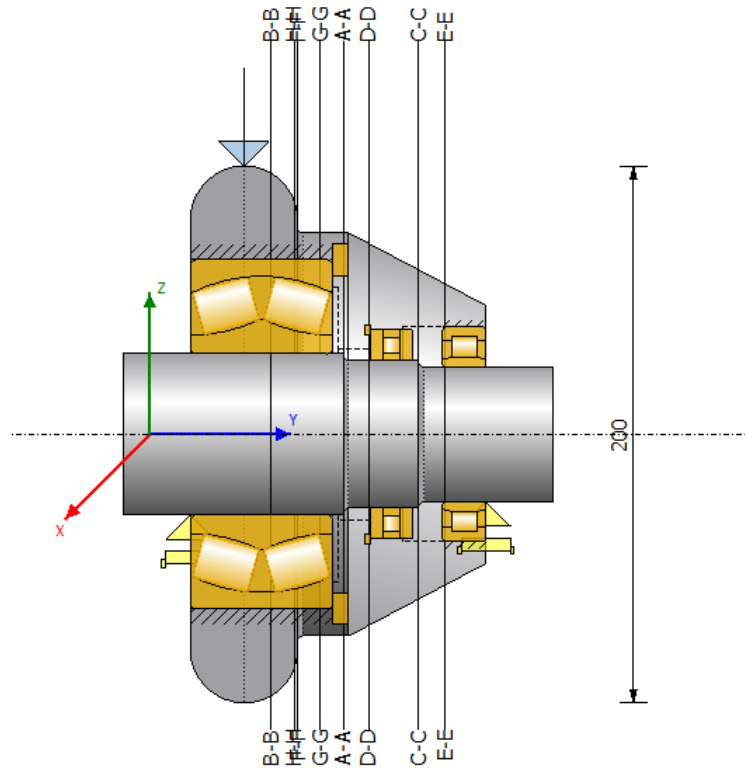
Materiál válečků byl určen zadavatelem. Jedná se o ocel ŠCh15, jejíž nejbližším ekvivalentem je ocel 14 100 nebo 14 109. Požadovaná tvrdost povrchů i děr válečků je 62 až 64 HRC, je proto potřebná povrchová úprava povrchu, například kalení nebo cementování. Požadovaná drsnost povrchu válečků je 0,1 až 0,8 Ra.

Materiál osy je 18CrNiMo7-6 (ČSN 16 326, středně legovaná ocel určená k cementování určená pro velmi namáhané strojní součásti.

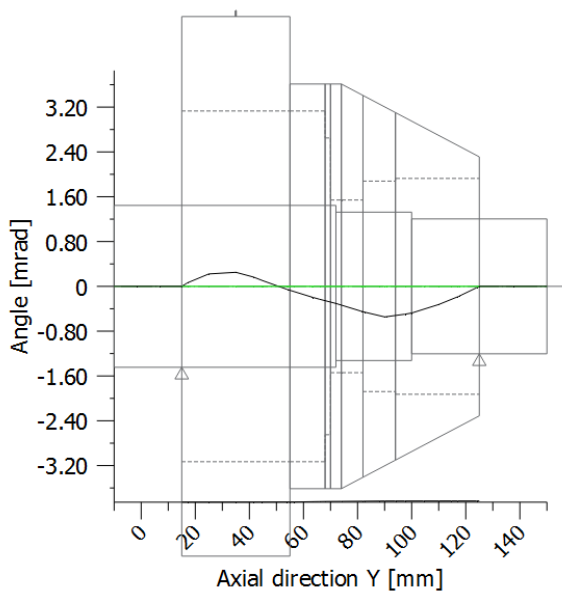
Při návrhu uložení byly porovnány 3 varianty ložiskového uložení tvářecího válečku.

5.3.2. Varianta 1

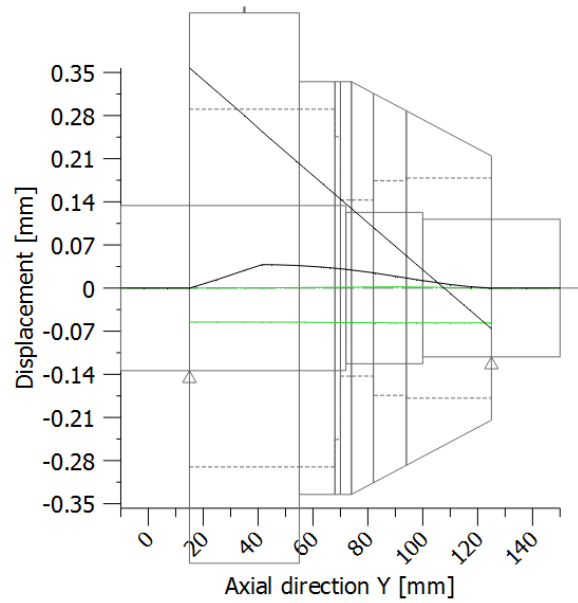
V první variantě je pod místem působení sil použito soudečkové ložisko SKF BS2-2312-2RS/VT143. Z druhé strany válečku je z důvodu omezeného prostoru nutné použít menší ložiska, proto je použito axiální válečkové ložisko SKF 81111 TN a jednořadé válečkové ložisko SKF NU 1010ML. U této varianty je nutné použít matici pro zajištění axiálního ložiska, které je ustanoveno uprostřed. Nejnižší životnost u této varianty je u axiálního válečkového ložiska a to 2242.17 hod.



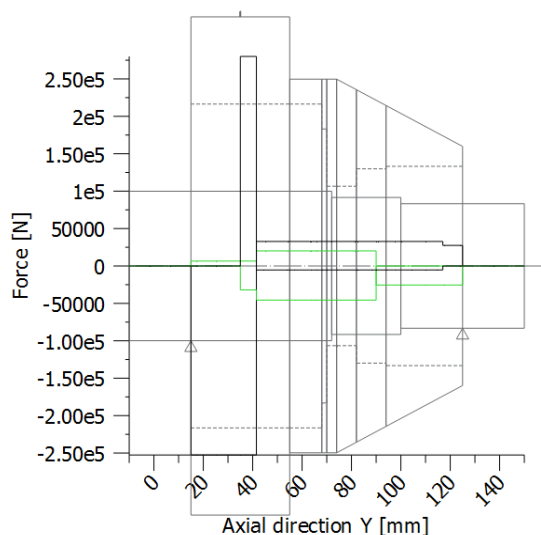
Obrázek 16: Uložení válečku, varianta 1



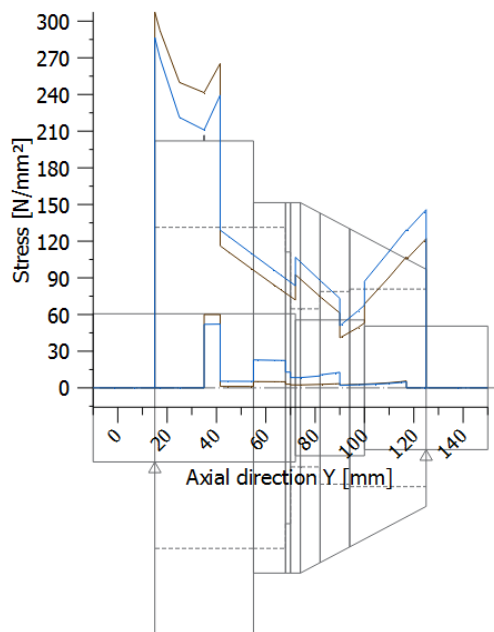
Obrázek 18: Natočení, varianta 1



Obrázek 17: Posunutí, varianta 1



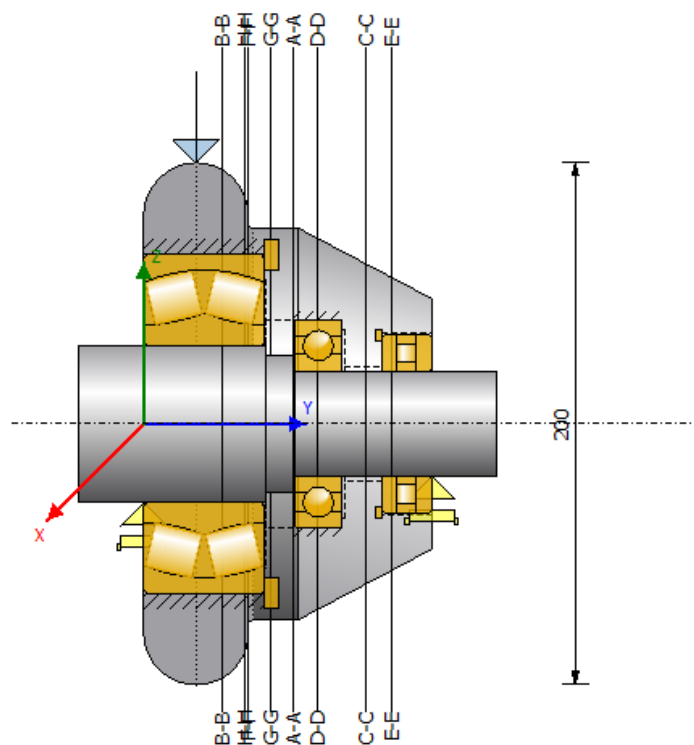
Obrázek 19: Reakce, varianta 1



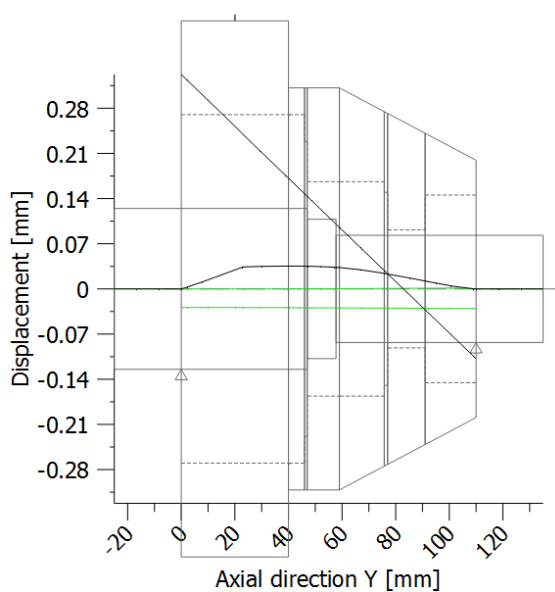
Obrázek 20: Redukované napětí, varianta 1

5.3.3. Varianta 2

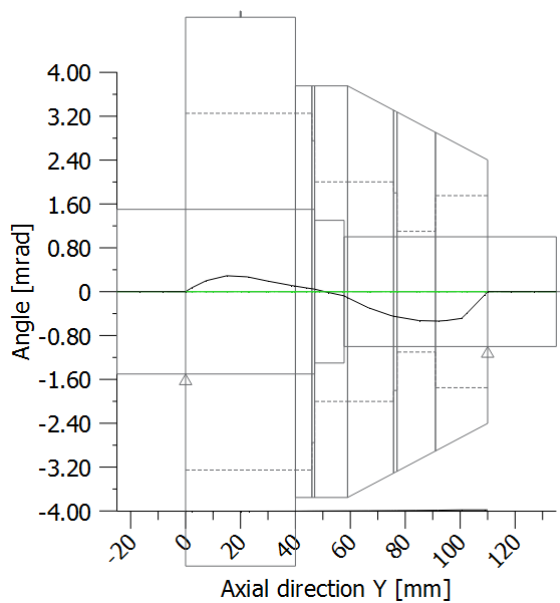
U druhé varianty je použito soudečkové ložisko SKF 22312 EK/VA405. Vnitřní část ložiska je oproti první variantě upravena. Axiální válečkové ložisko SKF 81208 TN je tak zajištěno a kuličkové ložisko SKF 6208 je zajištěno pojišťovacím kroužkem a nepřenáší žádné axiální zatížení. Nejmenší životnost ložisek vyšla u soudečkového ložiska, a to 2396.62 hod.



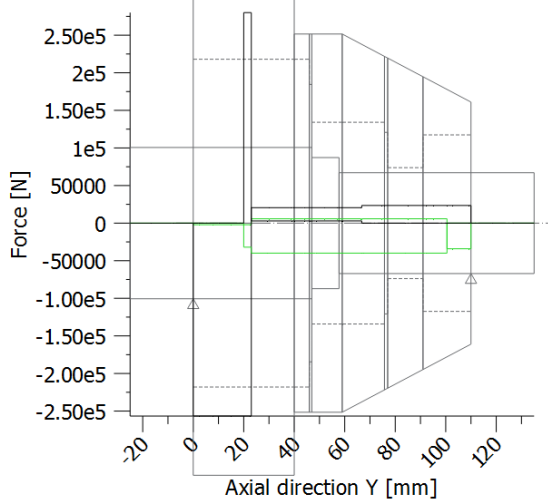
Obrázek 21: Uložení válečku, varianta 2



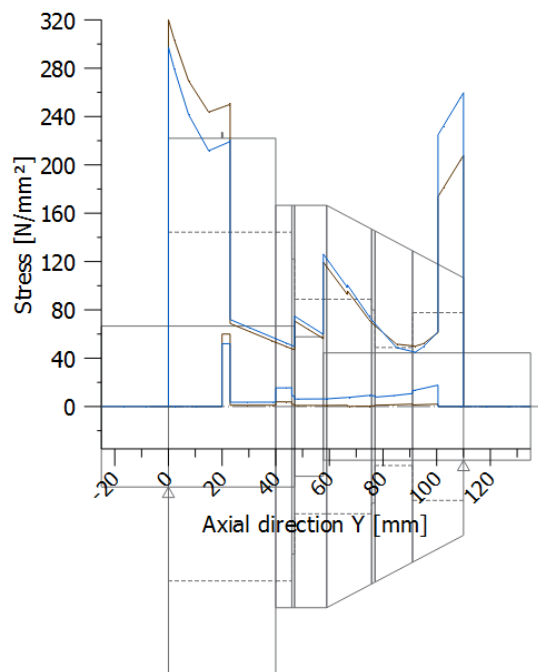
Obrázek 23: Posunutí, varianta 2



Obrázek 22: Natočení, varianta 2



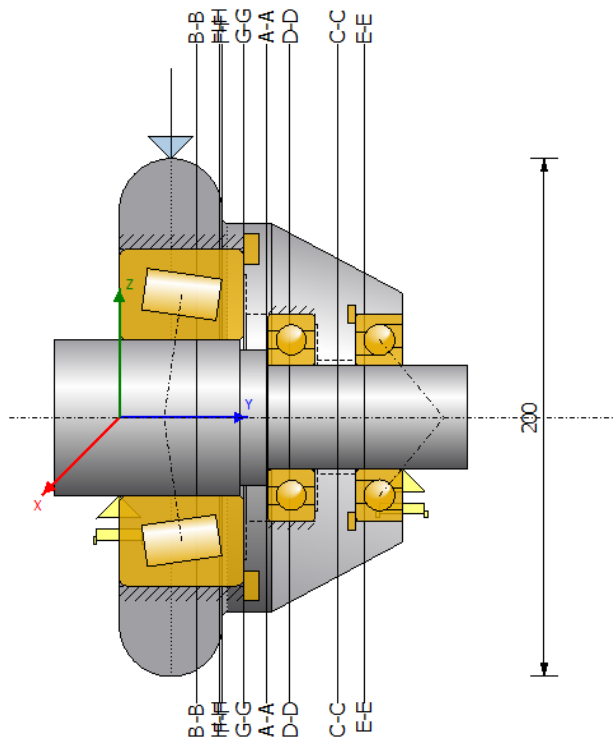
Obrázek 25: Reakce, varianta 2



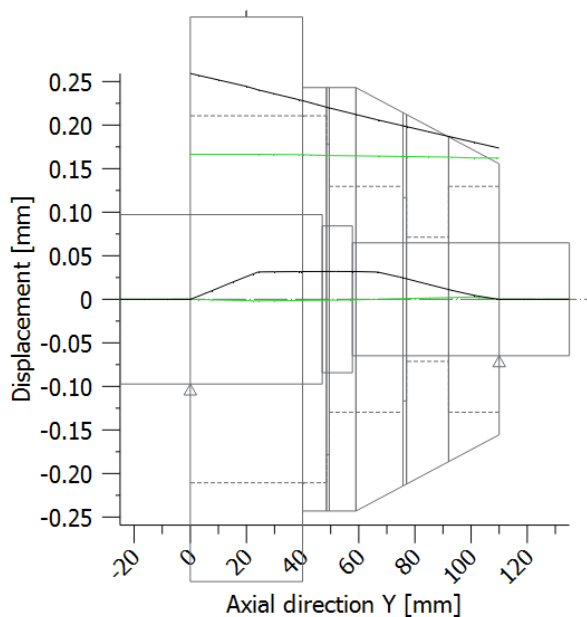
Obrázek 24: Redukované napětí, varianta 2

5.3.4. Varianta 3

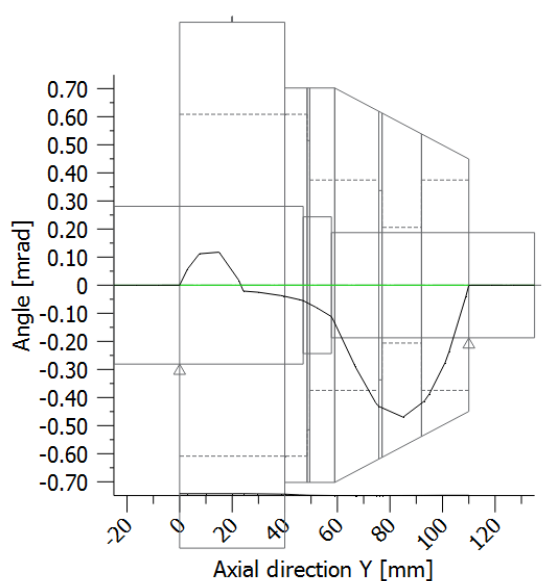
U poslední, třetí, varianty je namísto soudečkového ložiska použito jednořadé kuželíkové ložisko SKF 32312. Z důvodu nižší únosnosti kuželíkového ložiska v radiálním směru je axiální válečkové ložisko nahrazeno kuličkovým ložiskem s kosoúhlým stykem SKF 1208 BECBY. V prostřední části je jako u předchozí varianty kuličkové ložisko SKF 6208. Nejnižší životnost má v tomto případě ložisko s kosoúhlým stykem, 529.5 hod.



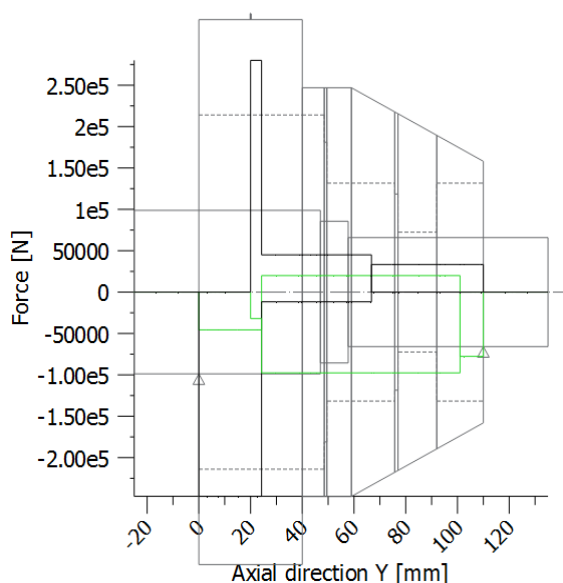
Obrázek 26: Uložení válečku, varianta 3



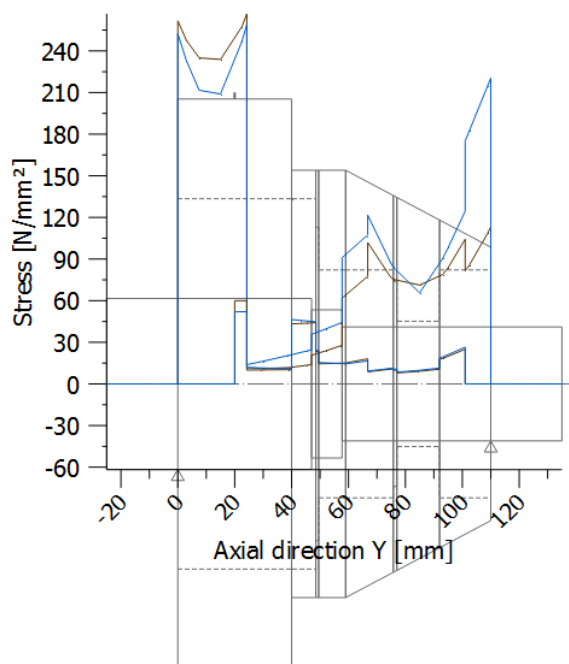
Obrázek 27: Posunutí, varianta 3



Obrázek 28: Natočení, varianta 3



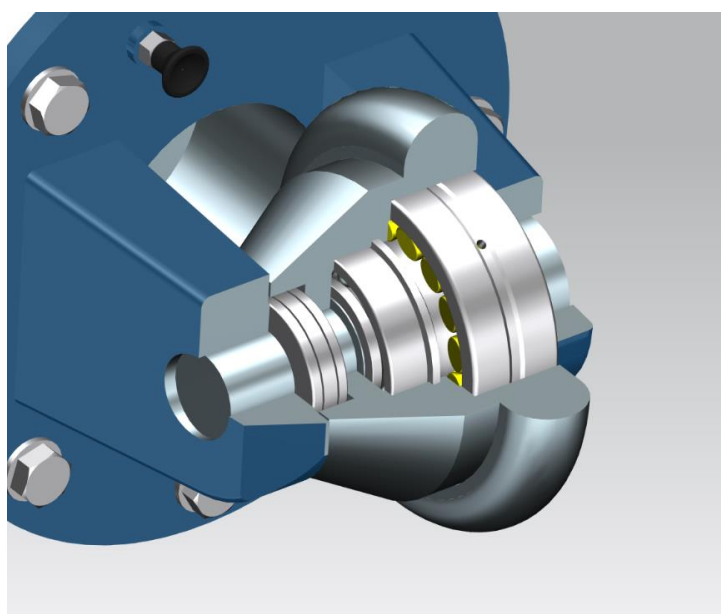
Obrázek 29: Reakce, varianta 3



Obrázek 30: Redukované napětí, varianta 3

5.3.5. Vyhodnocení variant a volba uložení

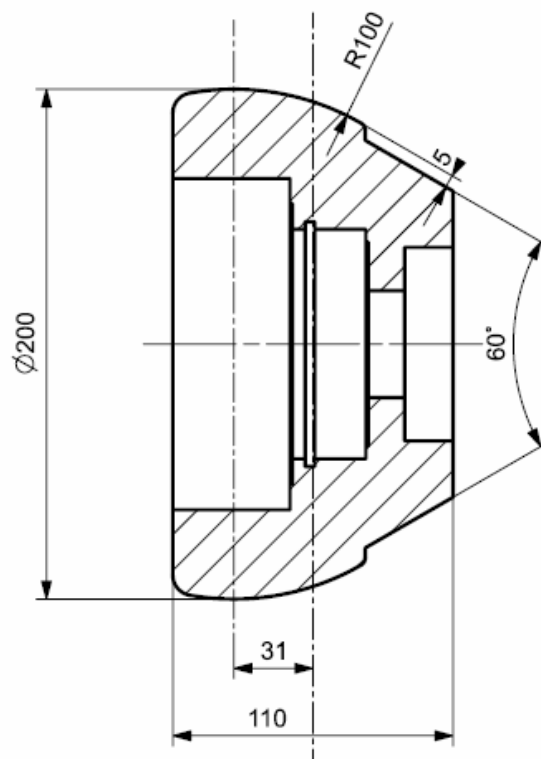
Na výběr varianty uložení pracovního válečku má největší vliv životnost ložisek. Z tohoto hlediska je nejlepší varianta 2, u které je dosaženo nejvyšší hodnoty minimální životnosti ložisek, 2396.62 hod. I přesto je dosažena životnost velmi nízká. Lepších výsledků by bylo možné dosáhnout volbou únosnějších ložisek, to ale není z důvodu omezeného prostoru možné. Řešením je dodávání náhradních ložisek. Dalšími kritérii pro volbu ložisek jsou jejich statická a dynamická únosnost, bezpečnost těchto parametrů je u všech parametrů větší než 1,2.



Obrázek 31: Uložení tvářecího válečku

5.3.6. Vyhlazovací váleček

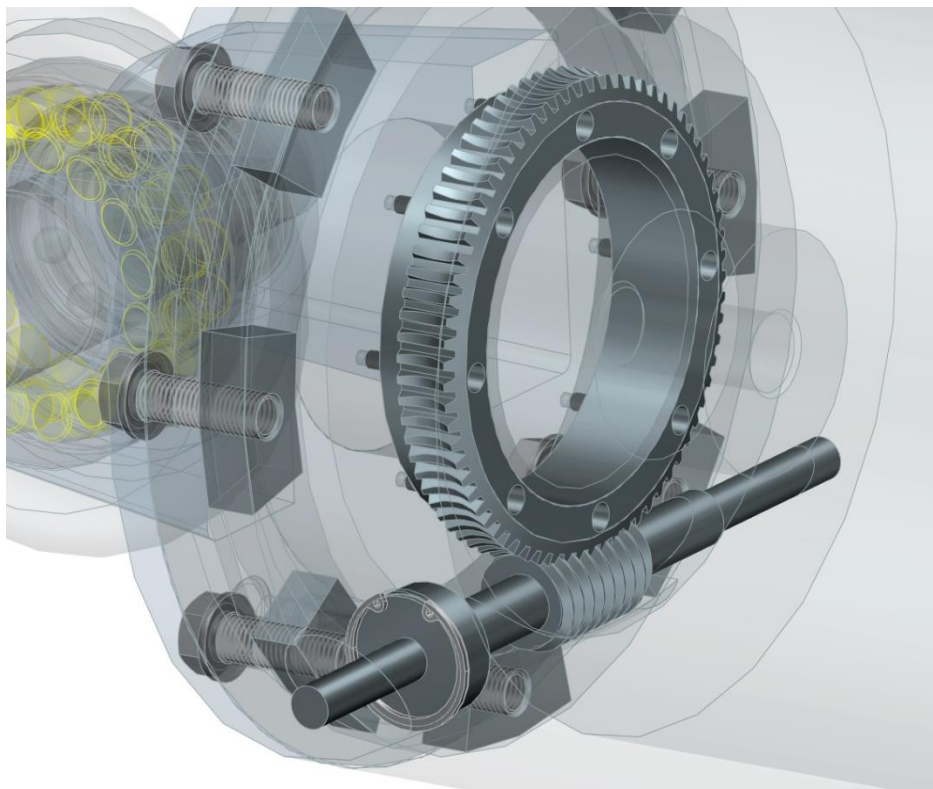
Rádus profilu vyhlazovacího válečku je 100 mm, jeho použití u rádiusových ploch s rádiusem menším než 100 mm proto není možné. Vyhlazovací váleček má také být ustanoven 4 až 5 mm za tvářecím. Pro tuto potřebu je upravena konstrukce válečku tak, aby bylo místo dotyku posunuto oproti válečku tvářecímu o stejnou hodnotu, tedy 31 mm vůči ose válečkovací hlavy ve směru válečkování. Zatížení vyhlazovacího válečku je oproti tvářecímu jen málo rozdílné, bylo proto použito stejné uložení.



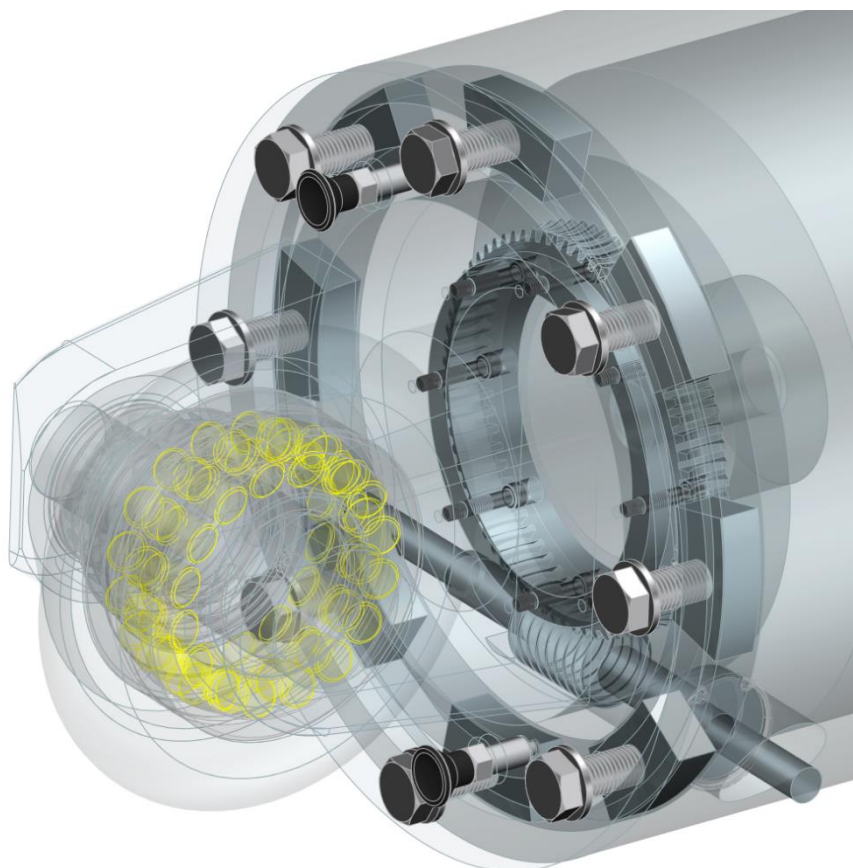
Obrázek 32: Vyhlazovací váleček

5.3.7. Návrh otáčení válečkovací hlavy

Aby bylo možné válečkovat v obou směrech posuvu, je válečkovací hlava opatřena otočným mechanismem. Otáčení o 180° je realizováno ručně pomocí šnekového soukolí. Na konci hřídele šneku se nachází čtyřhran pro upevnění kliky. Poloha je zajištěna pomocí sady šroubů a matic. Matice se při otáčení posouvají v „T“ drážce. Přesné ustavení v polohách zajišťují dva aretační čepy.

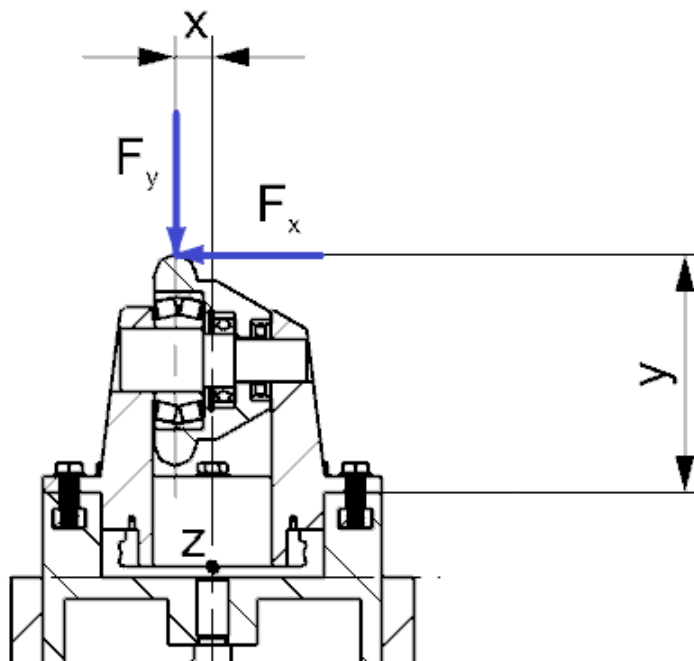


Obrázek 33: Otočný mechanismus válečkovací hlavy



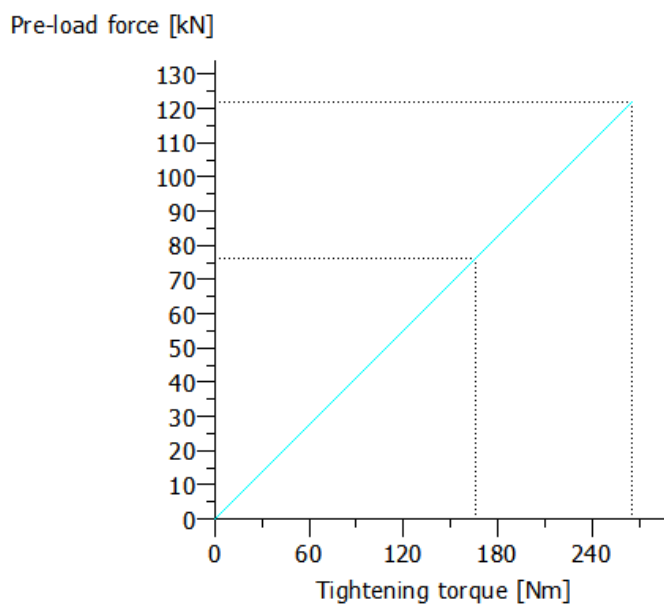
Obrázek 34: Upnutí válečkovací hlavy

Na válečkovací hlavu působí v axiálním směru přitlačná síla $F_y = 120$ kN a kolmo síla posuvu $F_x = 48$ kN (obrázek 22), šrouby je proto třeba dostatečně předeprnout. Pro výpočet je uvažován posuv v opačném směru, protože v takovém případě je ohybový moment působící na přírubu větší. Návrh a výpočet šroubů byl proveden v programu KISSsoft.



Obrázek 35: Zatížení válečkovací hlavy

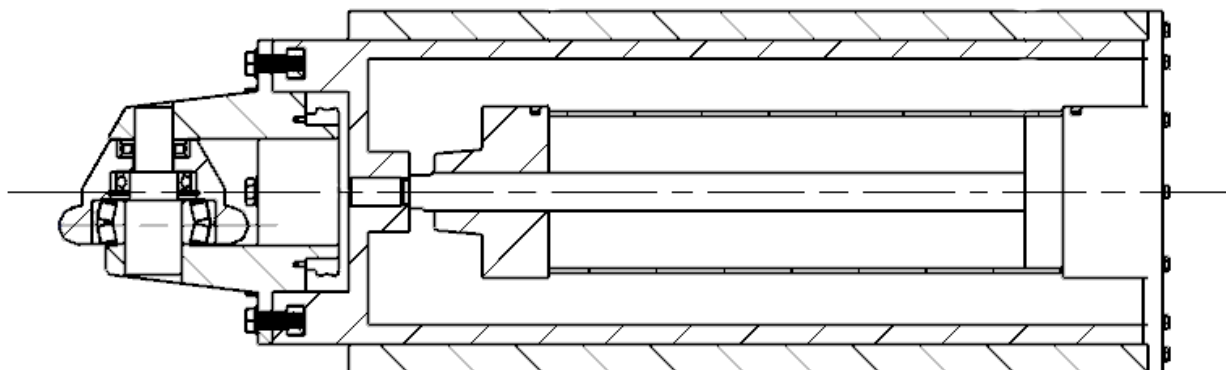
Pro upnutí válečkovací hlavy 8 šroubů M16 x 50-10.9 s roztečným průměrem. Hodnota minimálního a maximálního utahovacího momentu je patrná z obrázku 22.



Obrázek 36: Utahovací moment šroubů válečkovací hlavy

5.4. Návrh přítlačného mechanismu a hydraulického obvodu

Přítlak válečků k povrchu hřídele musí být realizován hydraulicky. Mechanismus se skládá z pinoly, vedení a lineárního hydromotoru.



Obrázek 37: Přítlačný mechanismus

Pro návrh pinoly a vedení bylo nutné spočítat potřebnou délku vedení při maximálním zdvihu. Maximální zdvih byl při uvažování nejmenšího průměru, vytočení pinoly o 30° a vůle při odstavení zařízení určen na 550 mm. Průměr vedení byl zvolen z hlediska rozměrů válečkovací hlavy a rozměrů hydromotoru, jehož návrh je popsán dále.

5.4.1. Návrh hydromotoru

Pro návrh a volbu hydromotoru se uvažuje maximální přítlačná síla zařízení, 120 kN. Při určení pracovního tlaku ve válci byl brán zřetel na nabídku hydromotorů od známých výrobců. Pracovní tlak byl stanoven na 10 MPa. Průměr pístu válce je stanoven vztahem:

$$S_1 := \frac{F_1}{p_v} = 12000 \text{ mm}^2$$

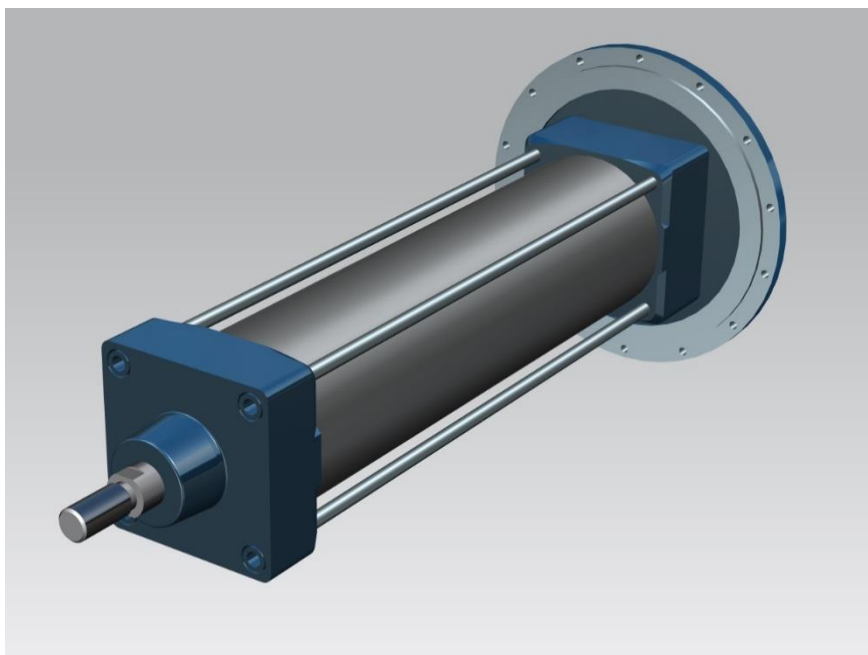
$$d_1 := \sqrt{4 \cdot \frac{S_1}{\pi}} = 123.608 \text{ mm}$$

Zvolený průměr hydraulického válce je 125 mm. Skutečná maximální výsuvná síla je poté:

$$F_1 := S_1 \cdot p_v = 122.718 \text{ kN}$$

$$S_1 := \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = 12271.846 \text{ mm}^2$$

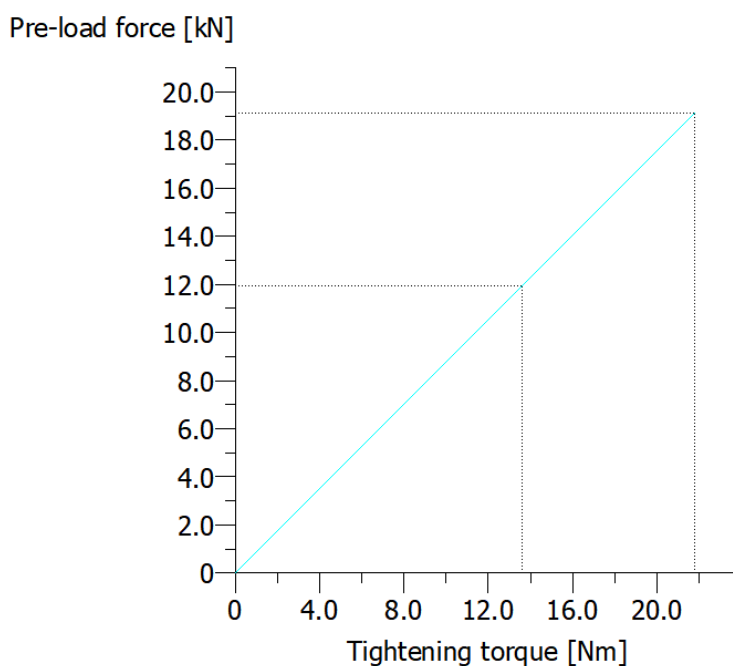
Byl zvolen dvojitý hydromotor CH(D)SD s průměrem pístu 125 mm, maximálním zdvihem 550 mm od firmy SMC. Dodavatel nabízí možnost připevnění pomocí zadní příruby dle požadavků. Model je vytvořen podle výkresové dokumentace.



Obrázek 38: Hydromotor

Příruba hydromotoru je k tělesu vedení připevněna pomocí sady šroubů, které musí být zvoleny vzhledem k zatížení silou vyvozenou hydromotorem. Volba a výpočet šroubů byly provedeny v programu KISSsoft.

Víko je připevněno sadou čtrnácti šroubů M8x25-8.8. Hodnoty utahovacího momentu šroubů jsou patrné z obrázku 26.



Obrázek 39: Utahovací moment šroubů příruby hydromotoru

5.4.2. Volba čerpadla a elektromotoru

Při výběru čerpadla je nutné určit potřebný objemový průtok a výpočtový objem. Rychlost výsuvu nebyla zadána, byla proto zvolena rychlost 10 mm/s, která je pro zadanou obvodovou rychlost a posuv více než dostačující. Objemový průtok čerpadla vychází ze vztahů:

$$Q_{\dot{c}} := S_1 \cdot v \cdot n_v = 14.726 \frac{l}{min}$$

$$V_g := \frac{Q_{\dot{c}}}{n \cdot \eta_{\dot{c}}} = 11.039 \frac{cm^3}{rev}$$

Pro spočítané hodnoty bylo zvoleno axiální pístové čerpadlo pro otevřený obvod Rexroth A18VZO18EZ400/10EVSC s parametry patrnými z obrázku 27.

variable-speed drives | **A10FZO; A10VZO; A10FZG; A10VZG Series 10** 31
Technical data A10VZO size 3 to 45 controller program

Technical data A10VZO size 3 to 45

Size	NG		3	6	8	10	18	28	45
Displacement, geometric, per revolution	$V_{g \max}$	cm ³	3.5	6	8	10.5	18	28	45
Rotational speed at $V_{g \max}$ maximum ¹⁾									
Suction speed operation as a pump ¹⁾	n_{nom}	rpm	3600	3600	3600	3600	3300	3000	3000
Max. speed decompression operation ²⁾	n_{nom}	rpm	3600	3600	3600	3600	3300	3000	3000
Flow at n_{nom} and $V_{g \max}$	q_v	l/min	12.6	21.6	28.8	38	59	84	135
Power and $\Delta p = 250$ bar	P	kW	5	10	15	16	–	–	–
Operation as a pump at n_{nom} , $V_{g \max}$ and $\Delta p = 315$ bar	P	kW	–	–	–	–	34	39	44
Torque at $V_{g \max}$ and $\Delta p = 250$ bar	T	Nm	14	24	32	42	–	–	–
at $V_{g \max}$ and $\Delta p = 315$ bar	T	Nm	–	–	–	–	90	140	225
at $V_{g \max}$ and $\Delta p = 100$ bar	T	Nm	6	9	13	17	29	45	72
Rotary stiffness of drive shaft S	c	Nm/rad	8100	8100	8100	8100	–	–	–
R	c	Nm/rad	–	–	–	–	14800	26300	41000
Moment of inertia for rotary group	J_{TW}	kgm ²	0.0006	0.0006	0.0006	0.0006	0.00093	0.0017	0.0033
Maximum angular acceleration ²⁾³⁾	α	rad/s ²	14000	14000	14000	14000	12600	11200	9500
Case volume	V	l	0.2	0.2	0.2	0.2	0.25	0.3	1.0
Weight without through drive (14N00, 12N00 approx.)	m	kg	8	8	8	8	12	15	27
Weight without through drive (22U00 approx.)	m	kg	–	–	–	–	–	–	–
Weight with through drive (07K., 12K..approx.)	m	kg	10.5	10.5	10.5	10.5	14	18	28
Weight with through drive (22U..approx.)	m	kg	–	–	–	–	–	–	–

Obrázek 40: Ukázka katalogu čerpadel Rexroth [20]

Potřebný příkon elektromotoru je dán vztahem:

$$P := Q_{\zeta} \cdot p_p \cdot \frac{1}{\eta_{\zeta}} = 2.935 \text{ kW}$$

Zvoleným elektromotorem je 1AL132S-4 s výkonem 5.5 kW a nominálními otáčkami 1450 ot./min.

5.4.3. Návrh hydraulického agregátu a potrubí

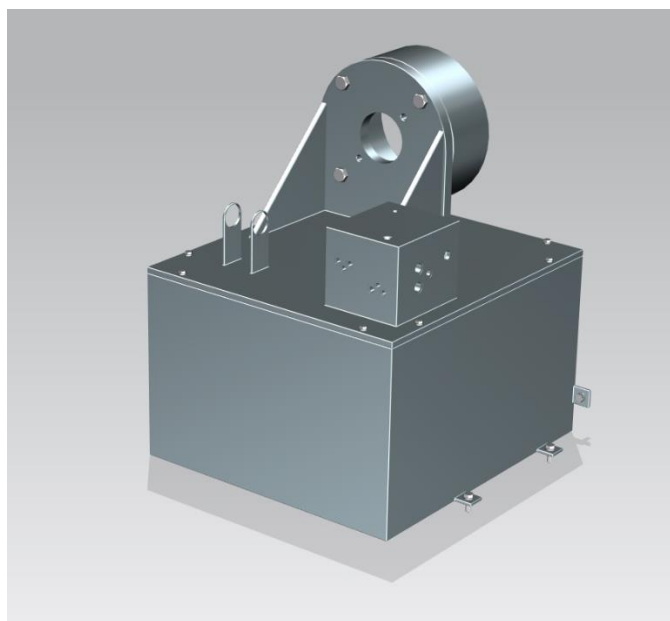
Hydraulický agregát se skládá z nádrže a víka, na kterém se nachází řídicí blok a přírubový mezikus pro čerpadlo s elektromotorem.

Nádrž slouží jako zásobník kapaliny, musí pojmout dostatečný objem kapaliny pro zaplnění hydromotorů. Objem potřebné kapaliny lze vypočítat přibližně jako 3 až 5 ti násobek objemového průtoku čerpadla.

$$V_n := 4 \cdot Q_{\zeta} = 58.905 \frac{l}{min}$$

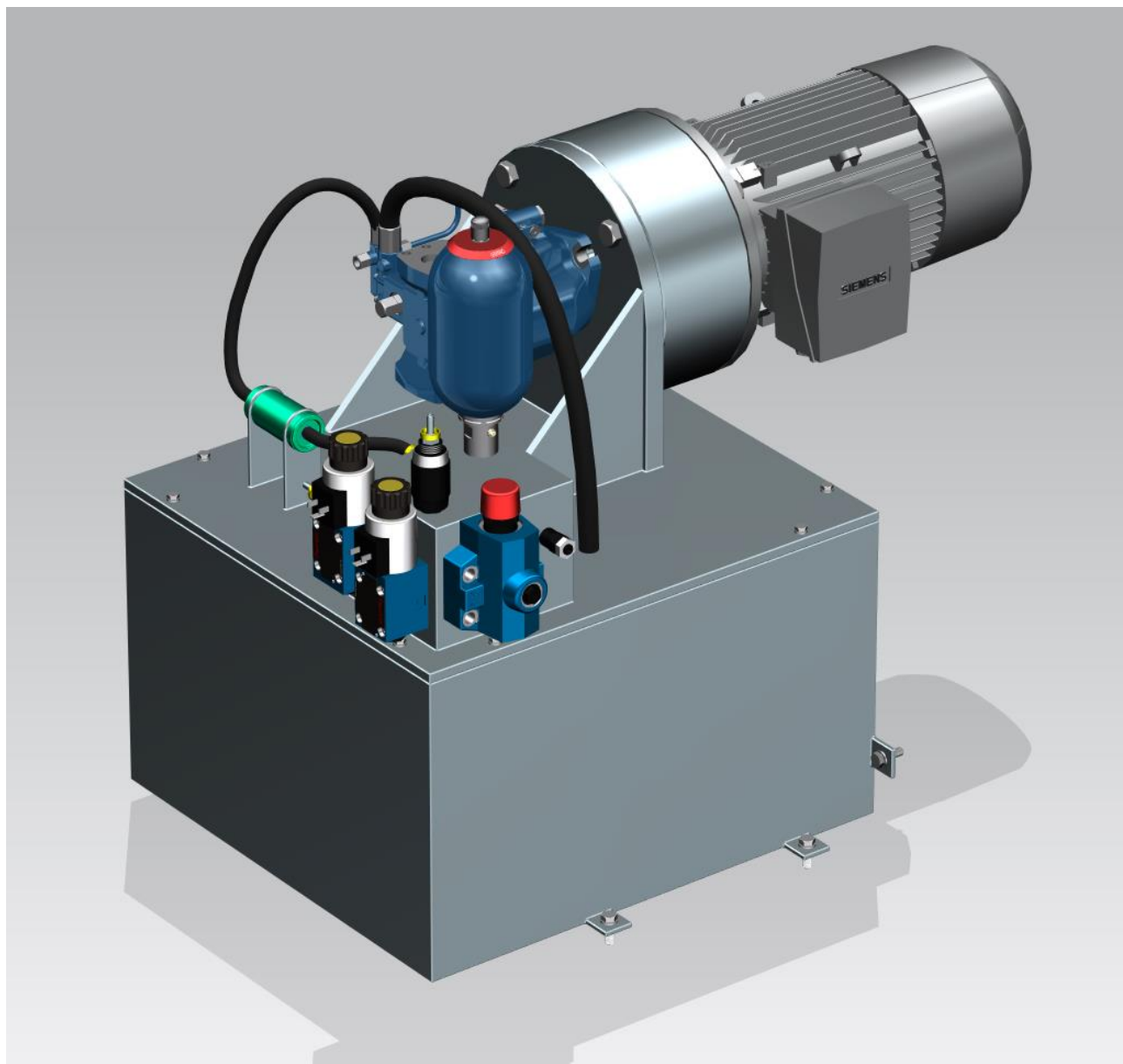
Skutečný objem navržené nádrže je 60 l.

Řídicí blok je ocelová kostka, do které jsou vyvrtány díry kolmo k na sebe tak, aby společně tvořili řídicí část hydraulického oběhu. Průměry otvorů se musí shodovat s průměry otvorů v řídicích prvcích. Dále je kostka opatřena závitovými otvory pro přípojky pro potrubí a hadice. Na blok jsou poté upevněny prvky hydraulického systému. Dosedací plochy na desce musí být broušené, aby bylo možné obvod řádně utěsnit. V dolní části kostky se nacházejí otvory pro odtok z vratných větví oběhu. Na víku je také držák pro filtr. Víko je k nádrži přichyceno pomocí sady šroubů a dosedací plochy jsou utěsněny pomocí těsnícího tmelu Loctite. Elektromotor s čerpadlem jsou uchyceny k víku jednotky přes přírubový mezikus, ve kterém se nachází spojka pro přenos krouťícího momentu. Mezikus je k víku přivařen. Celý agregát je pomocí patek a sady šroubů uchycen uvnitř saní zařízení.

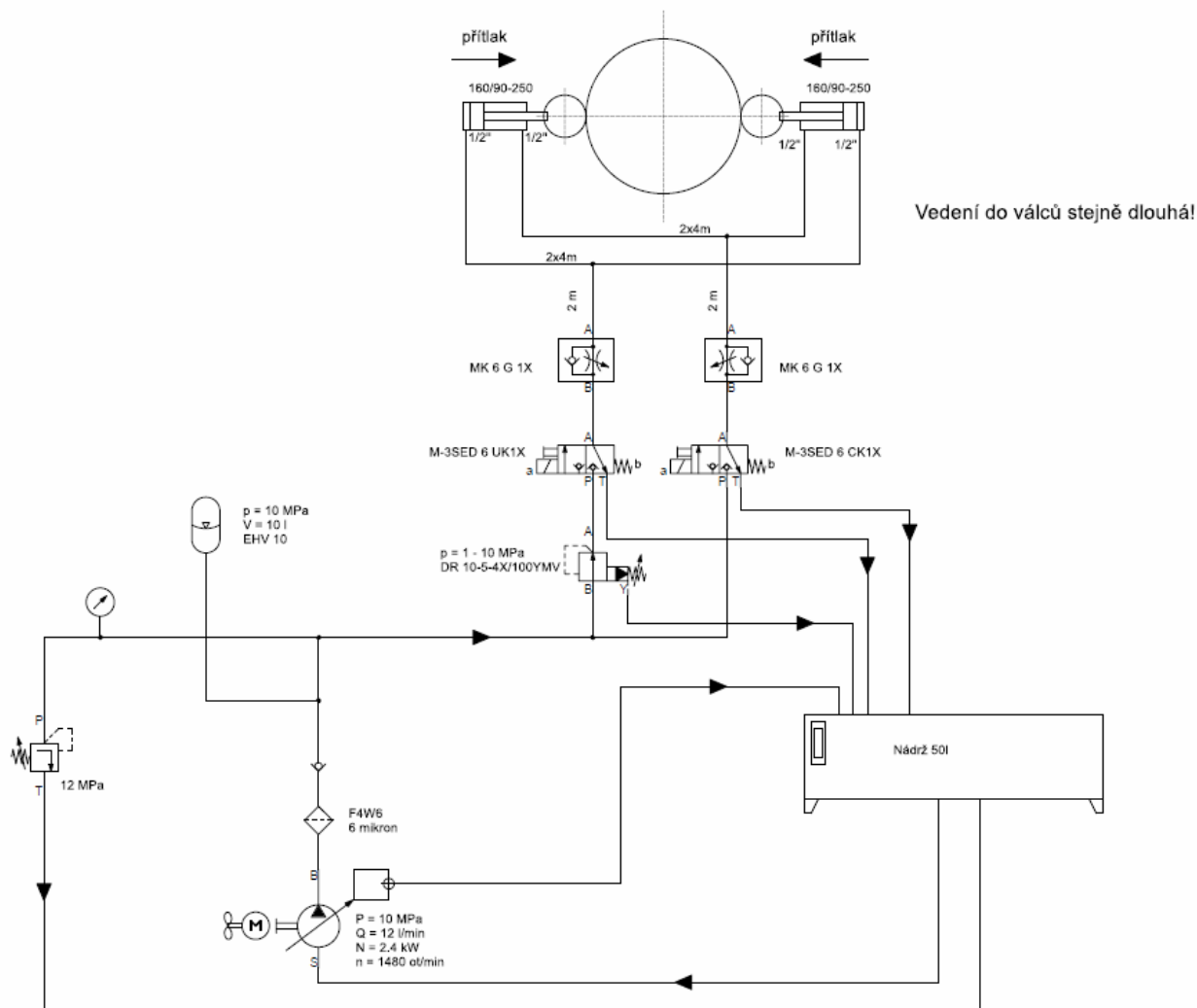


Obrázek 41: Nádrž s víkem

Na kvádru se nachází řídicí a směrové prvky systému. kapalina do kvádru přichází hydraulickou hadicí z čerpadla a před olejový filtr uchycený v držáku. Prvním prvkem v obvodu je akumulátor o objemu 10 l, který slouží jako zdroj energie při případném výpadku čerpadla. Jako druhý prvek se v oběhu nachází pojistný ventil, který propustí kapalinu zpět do nádrže při překročení kritického tlaku kapaliny, 11 MPa. Síla přitlaku válečků je řízena pomocí redukčního ventilu. Směr toku kapaliny je řízen pomocí dvou směrových 3/2 sedlových ventilů, aby bylo možné plnění komor hydromotoru vysouvání a zasouvání pinoly. Dále se v oběhu nachází škrtkící ventily pro regulaci rychlosti výsuvu. Schéma hydraulického obvodu je vidět na obrázku 30. Konkrétní prvky vybrané z katalogu firmy Bosch Rexroth jsou v příloze č. 8.



Obrázek 42: Hydraulický agregát

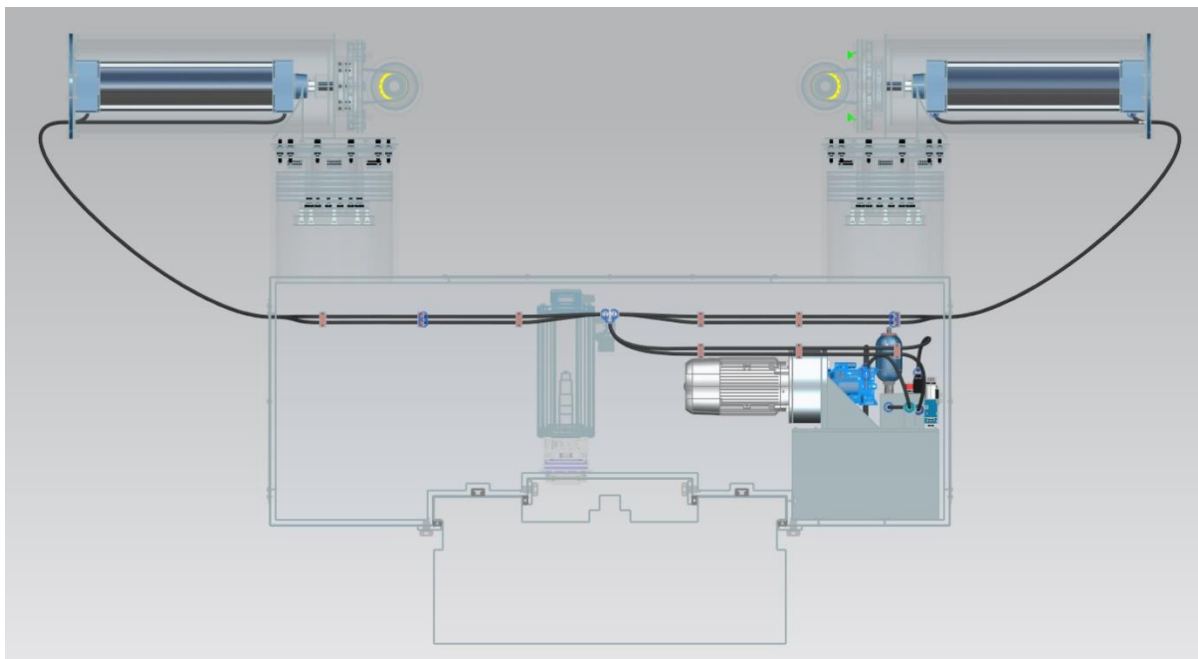


Obrázek 43: Hydraulické schéma

Při volbě potrubí se vychází z přípustné rychlosti kapaliny v dané části obvodu. Pro výtlačné potrubí je to 5-10 m/s, pro sací potrubí 0,5 – 1,5 m/s a pro odpadní potrubí 2–5 m/s. Výpočet průměrů potrubí byl proveden v programu PTC Mathcad a je v příloze č. 8.

Pro výtlačné potrubí vyšel vnitřní průměr potrubí 6,3 mm, resp. 1/2“, pro sací potrubí vnitřní průměr 16 mm, resp. 5/6“ a pro odpadní potrubí 8 mm, resp. 5/16“. Z katalogu firmy Parker byla vybrána hydraulická hadice typu 301SN, která je dostupná ve všech potřebných velikostech.

Hydraulické hadice jsou vedeny do středu saní stroje, kde se pomocí hydraulické T spojky obvod rozděljuje do 2 částí vedoucích k hydromotorům stroje. Ve vratné větvi se na stejném místě proud kapaliny zase v T spojnici slučuje. Spojky jsou ve střední části uloženy proto, aby byly obě potrubí vedoucí do hydromotorů stejně dlouhá, ztráty v potrubí tak stejné a stejně tak přítlačná síla válečků. Hadice jsou ke stěnám saní přichycené pomocí klipů. Hadice dále vycházejí ze saní otvory v krycích plechách bočních stěn saní, a otvory v přírubách k hydromotorům.



Obrázek 44: Uložení hydraulického obvodu

5.5. MKP analýza vedení pinoly

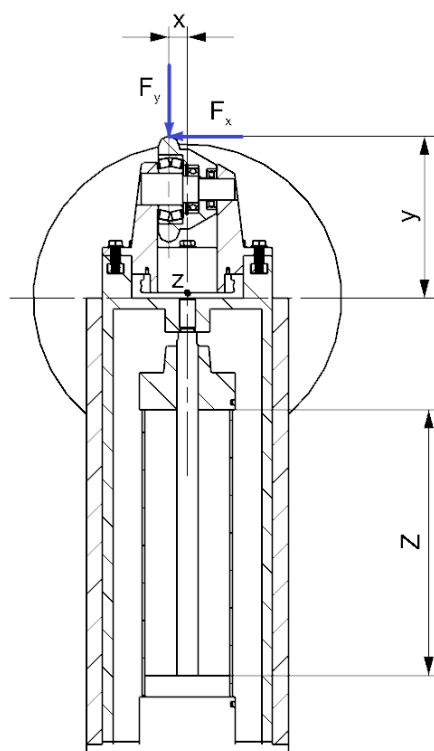
5.5.1. Vstupní parametry

Předmětem simulace je sestava výsuvu hlavy válečkovacího zařízení. Kontrola je provedena při maximálním vysunutí pinoly, působení maximální přítláčné síly a maximální síly od posuvu.

Zdvih: $Z = 550 \text{ mm}$

Radiální síla na kladku: $F_y = F_r = 120 \text{ kN}$

Axiální síla na kladku: $F_x = F_a = 48 \text{ kN}$

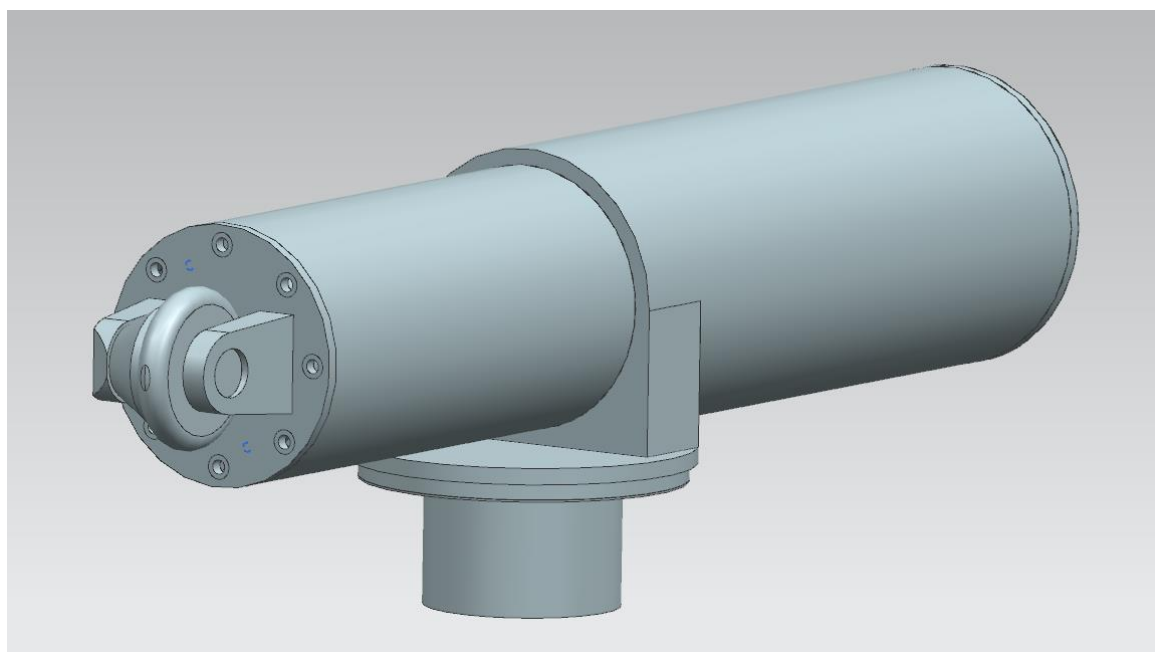


Obrázek 45: Působení sil

Cílem práce je pevnostní kontrola sestavy, vyšetření průběhů napětí a deformací.

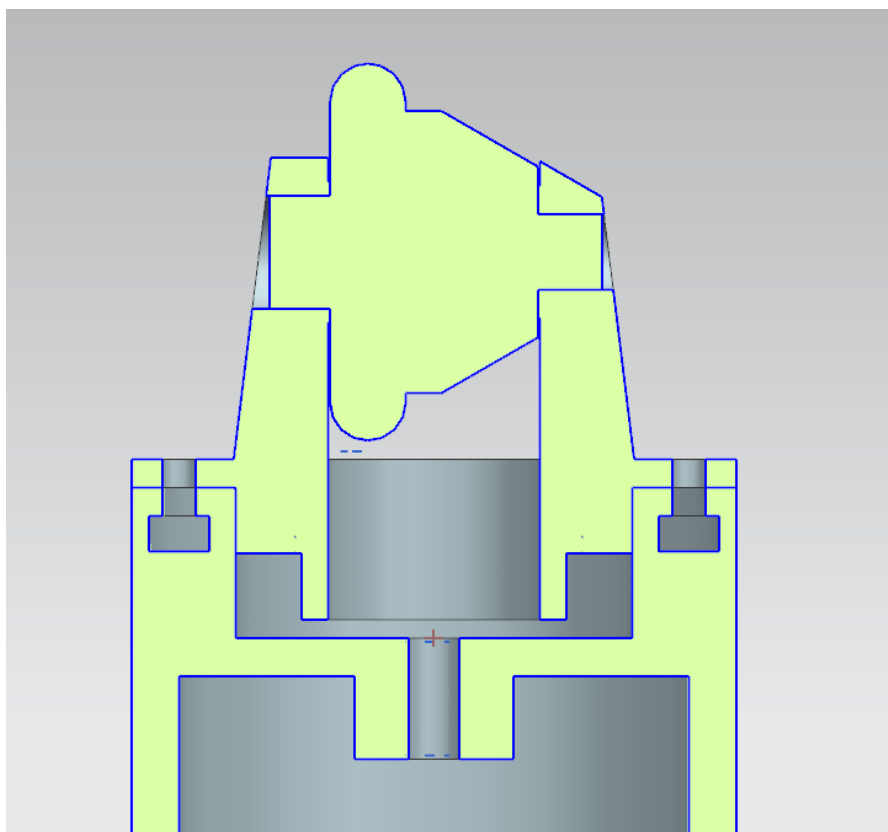
5.5.2. Definice úlohy

Při idealizaci byla pro zjednodušení modelu odstraněna zaoblení, součásti, šrouby a díry, které nejsou pro analýzu potřebné a nijak ji neovlivňují.



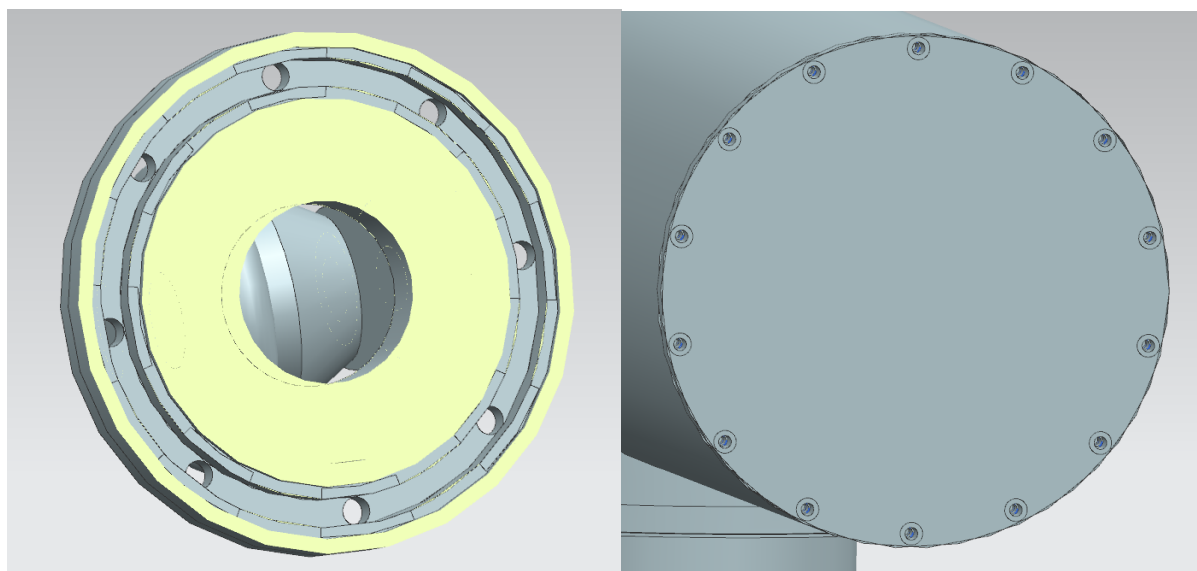
Obrázek 46: Idealizovaný model

Výpočet uložení ložisek nebylo cílem analýzy, proto byla kladka pevně spojena s osou tak, aby byly dotykové plochy podobné.



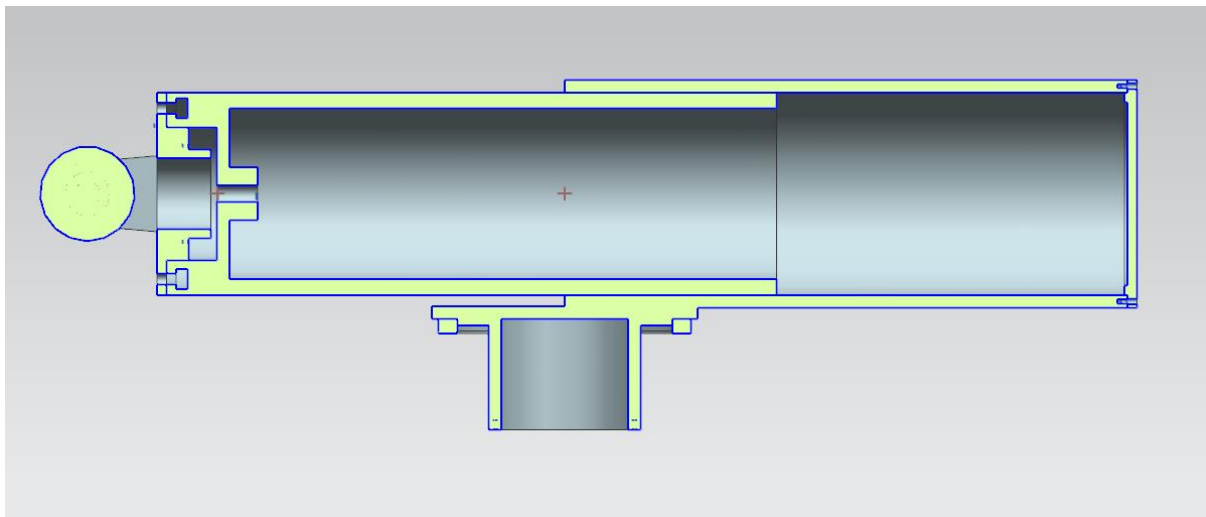
Obrázek 47: Idealizovaný model

Šrouby a matice přenášející zatížení byly také odstraněny, místo nich byly plochy pod nimi rozděleny a tím připraveny pro nahrazení 1D prvky.



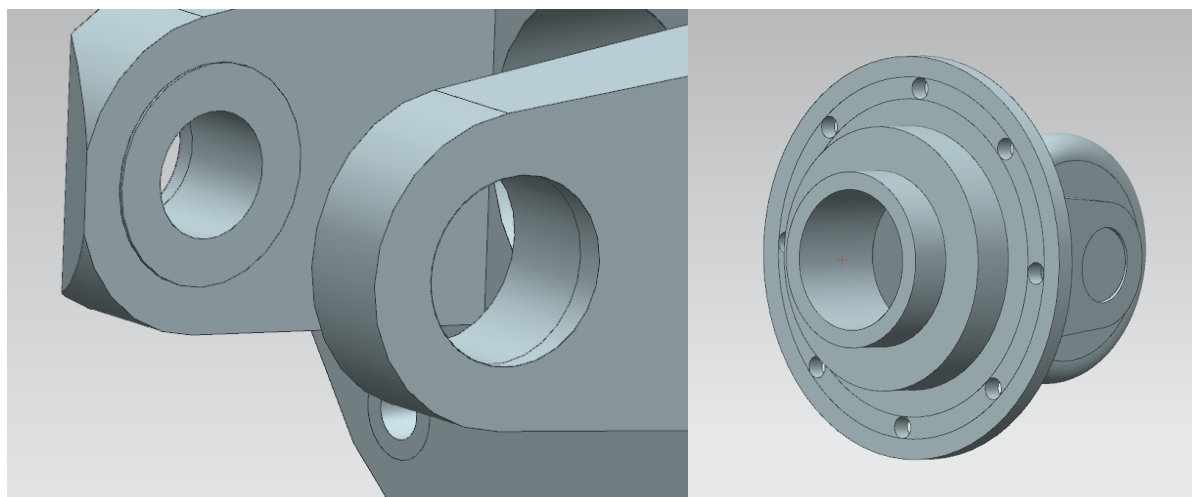
Obrázek 48: Idealizovaný model

Hydromotor a hirthovo ozubení byli také odstraněny a dále nahrazeny.



Obrázek 49: Idealizovaný model

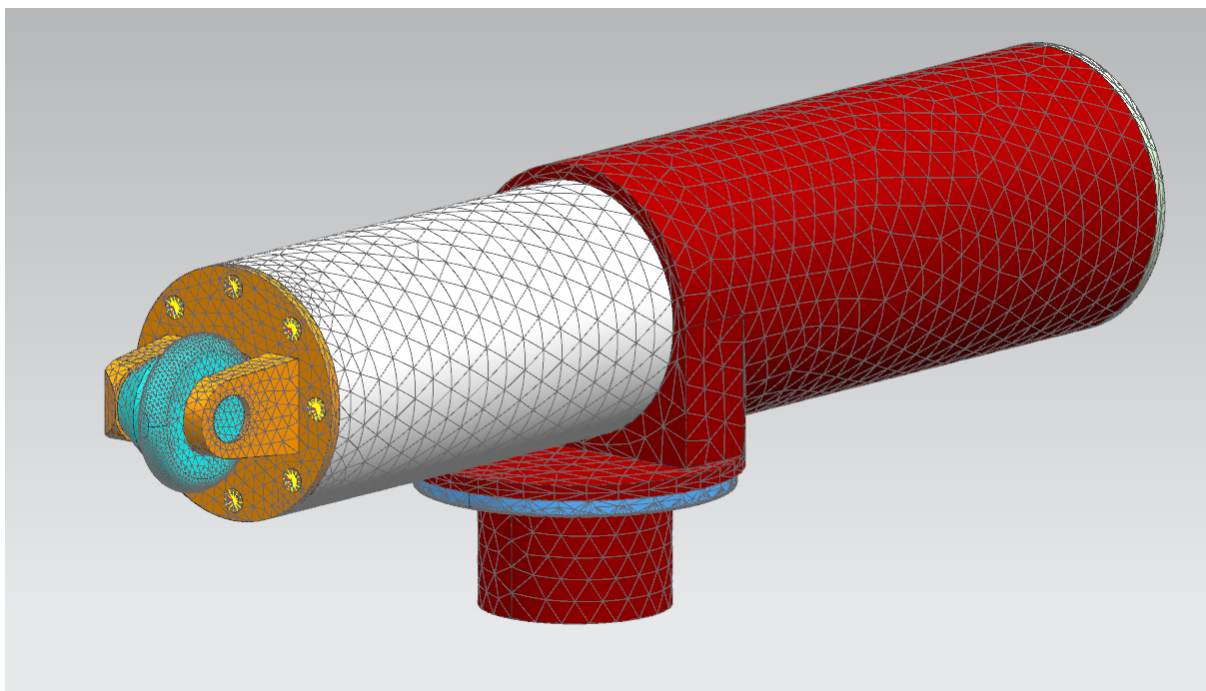
Na místech, kde se prvky dotýkají byli stěny rozdělány pro jednodušší vytvoření sítě.



Obrázek 50: Detail na rozdělené plochy

5.5.3. Tvorba sítě

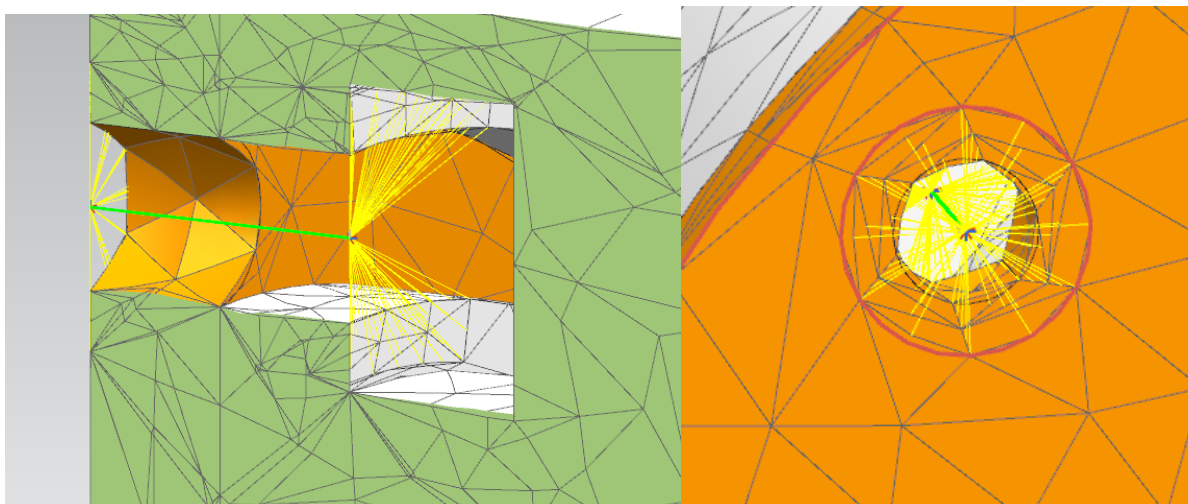
Na součásti byla použita tetraedrová síť, u některých ploch byla pomocí ovladače sítě zjemněna. Pro všechny součásti byl použit předdefinovaný materiál Steel z knihovny programu NX, která má modul pružnosti a poissonovo číslo podobné většině konstrukčních ocelí.



Obrázek 51: 3D síť

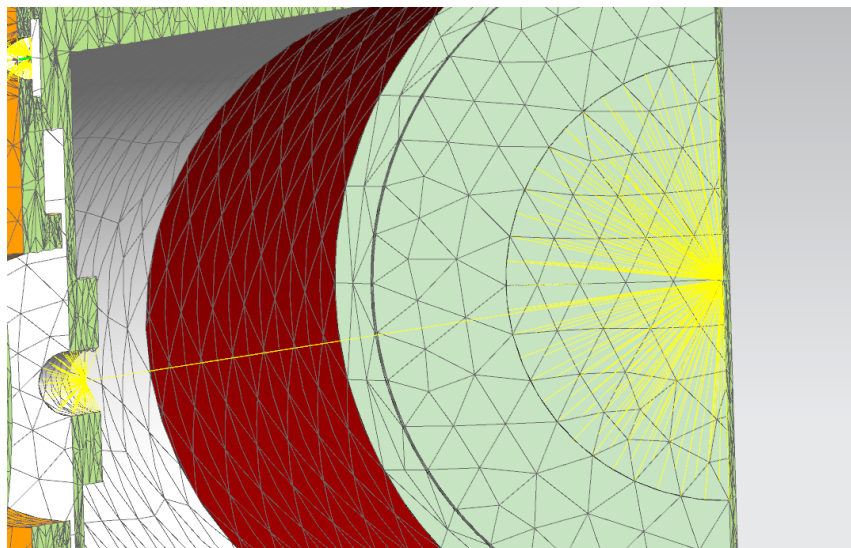
Na všechny dotykové plochy, které byly předem rozděleny, bylo použita funkce propojení sítě s volným spojem.

Šrouby byly nahrazeny 1D sítěmi RBEAM s definovaným průměrem, matice, podložky a závity propojením 1D sítě (bod na stěnu) prvky RBE2.



Obrázek 52: Detail na nahrazené šrouby

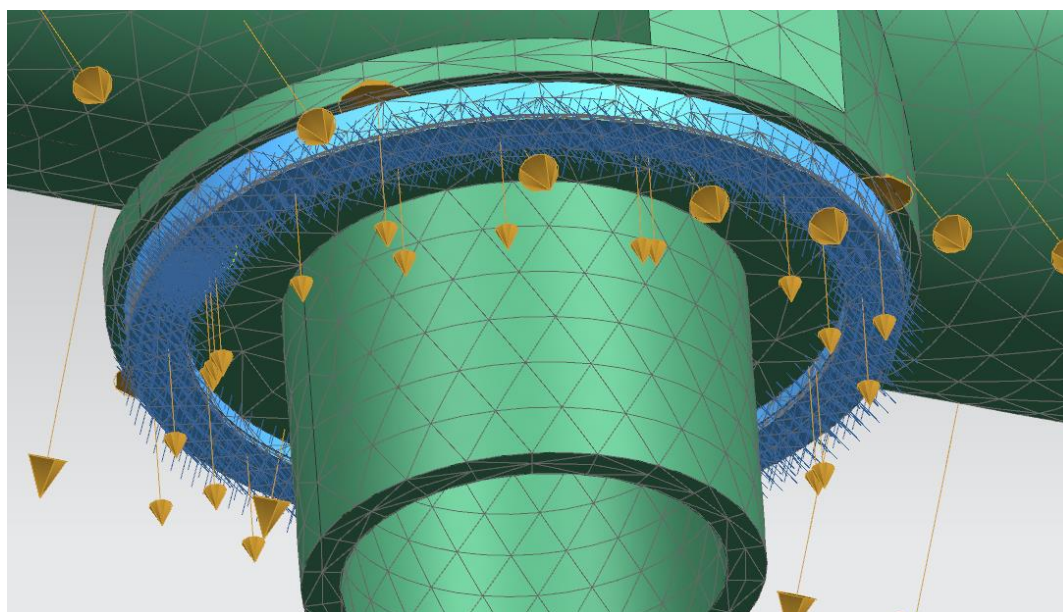
Hydromotor byl také nahrazen pomocí 1D sítě stejně jako při nahrazování šroubů, průměr prvku byl nastaven na nejužší místo pístnice, 64 mm.



Obrázek 53: Nahrazení hydromotoru

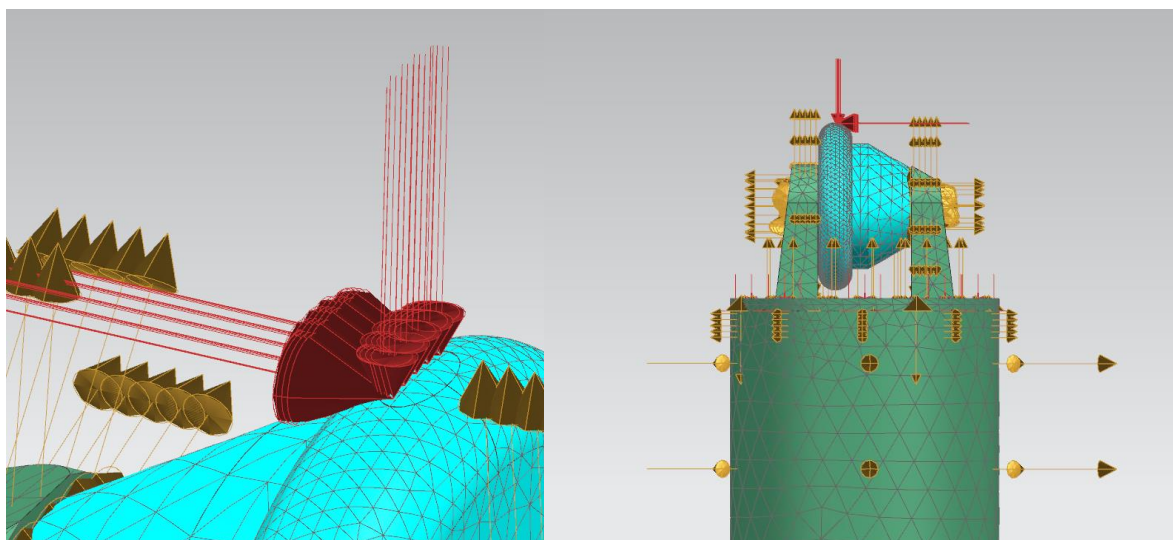
5.5.4. Okrajové podmínky a kontakty

Hirthova spojka má zaručovat velmi tuhé spojení, byla proto na styčnou plochu ozubení použita pevná vazba. Na spojení prstence s tělesem válce bylo použito spojení plochy s plochou.



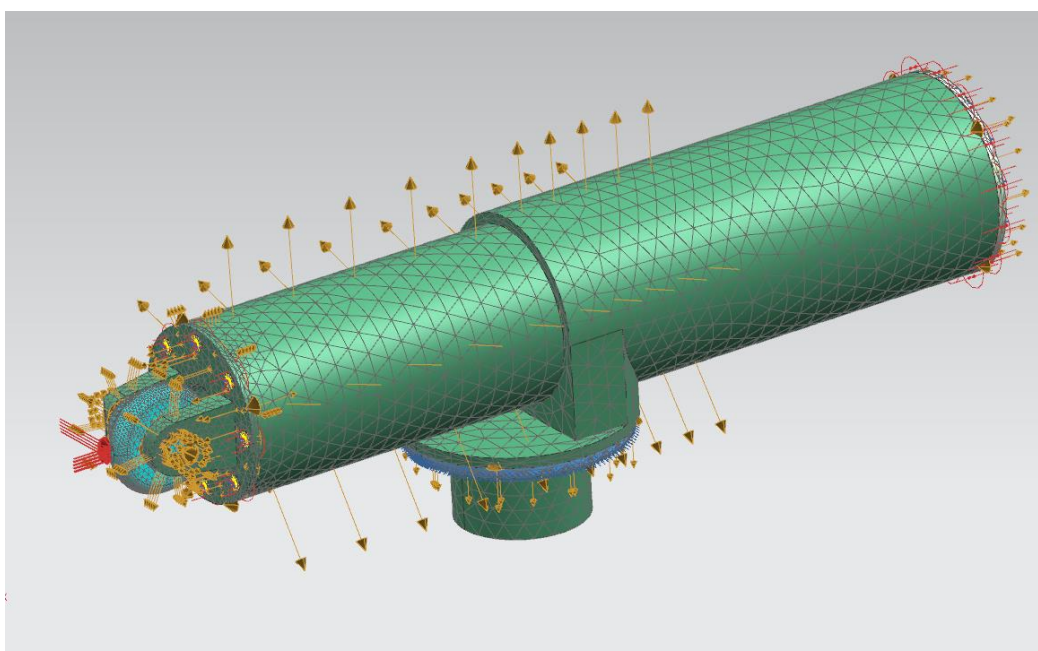
Obrázek 54: Upnutí

Na plochu simulující přídavek na obrobení byly použity síly podle zadání.



Obrázek 55: Síly

Pro všechny kontaktní plochy byl použit kontakt plochy na plochu, u nalisované kladky byl nastaven přesah. Na nahrazené šrouby pak bylo použito předepnutí šroubů na potřebné hodnoty vypočtené v programu KISSsoft, 55 kN u šroubů upínající hlavu na pinolu, a 17,5 kN u šroubů upevňující víko s hydromotorem. Prvek nahrazující hydromotor byl předepnut tak, aby simuloval přítláčnou sílu hydromotoru, tedy na 120 kN.

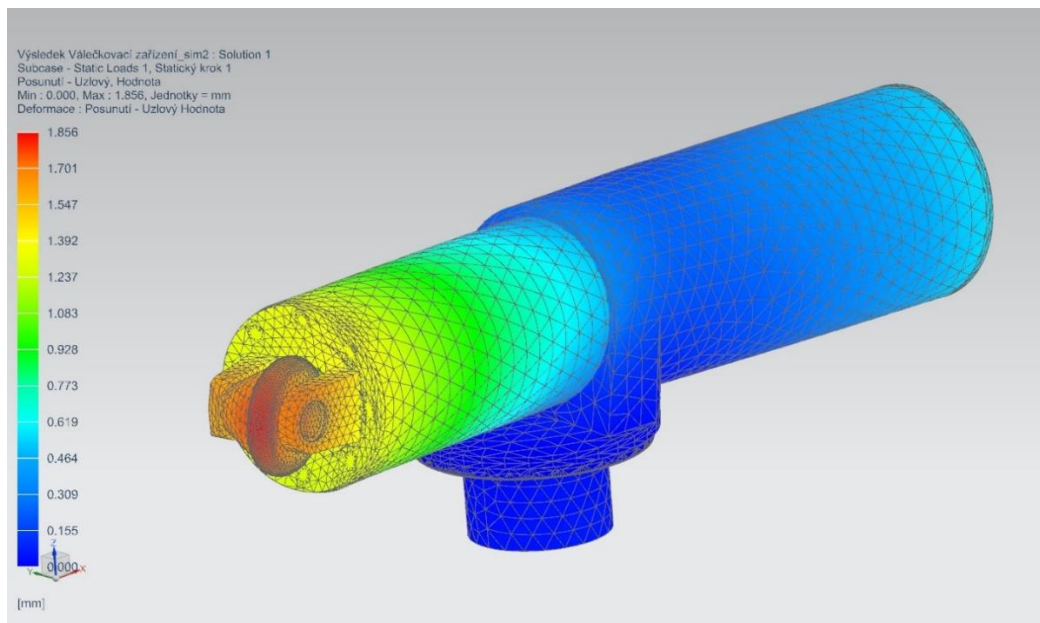


Obrázek 56: Okrajové podmínky a kontakty

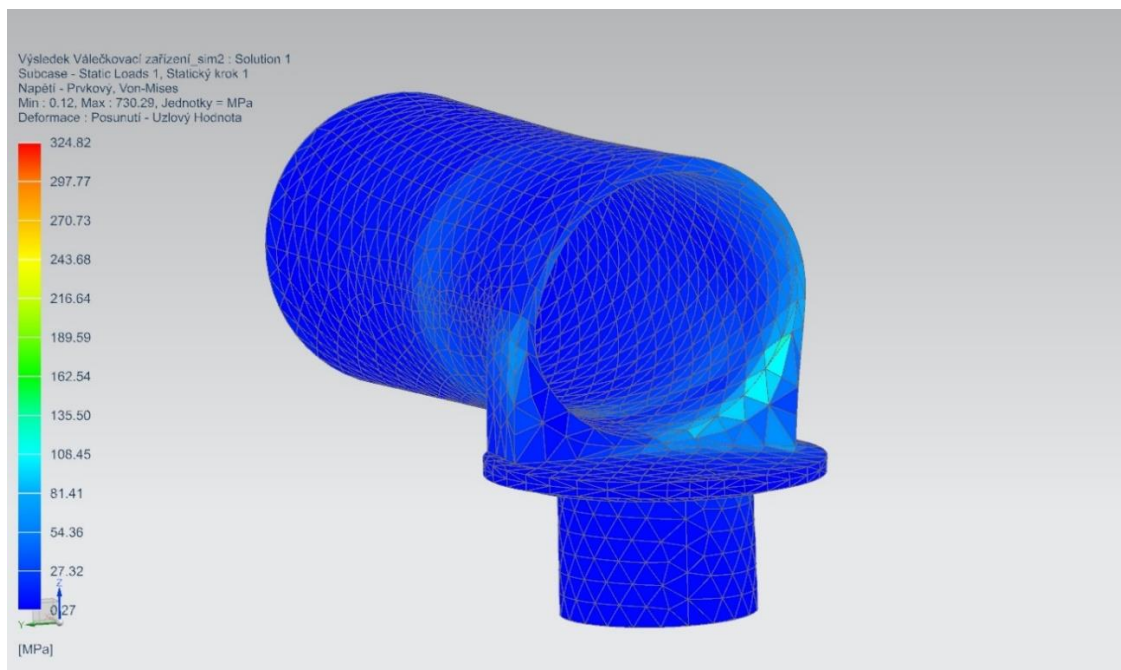
Při válečkování povrchů hřídelů se nepředpokládají velké dynamické účinky a využití v krajních pozicích se předpokládá jen výjimečně, proto je problém řešen jako úloha lineární statiky.

5.5.5. Výsledky MKP analýzy

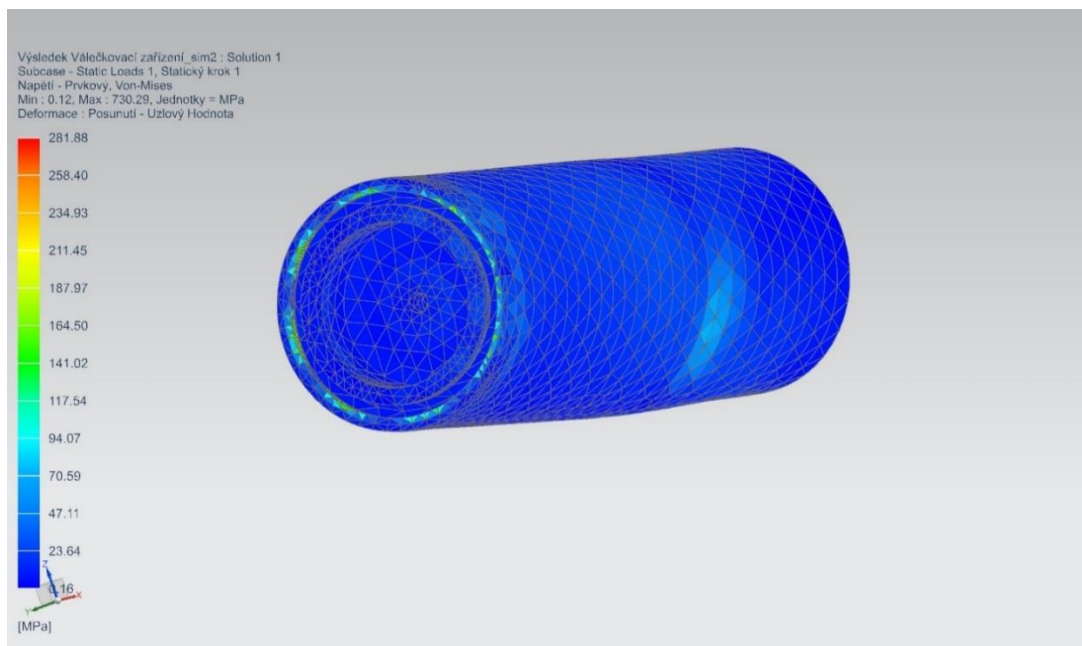
Nejvyšší redukované napětí je 730 MPa v místech dotyku nalisované osy, to ale není směrodatné, kvůli zjednodušení uložení kladky. Hlavní hledané výsledky byly celkové posunutí kladky a napětí ve vedení pinoly.



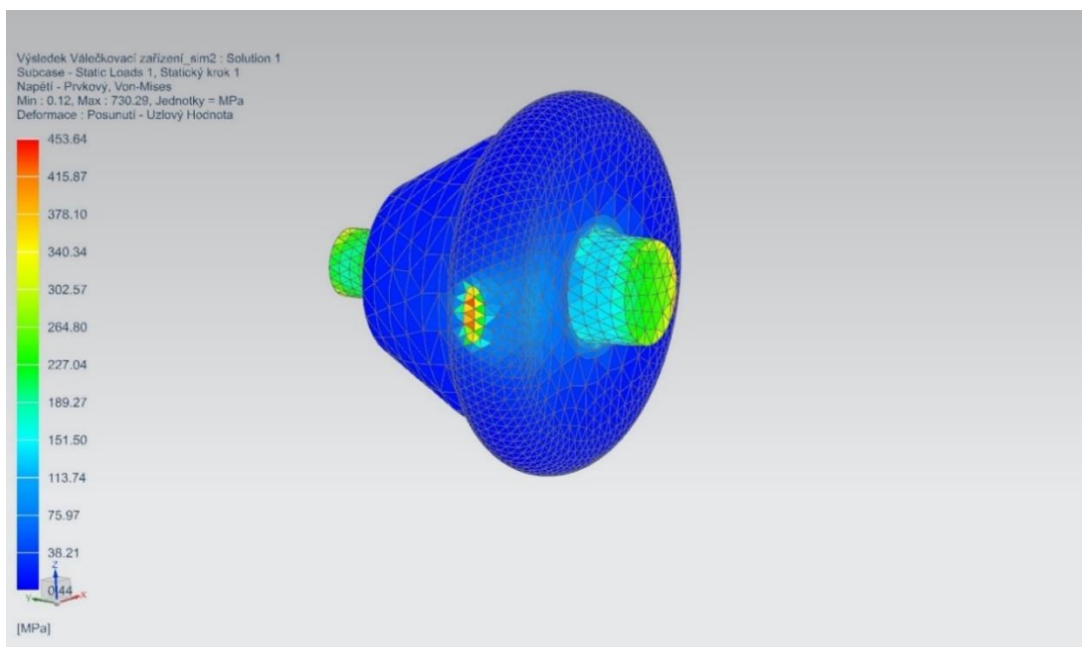
Obrázek 57: Celkové posunutí



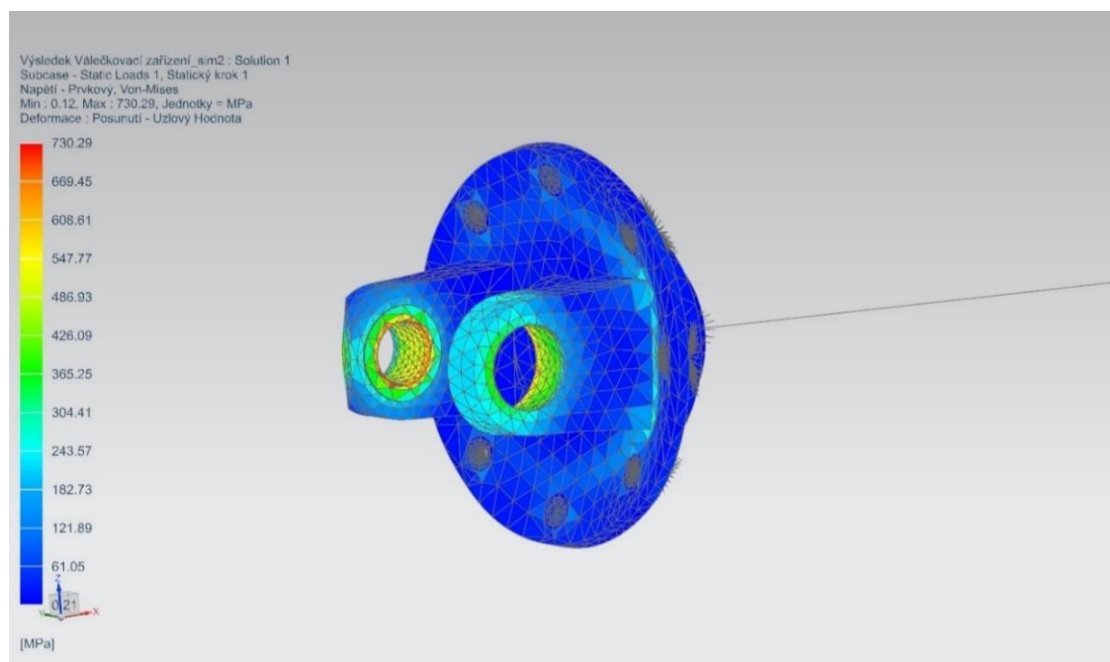
Obrázek 58: Průběh napětí (Von mises) ve vedení pinoly



Obrázek 59: Průběh napětí (Von mises) v pinole



Obrázek 60: Průběh napětí (Von mises) v nalisování



Obrázek 61: Průběh napětí (Von mises) tělesa hlavy

5.5.6. Vyhodnocení MKP analýzy

Nejvyšší napětí vyšlo 730 MPa v místech nalisování osy kladky a jejího uložení, které bylo ale velmi zjednodušeno a výsledky mohou být zkreslené. Hledané výsledky průběhu napětí ve vedení pinoly ukázali maximální napětí ve vedení $\sigma_{max} = 324.82$ MPa, které se vyskytlo v uzlech u zasíťování děr pro uchycení příruby hydromotoru, což stejně jako u nalisování není směrodatný výsledek. Hledané špičky ve vedení pinoly dosahují hodnoty 125 MPa a celkové posunutí v místě působení sil je 1,856 mm, respektive posunutí v ose y, 1,711 mm. Vedení je z oceli 12 050 ($Re = 330$ MPa) a při pomnutí napět'ových špiček ve zjednodušených místech a uvažování maximálního napětí $\sigma_{max} = 125$ MPa lze konstatovat, že pro danou bezpečnost vyhovuje.

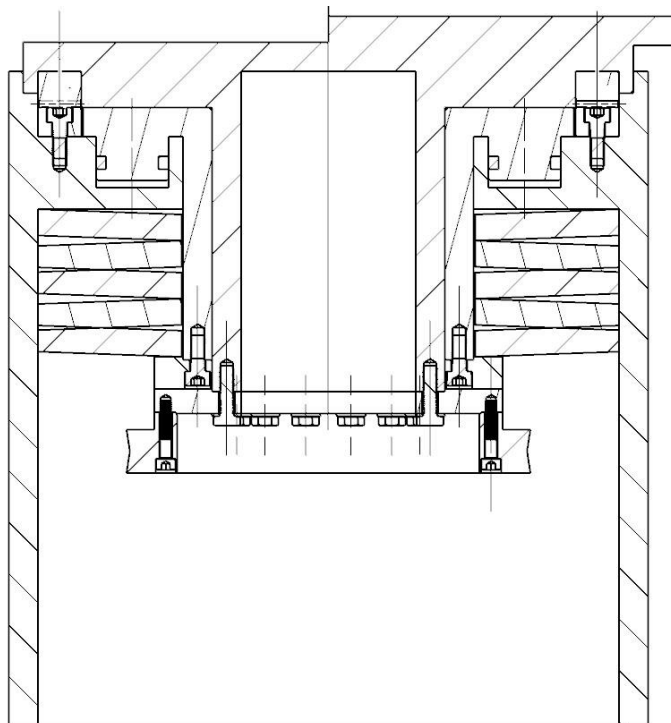
$$\sigma_d = 220 \text{ MPa} (R_d = Re/k; k = 1.5)$$

$$\sigma_{max} < \sigma_d$$

5.6. Návrh natáčení válečkových hlav

Natáčecí mechanismus se skládá z věže, tělesa vedení pinoly, které má v dolní části přírubu a čep, hirthovy spojky a šnekového soukolí.

Spojka s čelním ozubením neboli Hirthova spojka, zajišťuje velmi tuhé spojení a přesné ustanovení v poloze. Počet poloh převodovky je dán počtem zubů na věncích hirthova ozubení. Z katalogu firmy Röhms byl zvolen věnec o vnějším průměru 400 mm se 120 ti zuby. V programu PTC Mathcad bylo ozubení zkontrolováno z hlediska měrného tlaku v ozubení.



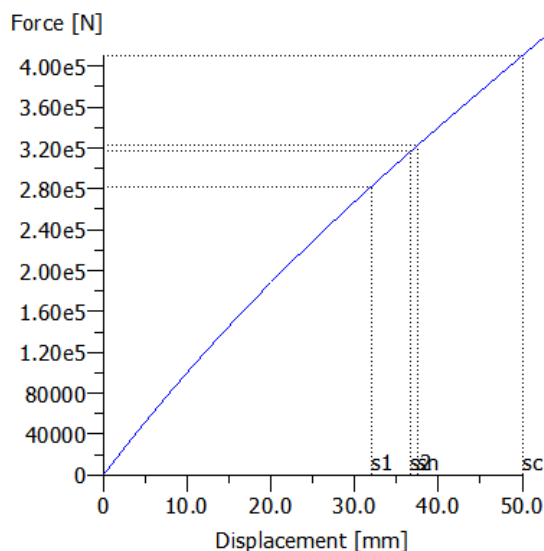
Obrázek 62: Řez natáčecím mechanismem

5.6.1. Upnutí spojky

Předpokladem spolehlivého upnutí je vyvození dostatečné upínací síly vzhledem ke klopným momentům působícím na spojku. Vypočtená upínací síla 280 kN je ve spojnici vyvozena talířovými pružinami. Na základě prostorových možností v oblasti spojky byly určeny vnější a vnitřní průměr pružiny. Pro zmenšení tuhosti pružiny při zachování upínací síly je použita sada 5 ti sériově uspořádaných pružin. Tloušťka pružin byla navržena v programu KISSsoft, zároveň byla určeno i počáteční stlačení pružiny a maximální síla pružin při překonání zdvihu která činí 323.3 kN. Vnější průměr pružin je 400 mm, vnitřní průměr 200 mm a materiálem pružin je pružinová ocel X10CrNi 18-8.

Vnější průměr	400 mm
Vnitřní průměr	202 mm
Tloušťka	18 mm
Délka v nezatíženém stavu	28 mm
Materiál	X10CrNi 18-8

Tabulka 1: Parametry pružin



Obrázek 63: Síla a stlačení talířových pružin

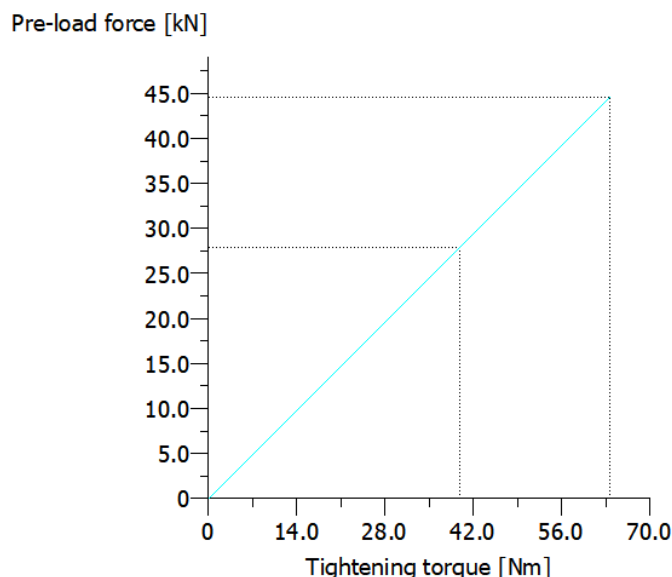
5.6.2. Zdvihací mechanismus

Pro možnost vytočení je nutné přemoci sílu vyvozenou pružinami a tíhu sestav vedení pinoly a válečkovací hlavy, aby bylo dosaženo potřebného zdvihu pro rozpojení spojky. Hodnota zdvihu udávaná výrobcem je 4,7 mm. Zdvihací síla je vyvozena čtyřmi hydraulickými tělisky po obvodu spojky, které byly navrženy a vypočteny v programu PTC Mathcad. Průměr hydraulických válců je 50 mm. Tlak kapaliny v hydraulických těliscích je nakonec dán vztahem:

$$p := \frac{F_v}{n_p \cdot S} = 41.164 \text{ MPa}$$

Tento tlak musí zajistit hydraulický agregát, jehož navržení není obsahem této práce. Agregát může být stejně jako agregát pro hydraulický obvod přítlaku válečků uložen v saních zařízení.

Pružiny jsou ve spojce uchyceny pomocí zdvihacího tělesa, na kterém se v horní části nacházejí písty, a příruby ve spodní části, která je ke zdvihacímu tělesu uchycena sadou šroubů. Tyto šrouby musí přenášet sílu pružin a byly proto navrženy v programu KISSsoft. Jedná se o sadu 14 ti šroubů se zápustnou hlavu M10x20-10.9.

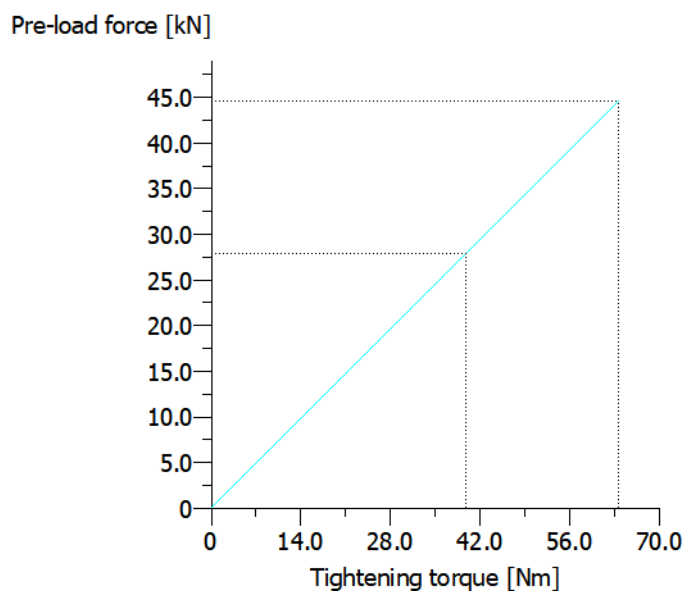


Obrázek 64: Předepnutí šroubů sestavy zdvihu

5.6.3. Otočný mechanismus

Další část spojky je již těleso vedení pinoly, na jehož přírubovou část je uchycen druhý prsteneč hirthova ozubení. Při zdvižení pomocí zdvihacího mechanismu se těleso otáčí na čepu vsunutého do zdvihacího tělesa. Při ustanovení tělesa do polohy a uvolnění zdvihu je potřeba přenést upínací sílu vyvozenou pružinami. To zajišťuje další příruba se sadou šroubů, které byly opět spočítány v programu KISSsoft. Příruba je zde uchycena stejnou sadou šroubů M10x20-10.9, hodnoty předepnutí se však liší a jsou patrné z obrázku 66.

Otočný pohyb je realizován stejně jako u válečkové hlavy ručně, pomocí šnekového mechanismu. Šnekové kolo i šnek je zde válcový. Válcové šnekové kolo umožňuje, aby byl šnek upevněn ve věži, posunutý vertikálně o hodnotu zdvihu, a při zdvihnutí byl ve správné poloze.



Obrázek 65: Předepnutí šroubů příruby

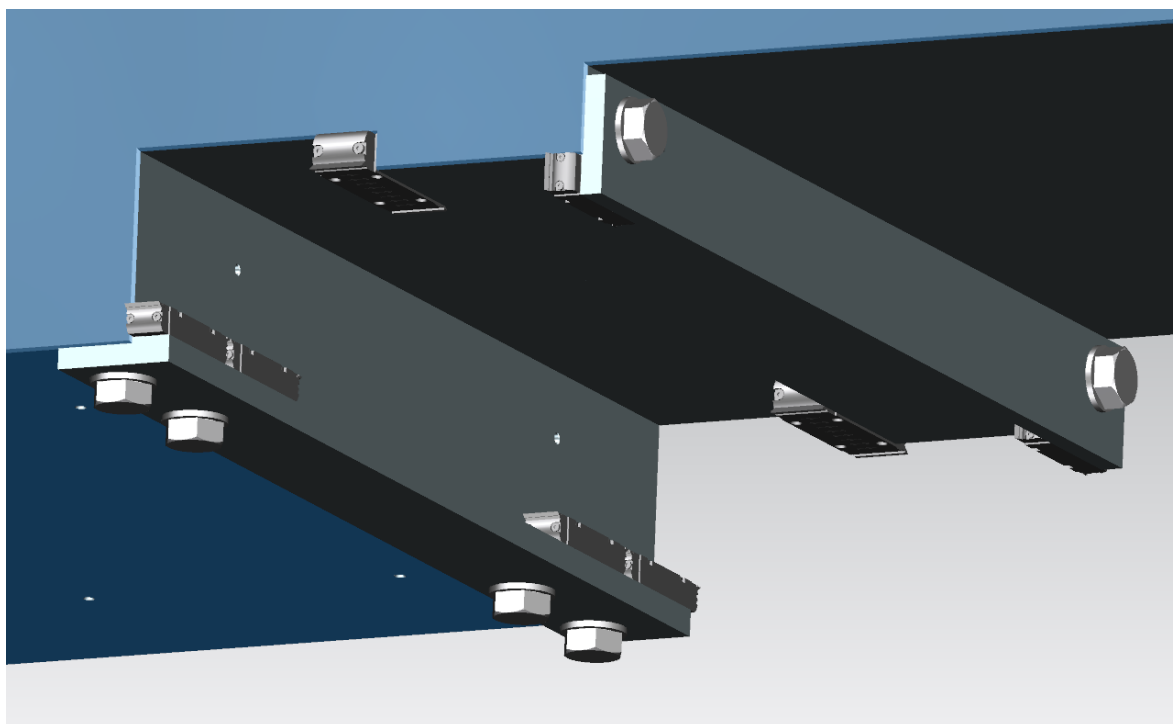
5.7. Návrh vedení saní

Vedení saní je na požadavek zadavatele realizováno pomocí valivých jednotek po kalených vodících plochách lože. Valivé jednotky neboli „tanky“ musí být navrženy tak, aby vydržely zatížení od působících sil. Tanky jsou proto rozmístěny tak, aby byly zachyceny síly v obou směrech kolmých k vodícím plochám lože. Bylo použito 4 tanky pro horní plochu, 4 tanky pro boční plochy a 8 tanků pro dolní plochy, které jsou zatíženy nejvíce.

Při výpočtu zatížení byly nejprve určeny polohy tanků v souřadnicovém systému a polohy působení sil pro horní a dolní tanky ve směru y (směr posuvu) byly transformovány vzhledem ke středu pružnosti. Poté byly definované složky sil a momentů působící na jednotlivé sady tanků a zatížení v počátku souřadnic. Následně byly definovány vektory zatížení při maximálním vysunutí pinol a byly spočítány reakce tanků. Postup byl nejprve proveden pro případ jednostranného válečkování, při kterém na rozdíl od oboustranného válečkování působí značné zatížení i na boční tanky. Poté byl postup zopakován pro případ oboustranného válečkování. Dále byly vyhodnoceny maximální reakce v jednotkách a určena statická bezpečnost. Nakonec byly z katalogu firmy Schaeffler vybrány tanky typu RUS a spočítána jejich dynamická bezpečnost. Celý návrh vedení je v příloze č. 14.

Pro horní plochy vedení byly zvoleny RUS 26126, pro dolní a boční plochy pak tanky RUS 19105, přičemž boční tanky jsou 4 a dolních tanků je 8 a jsou ustanoveny vzhledem k značně omezenému prostoru dolních vodících ploch za sebou.

Boční a dolní tanky jsou z hlediska možnosti montáže zařízení na lože uchyceny k saním pomocí lišt, které jsou k saním uchyceny sadou šroubů. Jedná se o šrouby M24x35-12.9, 8 šrouby pro lištu dolních jednotek a 4 šrouby pro lištu bočních jednotek.



Obrázek 66: Valivé jednotky

5.8. Návrh posuvového mechanismu

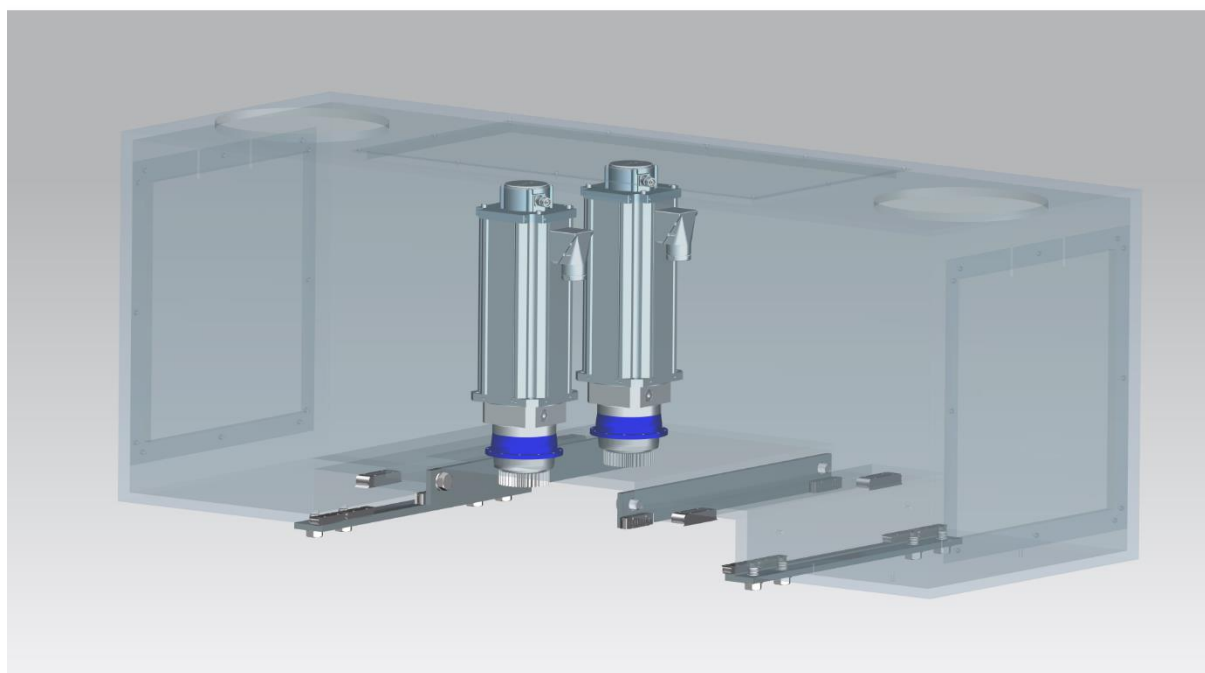
Posuv zařízení po loži je realizován pomocí pastorku a hřebene. Předepnutí je řešeno pomocí 2 servomotorů v režimu master – slave.

Kvůli omezenému prostoru ve středové části lože by bylo velmi obtížné horizontální uložení pohonů mechanismu posuvu, aby bylo možné pro posuv použít původní hřeben na loži. Pro vertikální uložení byly proto zvoleny převodové skříně firmy Wittenstein, které byly spolu se servomotory umístěny a připevněny do děr ve střední části saní. Vedle původního hřebenu je pak třeba uchytit hřeben značky Wittenstein INIRA, umožňující velmi moderní a sofistikované uchycení.

Převodovka s pastorkem a pohon byly zvoleny pomocí softwaru Cyrex 5 firmy Wittenstein, který po definování zátěžného profilu určí ideální převodovku a motor ze sortimentu firmy a generuje CAD data. Parametry posuvu nebyly zadány, proto byly zvoleny tak, aby byly dostatečné. Zvolené parametry jsou patrné z tabulky 2. Výstup z návrhu je v příloze č. 16.

Parameter	Value
Total mass to be moved m	4000 kg
Max. process force F_p	48000 N
Max. speed v_{max}	0.26 m/s
Max. acceleration a_{max}	1 m/s ²

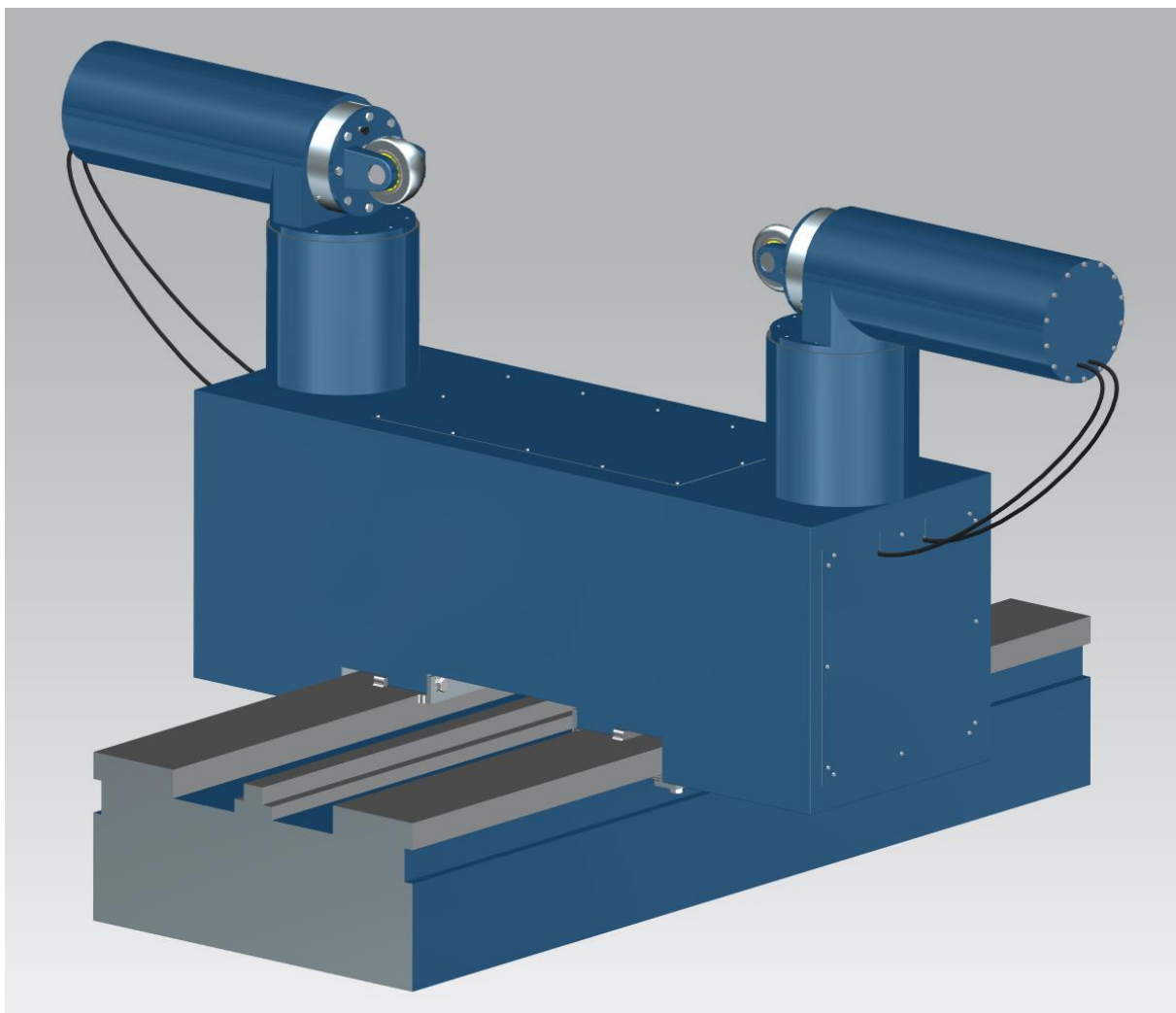
Tabulka 2: Vstupní parametry posuvu



Obrázek 67: Posuvový mechanismus Wittenstein

5.9. Návrh chlazení

Chlazení má být realizováno strojním olejem typu L, S, SU. Průtok oleje při přítlačné síle do do 100 kN má být 2 l/h a nad 100 kN 5 l/h. Tento požadavek se splní částečným užitím prostředků pro chlazení nástrojů používaného u horizontek. Do základu se umístí agregát s nádrží o objemu 300 l a kapalina je vedena pomocí rozvodu trubkou do odběrných míst na loži. Kapalina je pak pomocí agregátu vedena do ohebné hadice s hubicí upevněné na stojánku, který se upevní na pinolu v blízkosti kladky s proudem namířeným na místo dotyku válečku s válečkovanou plochou. Stojánek je s rozvodem na loži spojen hadicí.



Obrázek 68: Válečkovací zařízení

6. Technickoekonomické hodnocení a závěr

Cílem této práce byl konstrukční návrh válečkovacího zařízení pro soustruh SR4000 společnosti Škoda Machine Tool a.s. Úvodní část byla věnována popisu zadaného tématu, historii společnosti Škoda Machine tool a.s. a hrotovým soustruhům SR. Následovala rešerše technologie válečkování a analýza požadavků na konstrukci stroje určeného pro tuto technologii. Dále bylo uvedeno konkurenční řešení vybrané s ohledem na podobnost se zadanými parametry. Poté byly požadavky a parametry na konstrukci zařízení specifikovány.

Hlavní částí práce byl konstrukční návrh válečkovacího zařízení. Nejprve byl zvolen koncept konstrukčního řešení. Byl navržen tvar válečků a jeho uložení na ose otočné válečkovací hlavy. Uložení bylo navrženo ve třech různých variantách a po jejich porovnání byla vybrána ta nejlepší. Dále bylo navrženo mechanismus pro otáčení válečkovací hlavy a spočteny šrouby pro její upnutí. Pro výsuv válečkovací hlavy byla navrženo vedení pinoly a hydromotor s hydraulickým agregátem a oběhem. Byly vypočteny šrouby pro uchycení příruby hydromotoru k tělesu vedení pinoly. V další části byla provedena MKP analýza vedení pinoly pro zjištění měrných tlaků ve vedení. Dále bylo navrženo natáčení válečkovacích hlav a upnutí pomocí hirthovy spojky. Pro upnutí hirthovy spojky byly navrženy a spočteny talířové pružiny a dvě sady šroubů. V poslední části řešení bylo navrženo a spočteno lineární vedení saní zařízení pomocí valivých jednotek a navrženo posuvový mechanismus.

Na trhu není zařízení, které by alespoň přibližně splňovalo zadané parametry, konstrukční řešení tohoto zařízení je proto unikátní a porovnání ekonomických nákladů s konkurencí není možné. Cenu zařízení by bylo možné určit po poptání cen všech nakupovaných dílů a cen dílů vyrobených, to ale nebylo v rámci této práce provedeno.

Požadované parametry zařízení	Navržená konstrukce
Válečkování při zastaveném posuvu	Bezvúlový posuvný mechanismus
Válečkování válcových, kuželových, rádiusových ploch a přechodů z válce na kužel	Mechanismus pro natáčení válečkovacích hlav s hirthovou spojkou
Hydraulické řízení přítlačné síly Maximální řízená přítlačná síla 120 kN	Hydromotor s maximální přítlačnou silou 122 kN, hydraulický agregát s řídicím blokem
Celková šířka zařízení maximálně 4000 mm	Maximální šířka zařízení je 3900 mm
Výška osy soustruhu nad ložem 1400 mm	Výška osy soustruhu nad ložem je 1400 mm
Rozsah válečkováných průměrů hřídelů 250 až 1200 mm	Rozsah válečkováných průměrů hřídelů je 250 až 1200 mm
Tvrдость povrchu válečků 62 HRC	Tvrдость povrchu válečků je 62 HRC
Tvářecí váleček ustanoven 4-5 mm před vyhlazovacím	Místo dotyku tvářecího válečku je posunuto o 4 mm před místem dotyku vyhlazovacího válečku
Rádius profilu tvářecího válečku je 20 mm, rádius vyhlazovacího válečku je 100 mm	Rádius profilu tvářecího válečku je 20 mm, rádius vyhlazovacího válečku je 100 mm
Průměr válečků 150 až 200 mm	Průměr válečků je 200 mm

Tabulka 3: Technické hodnocení

Použité zdroje

- [1] Wikipedia. *Škoda (podnik)* [online]. [cit.: 16.11.2019] Dostupné z: [https://cs.wikipedia.org/wiki/%C5%A0koda_\(podnik\)](https://cs.wikipedia.org/wiki/%C5%A0koda_(podnik))
- [2] Škoda Machine Tool a.s. *Historie* [online]. [cit.: 16.11.2019] Dostupné z: <https://skodamt.com/cs/spolecnost/historie>
- [3] Škoda Machine Tool a.s. *Současnost* [online]. [cit.: 16.11.2019] Dostupné z: <https://skodamt.com/cs/spolecnost/soucasnost>
- [4] Wikipedia. *Škoda Auto* [online]. [cit.: 18.11.2019] Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/%C5%A0koda_Auto
- [5] Parostroj. *Značka škoda bylo 75 let* [online]. [cit.: 18.11.2019] Dostupné z: https://www.parostroj.net/historie/znacka_SKODA/znacka_SKODA.htm
- [6] iDNES.cz. *Československá letecká společnost měla zahraniční linky dříve než ČSA* [online]. [cit.: 20.11.2019] Dostupné z: https://www.idnes.cz/technet/technika/ceskoslovenska-letecka-spolecnost.A170118_221700_tec_technika_erp
- [7] ZAHRADNÍČKOVÁ, Z. *Zbrojná výroba v Dubnici nad Váhom* [online] [cit.: 20.11.2019] Dostupné z: <https://is.muni.cz/th/aljji/Zuzana-Zahranickova-Zbrojni-vyroba-v-Dubnici-nad-Vahom.pdf>
- [8] ŠKODA. *Historie* [online] [cit.: 20.11.2019] Dostupné z: <https://www.skoda.cz/historie/>
- [9] SUGINO. *Válečkovací nástroje* [online] [cit.: 3.3.2020] Dostupné z: <https://www.sugino.cz/index.php/cs/produkty/valeckovaci-nastroje>
- [10] KOVOSVIT MAS. *ROLLER 2800 CNC* [online] [cit.: 7.5.2020] Dostupné z: <https://www.kovosvit.cz/roller-2800-cnc-p41.html>
- [11] Škoda Machine Tool a.s. *Soustruhy typu SR 1-5* [online]. [cit.: 15.7.2020] Dostupné z: <https://skodamt.com/cs/produkty/univerzalni-horizontalni-soustruhy/soustruhy-sr-1-5>
- [12] JAGOŠOVÁ H. *Válečkování* [online]. [cit.: 3.3.2020] Dostupné z: <http://www.uh.cz/szesgsm/files/sblizovani/pdf/modul-valeckovani-pro-tisk.pdf>
- [13] BAUBLIES GROUP. *Technologie válečkování* [online]. [cit.: 4.3.2020] Dostupné z: <https://www.baublies.com/technologie-valeckovani.html>
- [14] OCTUPUS TOOLS. *Válečkování – válečkovací nástroje* [online]. [cit.: 4.3.2020] Dostupné z: <https://www.octopustools.com/me-valeckovani.php>
- [15] SEKERKA V. *Technologie válečkování jako dokončovací operace* [online]. [cit.: 5.3.2020] Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=17654
- [16] MOLLART. *Carbide roll burnishing tools* [online]. [cit.: 16.3.2020] Dostupné z: <https://mollart.com/tooling/carbide-rolling-burnishing-tools>
- [17] KYOCERA. *Roller burnishing* [online]. [cit.: 16.3.2020] Dostupné z: <https://www.kyocera-unimerco.com/products-and-services/metal/roller-burnishing/>
- [18] HOŠKOVÁ E. *Princip a konstrukce nástrojů pro válečkování* [online]. [cit.: 16.3.2020] Dostupné z: <https://core.ac.uk/download/pdf/30292721.pdf>
- [19] DREXLER T. *Návrh frézovacího zařízení pro soustruhy SR upínaného do revolvérové hlavy se svislou osou otáčení*. Plzeň: ZČU v Plzni, 2013
- [20] Rexroth. *Axial piston variable pump A10VSO* [online] [cit.: 11.6.2019] Dostupné z: https://www.boschrexroth.com/en/xc/myrexroth/mediadirectory?language=en-GB&publication=NET&filterMediatype=1584&search_query=92711&search_action=submit

PŘÍLOHA č. 1

Zatížení válečku

Zatížení kladky

1 Obrábění válcových a kuželových povrchů

- $f_{ob} := 0.4$...součinitel tření mezi kladkou a obrobkem
- $f_v := 0.15$...součinitel tření ve vedení
- $\alpha := 30 \cdot \text{deg}$...úhel mezi povrchem obrobku a osou pinoly
- $D_k := 200 \cdot \text{mm}$...průměr kladky
- $D := 1200 \cdot \text{mm}$...max. průměr obrábění
- $d := 250 \cdot \text{mm}$...min. průměr obrábění
- $z := \frac{D-d}{2} + 25 \cdot \text{mm} = 0.5 \text{ m}$...zdvih pinoly
- $a := z + D_k + 100 \cdot \text{mm} = 0.8 \text{ m}$...vyložení kladky z vedení pinoly
- $L := 1.0 \cdot a$...délka vedení pinoly
- $L = 0.8 \text{ m}$ $\kappa := \frac{a}{L} = 1$
- $F_R := 120 \cdot \text{kN}$...max. radiální síla kladky
- $k_{pos} := f_{ob} = 0.4$...souc. posuvové síly
- $F_A := F_R \cdot k_{pos} = 48 \text{ kN}$...max. axiální síla kladky
- $F_s := F_A = (4.8 \cdot 10^4) \text{ N}$...max. posuvová síla saní

3 Spektrum zatížení kladky

- $v_c := 0.5 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}$
- $n_k := \frac{v_c}{\pi \cdot D_k} = 47.746 \frac{1}{\text{min}}$...otáčky kladky
- $q := [0.4 \ 0.4 \ 0.2]$...poměrná doba běhu
- $T_c := 4000 \cdot \text{hr}$...celková doba běhu
- $F1 := [0 \ F_A \ -F_R] = [0 \ 48 \ -120] \text{ kN}$
- $F2 := [0 \ -F_A \ -F_R] = [0 \ -48 \ -120] \text{ kN}$

PŘÍLOHA č. 3

Uložení válečku, varianta 2

Name : kladka_b
 Changed by: beber on: 20.07.2020 at: 08:53:33

Analysis of shafts, axle and beams

Input data

Coordinate system shaft: see picture W-002

Label	Shaft 1
Drawing	
Initial position (mm)	-10.000
Length (mm)	160.000
Speed (1/min)	0.00
Sense of rotation: clockwise	
Material	18CrNiMo7-6
Young's modulus (N/mm ²)	206000.000
Poisson's ratio nu	0.300
Density (kg/m ³)	7830.000
Coefficient of thermal expansion (10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature (°C)	20.000
Weight of shaft (kg)	3.105
Weight of shaft, including additional masses (kg)	3.105
Mass moment of inertia (kg*mm ²)	1254.100
Momentum of mass GD2 (Nm ²)	0.049
Label	Shaft 2
Drawing	
Initial position (mm)	15.000
Length (mm)	110.000
Speed (1/min)	50.00
Sense of rotation: clockwise	
Material	C45 (1)
Young's modulus (N/mm ²)	206000.000
Poisson's ratio nu	0.300
Density (kg/m ³)	7830.000
Coefficient of thermal expansion (10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature (°C)	20.000
Temperature for load spectrum	
No.	Temperature (°C)
1	20.000
2	20.000
3	20.000
Weight of shaft (kg)	9.661
Weight of shaft, including additional masses (kg)	9.661
Mass moment of inertia (kg*m ²)	0.053
Momentum of mass GD2 (Nm ²)	2.084
Position in space (°)	0.000

Consider deformations due to shearing

Shear correction factor 1.100

Rolling bearing stiffness is calculated from inner bearing geometry

Tolerance field: Mean value

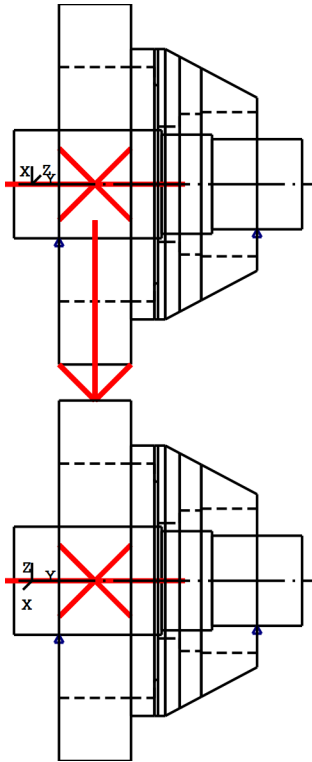


Figure: Load applications

Shaft definition (Shaft 1)

Outer contour

Cylinder (Cylinder)			0.000mm ...	82.000mm
Diameter (mm)	[d]	60.0000		
Length (mm)	[l]	82.0000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000		

Cylinder (Cylinder)			82.000mm ...	110.000mm
Diameter (mm)	[d]	55.0000		
Length (mm)	[l]	28.0000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000		

Radius left (Radius left)

r=2.00 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

Cylinder (Cylinder)			110.000mm ...	160.000mm
Diameter (mm)	[d]	50.0000		
Length (mm)	[l]	50.0000		

Surface roughness (μm) [Rz] 8.0000

Radius left (Radius left)

r=2.00 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2 μm /125 μin)

Bearing

Label in the model Support1

Bearing position (mm) [ylokal] 25.000

Degrees of freedom

X: fixed Y: fixed Z: fixed

Rx: fixed Ry: fixed Rz: fixed

Label in the model Support2

Bearing position (mm) [ylokal] 135.000

Degrees of freedom

X: fixed Y: fixed Z: fixed

Rx: fixed Ry: fixed Rz: fixed

Shaft definition (Shaft 2)

Outer contour

Cylinder (Cylinder) 0.000mm ... 40.000mm

Diameter (mm) [d] 200.0000

Length (mm) [l] 40.0000

Surface roughness (μm) [Rz] 8.0000

Radius left (Radius left)

r=20.00 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2 μm /125 μin)

Radius right (Radius right)

r=20.00 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2 μm /125 μin)

Cylinder (Cylinder) 40.000mm ... 59.000mm

Diameter (mm) [d] 150.0000

Length (mm) [l] 19.0000

Surface roughness (μm) [Rz] 8.0000

Radius left (Radius left)

r=2.00 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2 μm /125 μin)

Cone (Taper) 59.000mm ... 110.000mm

Diameter left (mm) [d_l] 150.0000

Diameter right (mm) [d_r] 96.0000

Length (mm) [l] 51.0000

Surface roughness (μm) [Rz] 8.0000

Inner contour

<u>Cylindrical bore (Cylinder inside)</u>			0.000mm ...	40.000mm
Diameter (mm)	[d]	130.0000		
Length (mm)	[l]	40.0000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000		
<u>Cylindrical bore (Cylinder inside)</u>			40.000mm ...	53.000mm
Diameter (mm)	[d]	130.0000		
Length (mm)	[l]	13.0000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000		
<u>Cylindrical bore (Cylinder inside)</u>			53.000mm ...	55.000mm
Diameter (mm)	[d]	110.0000		
Length (mm)	[l]	2.0000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000		
<u>Cylindrical bore (Cylinder inside)</u>			55.000mm ...	67.000mm
Diameter (mm)	[d]	64.0000		
Length (mm)	[l]	12.0000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000		
<u>Cylindrical bore (Cylinder inside)</u>			67.000mm ...	79.000mm
Diameter (mm)	[d]	78.0000		
Length (mm)	[l]	12.0000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000		
<u>Cylindrical bore (Cylinder inside)</u>			79.000mm ...	110.000mm
Diameter (mm)	[d]	80.0000		
Length (mm)	[l]	31.0000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000		

Forces

Type of force element	Centric force			
Label in the model	Centric force1			
Position on shaft (mm)	[y _{local}]	20.0000		
Length of load application (mm)		0.0000		
Power (kW)		0.0000		
Torque (Nm)		-0.0000		
Axial force (load spectrum) (N)		50000.0000 /	0.0001 /	0.0001
Shearing force X (load spectrum) (N)		0.0000 /	0.0000 /	0.0000
Shearing force Z (Load spectrum) (N)		-120000.0000 /	-0.0001 /	-0.0001
Bending moment X (Load spectrum) (Nm)		0.0000 /	0.0000 /	0.0000
Bending moment Z (Load spectrum) (Nm)		0.0000 /	0.0000 /	0.0000
Load spectrum:				

No.	Frequency (%)	Speed (1/min)	Power (%)	Torque (%)	Force (%)
1	4.0000e+001	50.000	100.000	100.000	100.000
2	4.0000e+001	50.000	0.000	0.000	0.000
3	2.0000e+001	50.000	0.000	0.000	0.000

Type of force element	Centric force	
Label in the model	Centric force2	
Position on shaft (mm)	[y _{local}]	20.0000
Length of load application (mm)		0.0000

Power (kW)	0.0000		
Torque (Nm)	-0.0000		
Axial force (load spectrum) (N)	-0.0001 /	-50000.0000 /	-0.0001
Shearing force X (load spectrum) (N)	0.0000 /	0.0000 /	0.0000
Shearing force Z (Load spectrum) (N)	-0.0001 /	-120000.0000 /	-0.0001
Bending moment X (Load spectrum) (Nm)	0.0000 /	0.0000 /	0.0000
Bending moment Z (Load spectrum) (Nm)	0.0000 /	0.0000 /	0.0000

Load spectrum:

No.	Frequency (%)	Speed (1/min)	Power (%)	Torque (%)	Force (%)
1	4.0000e+001	50.000	0.000	0.000	0.000
2	4.0000e+001	50.000	100.000	100.000	100.000
3	2.0000e+001	50.000	0.000	0.000	0.000

Type of force element	Centric force		
Label in the model	Centric force3		
Position on shaft (mm)	[ylocal]	20.0000	
Length of load application (mm)		0.0000	
Power (kW)		0.0000	
Torque (Nm)		-0.0000	
Axial force (load spectrum) (N)	0.0000 /	0.0000 /	32000.0000
Shearing force X (load spectrum) (N)	0.0000 /	0.0000 /	0.0000
Shearing force Z (Load spectrum) (N)	-0.0000 /	-0.0000 /	-40000.0000
Bending moment X (Load spectrum) (Nm)	0.0000 /	0.0000 /	0.0000
Bending moment Z (Load spectrum) (Nm)	0.0000 /	0.0000 /	0.0000

Load spectrum:

No.	Frequency (%)	Speed (1/min)	Power (%)	Torque (%)	Force (%)
1	4.0000e+001	50.000	0.000	0.000	0.000
2	4.0000e+001	50.000	0.000	0.000	0.000
3	2.0000e+001	50.000	100.000	100.000	100.000

CONNECTIONS

SKF BS2-2312-2RS/VT143 (cbearing 1) 41.500mm

Shaft 'Shaft 1' <-> Shaft 'Shaft 2'

Set fixed bearing right

d = 60.000 (mm), D = 130.000 (mm), b = 53.000 (mm), r = 2.100 (mm)

C = 325.000 (kN), C0 = 335.000 (kN), Cu = 36.000 (kN)

Ctheo = 324.915 (kN), C0theo = 334.926 (kN)

fC = 1.000 (kN), fC0 = 1.000 (kN)

Calculation with approximate bearings internal geometry (*)

Z = 8, Dpw = 97.812 (mm), Dw = 25.992 (mm)

Lwe = 25.370 (mm)

Diameter, external race (mm) [d_o] 123.157

Diameter, internal race (mm) [d_i] 72.519

Throat radius, external race (mm) [r_o] 63.282

Throat radius, internal race (mm) [r_i] 63.282

Bearing clearance ISO 5753-1:2009 C0 (52.50 µm)

SKF NU 1010 ML (cbearing 2) 117.000mm

Shaft 'Shaft 1' <-> Shaft 'Shaft 2'

Free bearing

d = 50.000 (mm), D = 80.000 (mm), b = 16.000 (mm), r = 1.000 (mm)

C = 31.900 (kN), C0 = 36.000 (kN), Cu = 4.300 (kN)

Ctheo = 31.896 (kN), C0theo = 35.998 (kN)

fC = 1.000 (kN), fC0 = 1.000 (kN)
 Calculation with approximate bearings internal geometry (*)
 Z =14, Dpw = 62.829 (mm), Dw = 7.191 (mm)
 Lwe = 9.177 (mm)
 Diameter, external race (mm) [d_o] 70.043
 Diameter, internal race (mm) [d_i] 55.615
 Bearing clearance ISO 5753-1:2009 C0 (45.00 μm)

SKF 81111 TN (cbearing_ax) 90.000mm

Shaft 'Shaft 1' <-> Shaft 'Shaft 2'

Set axial bearing left

d = 55.000 (mm), D = 78.000 (mm), b = 16.000 (mm), r = 0.600 (mm)

C = 69.500 (kN), C0 = 285.000 (kN), Cu = 29.000 (kN)

Ctheo = 69.457 (kN), C0theo = 285.000 (kN)

fC = 1.000 (kN), fC0 = 1.000 (kN)

Calculation with approximate bearings internal geometry (*)

Z =35, Dpw = 67.311 (mm), Dw = 5.930 (mm)

Lwe = 6.241 (mm)

Diameter, external race (mm) [d_o] 73.553

Diameter, internal race (mm) [d_i] 61.070

Bearing clearance 0.00 μm

Results

Note: the maximum deflection and torsion of the shaft under torque, the life modification factor aISO, and the bearing's thinnest lubricant film thickness EHL, are predefined for the first load bin.

Shaft

Maximum deflection 357.327 (μm) (Shaft 2 pos = 15.000 mm)

Mass center of gravity

Shaft 1 (mm) 73.499

Shaft 2 (mm) 40.998

Total axial load

Shaft 1 (N) 0.000

Shaft 2 (N) 32000.000

Torsion under torque

Shaft 1 (°) -0.000

Shaft 2 (°) 0.000

Bearing

Probability of failure [n] 10.00 %
 Axial clearance [u_A] 10.00 μm
 Lubricant Oil: ISO-VG 220
 Lubricant - service temperature [T_B] 20.00 °C
 Rolling bearing stiffness calculated from internal geometry

Shaft 'Shaft 1' Bearing 'Support1'

Position (Y-coordinate) [y] 25.00 mm

Bearing reaction force

Bearing reaction moment

	Fx (kN)	Fy (kN)	Fz (kN)	Fr (kN)	Mx (Nm)	My (Nm)	Mz (Nm)	Mr (Nm)
1	0.000	-18.960	106.765	106.765	1742.184	0.000	-0.014	1742.184
2	-0.000	39.510	109.598	109.598	1825.162	0.000	0.000	1825.162
3	-0.000	-12.134	35.023	35.023	563.673	0.000	0.001	563.673

Shaft 'Shaft 1' Bearing 'Support2'

Position (Y-coordinate) [y] 135.00 mm

Bearing reaction force

Bearing reaction moment

	Fx (kN)	Fy (kN)	Fz (kN)	Fr (kN)	Mx (Nm)	My (Nm)	Mz (Nm)	Mr (Nm)
1	-0.000	-31.040	13.360	13.360	-806.404	-0.000	-0.040	806.404
2	0.000	10.489	10.528	10.528	-577.665	-0.000	0.000	577.665
3	0.000	-19.866	5.103	5.103	-319.597	-0.000	0.002	319.597

Rolling bearing 'cbearing 1'

Position (Y-coordinate) [y] 41.50 mm

Basic bearing rating life [L_{nh}] 2340.01 h

Minimum EHL lubricant film thickness [h_{min}] 0.226 μm

Static safety factor [S₀] 1.52

Operating bearing clearance [Pd] 52.500 μm

Reference rating service life [L_{nrh}] 3996.18 h

Bearing reaction force

Bearing reaction moment

	Fx (kN)	Fy (kN)	Fz (kN)	Fr (kN)	Mx (Nm)	My (Nm)	Mz (Nm)	Mr (Nm)
1	-0.003	0.000	-112.922	112.922	0.000	0.000	0.000	0.000
2	0.000	-49.999	-130.261	130.261	0.000	0.000	0.000	0.000
3	0.000	0.000	-33.950	33.950	0.000	0.000	0.000	0.000

Rolling bearing 'cbearing 2'

Position (Y-coordinate) [y] 117.00 mm

Basic bearing rating life [L_{nh}] 26805.82 h

Minimum EHL lubricant film thickness [h_{min}] 0.153 μm

Static safety factor [S₀] 3.54

Operating bearing clearance [Pd] 45.000 μm

Reference rating service life [L_{nrh}] 29297.32 h

Bearing reaction force

Bearing reaction moment

	Fx (kN)	Fy (kN)	Fz (kN)	Fr (kN)	Mx (Nm)	My (Nm)	Mz (Nm)	Mr (Nm)
1	0.003	0.000	-7.173	7.173	4.031	0.000	0.001	4.031
2	-0.000	0.000	10.166	10.166	10.963	0.000	-0.000	10.963
3	-0.000	0.000	-6.145	6.145	1.668	0.000	-0.000	1.668

Rolling bearing 'cbearing_ax'

Position (Y-coordinate) [y] 90.00 mm

Basic bearing rating life [L_{nh}] 2242.17 h

Minimum EHL lubricant film thickness [h_{min}] 0.128 μm

Static safety factor [S₀] 5.70

Operating bearing clearance [Pd] 0.000 μm

Reference rating service life [L_{nrh}] 364.12 h

	Bearing reaction force			Bearing reaction moment				
	Fx (kN)	Fy (kN)	Fz (kN)	Fr (kN)	Mx (Nm)	My (Nm)	Mz (Nm)	Mr (Nm)
1	0.000	50.000	0.000	0.000	1316.158	0.000	0.226	1316.158
2	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
3	0.000	32.000	0.000	0.000	720.871	0.000	-0.011	720.871

(*) Note about roller bearings with an approximated bearing geometry:
 The internal geometry of these bearings has not been input in the database.
 The geometry is back-calculated as specified in ISO 281, from C and C0 (details in the manufacturer's catalog).
 For this reason, the geometry may be different from the actual geometry.
 In some situations, this may result in significant variations in roller bearing stiffness.

Damage (%)				[Lreq] (20000.000)
Bin no	B1	B2	B3	
1	70.77	16.60	800.75	
2	783.28	53.06	0.80	
3	0.64	4.95	90.45	

Σ	854.70	74.61	891.99	

Utilization (%)			[Lreq] (20000.000)
B1	B2	B3	
190.35	91.59	192.80	

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

- B1: cbearing 1 (Connecting rolling bearing)
- B2: cbearing 2 (Connecting rolling bearing)
- B3: cbearing_ax (Connecting rolling bearing)

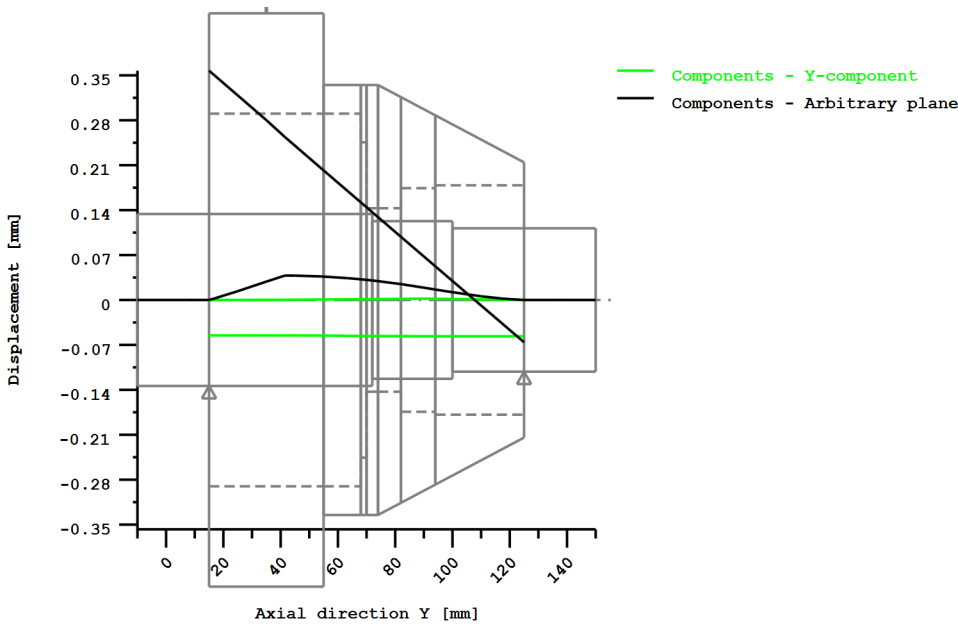
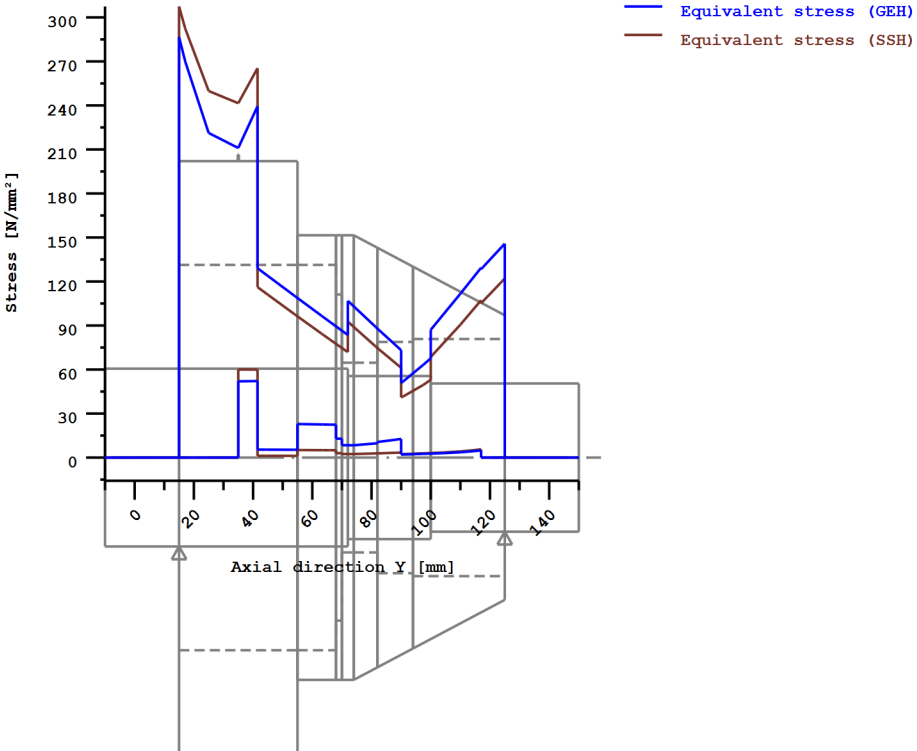


Figure: Deformation (bending etc.) (Arbitrary plane 270.0012087 121)



Nominal stresses, without taking into account stress concentrations

GEH(von Mises): $\text{sigV} = ((\text{sigB} + \text{sigZ},D)^2 + 3 * (\text{tauT} + \text{tauS})^2)^{1/2}$

SSH(Tresca): $\text{sigV} = ((\text{sigB} - \text{sigZ},D)^2 + 4 * (\text{tauT} + \text{tauS})^2)^{1/2}$

Figure: Equivalent stress

**Strength calculation according to DIN 743:2012
with finite life fatigue strength according to FKM standard and FVA draft**

Summary

Shaft 1

Material	18CrNiMo7-6
Material type	Case-carburized steel
Material treatment	case-hardened
Surface treatment	No

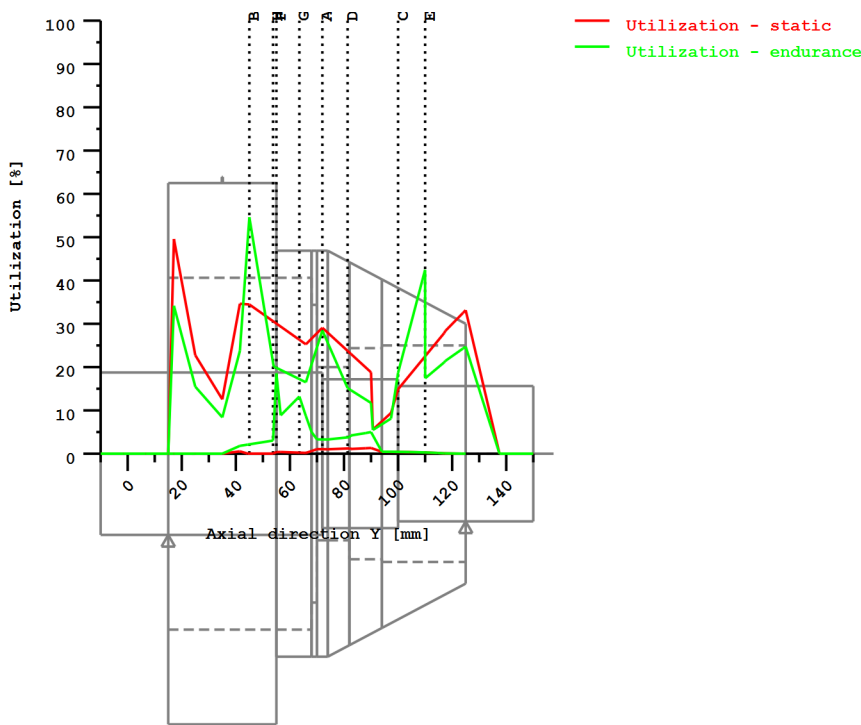
Calculation of service strength and static strength
S-N curve (Woehler line) according Miner elementary

Calculation for load case 2 ($\sigma_{av}/\sigma_{mv} = \text{const}$)

Results:

Cross section	Kfb	Kfs	K2d	SZ	SS	SA
A-A	1.60	0.86	0.87	7.11	6.68	10.82
B-B	2.74	1.00	0.86	4.94	7.39	8.66
C-C	1.58	0.86	0.87	8.87	13.03	22.50
D-D	1.00	0.86	0.87	11.40	7.08	22.75
E-E	2.73	1.00	0.87	4.95	11.27	13.28

Required safeties:			1.20	1.20	1.20
--------------------	--	--	------	------	------



Utilization = S_{min}/S (%)

Figure: Strength

Calculation details

General statements

Material 18CrNiMo7-6
 Material type Case-carburized steel
 Material treatment case-hardened
 Surface treatment No

Reference diameter material (mm)	[dB]	16.00
σ_B according to DIN 743 (at dB) (N/mm ²)	[σ_B]	1200.00
σ_S according to DIN 743 (at dB) (N/mm ²)	[σ_S]	850.00
[σ_{zdW}] (bei dB) (N/mm ²)		480.00
[σ_{bW}] (bei dB) (N/mm ²)		600.00
[τ_{tW}] (bei dB) (N/mm ²)		360.00
Thickness of raw material (mm)	[dWerkst]	65.00
[σ_{BRand}] (N/mm ²)		2300.00

Service strength for a load spectrum

S-N curve (Woehler lines) according to Miner elementary according to FKM guideline

Required life time	[H]	20000.00
Number of load cycles (Mio)	[NL]	0.000

Data of S-N curve (Woehler line) analog to FKM standard:

[$k\sigma$, $k\tau$]	15	25
[$kD\sigma$, $kD\tau$]	0	0
[$ND\sigma$, $ND\tau$]	1e+006	1e+006

[NDσII, NDτII] 0 0

Calculation for load case 2 ($\sigma_{av}/\sigma_{mv} = \text{const}$)

Cross section 'A-A' Shoulder

Comment	Y= 82.00mm		
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]		82.000
External diameter (mm)	[da]		55.000
Inner diameter (mm)	[di]		0.000
Notch effect		Shoulder	
[D, r, t] (mm)	60.000	2.000	2.500
Mean roughness (μm)		[Rz]	8.000

Load spectrum, load base values (Mean-value + Amplitude):

No.	Frequency (%)	Tens./Compres. (N)	Bending (Nm)	Torsion (Nm)	Shearing (N)
1	4.0000e+001	18959.764	898.601	-0.000	6174.150
2	4.0000e+001	10488.770	448.271	0.000	20681.194
3	2.0000e+001	12134.249	396.406	-0.000	1054.610

Stresses: (N/mm²)

[σzdm, σbm, τm, τqm] (N/mm ²)	7.980	0.000	-0.000	0.000
[σzda, σba, τa, τqa] (N/mm ²)	0.000	55.015	0.000	11.606
[σzdm _{max} , σb _{max} , τ _{max} , τq _{max}] (N/mm ²)	13.566	93.525	0.000	19.731

Tension/Compression Bending Torsion

Surface stabilization factor	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	1.891	2.005	1.542

Present safety for endurance limit:

Fatigue limit of part (N/mm ²)	[σWK]	213.666	251.929	196.515
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σADK]	0.090	246.827	0.090
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σANK]	0.142	391.195	0.118
Effective Miner sum	[DM]	0.300	0.300	0.300
Load spectrum factor	[fKoll]	1.000	1.000	1.000
Safety against fatigue	[S]		7.111	
Required safety against fatigue	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		592.6	

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Yield stress of part (N/mm ²)	[σFK]	715.457	715.457	413.069
Safety yield stress	[S]		6.681	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		556.7	

Present safety

for proof of avoiding incipient crack on hard surface layers:

Safety against incipient crack	[S]		10.821	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		901.7	

Cross section 'B-B' Interference fit

Comment

Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]	55.000
External diameter (mm)	[da]	60.000
Inner diameter (mm)	[di]	0.000
Notch effect		Interference fit
Characteristics:		Firm interference fit
Mean roughness (µm)	[Rz]	8.000

Load spectrum, load base values (Mean-value + Amplitude):

No.	Frequency (%)	Tens./Compres. (N)	Bending (Nm)	Torsion (Nm)	Shearing (N)
1	4.0000e+001	18959.764	1065.224	0.000	6168.287
2	4.0000e+001	10488.770	1006.584	0.000	20675.331
3	2.0000e+001	12134.249	367.852	0.000	1060.473

Stresses: (N/mm²)

[σ _{zdm} , σ _{bm} , τ _m , τ _{qm}] (N/mm ²)	6.706	0.000	0.000	0.000
[σ _{zda} , σ _{ba} , τ _a , τ _{qa}] (N/mm ²)	0.000	50.233	0.000	9.750
[σ _{zdm} _{max} , σ _{bm} _{max} , τ _m _{max} , τ _{qm} _{max}] (N/mm ²)	11.400	85.396	0.000	16.575

Tension/Compression Bending Torsion

Notch effect coefficient	[β(dB)]	2.710	2.710	1.800
[dB] (mm) = 40.0				
Surface stabilization factor	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	2.744	3.186	2.105

Present safety for endurance limit:

Fatigue limit of part (N/mm ²)	[σ _{WK}]	147.247	158.506	143.941
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σ _{ADK}]	0.107	156.725	0.107
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σ _{ANK}]	0.169	248.392	0.141
Effective Miner sum	[DM]	0.300	0.300	0.300
Load spectrum factor	[f _{Koll}]	1.000	1.000	1.000
Safety against fatigue	[S]		4.945	
Required safety against fatigue	[S _{min}]		1.200	
Result (%)	[S/S _{min}]		412.1	

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Yield stress of part (N/mm ²)	[σ _{FK}]	715.457	715.457	413.069
Safety yield stress	[S]		7.391	
Required safety	[S _{min}]		1.200	
Result (%)	[S/S _{min}]		616.0	

Present safety

for proof of avoiding incipient crack on hard surface layers:

Safety against incipient crack	[S]		8.660	
Required safety	[S _{min}]		1.200	
Result (%)	[S/S _{min}]		721.7	

Cross section 'C-C' Shoulder

Comment	Y= 110.00mm			
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]			110.000
External diameter (mm)	[da]			50.000
Inner diameter (mm)	[di]			0.000
Notch effect			Shoulder	
[D, r, t] (mm)	55.000	2.000	2.500	
Mean roughness (µm)		[Rz]		8.000

Load spectrum, load base values (Mean-value + Amplitude):

No.	Frequency (%)	Tens./Compres. (N)	Bending (Nm)	Torsion (Nm)	Shearing (N)
1	4.0000e+001	-31040.236	590.504	0.000	6179.259
2	4.0000e+001	10488.770	130.874	0.000	20686.303
3	2.0000e+001	-19865.751	295.007	0.000	1049.501

Stresses: (N/mm²)

[σzdm, σbm, τm, τqm] (N/mm ²)	-15.809	0.000	0.000	0.000
[σzda, σba, τa, τqa] (N/mm ²)	0.000	48.119	0.000	14.047
[σzdmax, σbmax, τmax, τqmax] (N/mm ²)	-26.875	81.802	0.000	23.880

Tension/Compression Bending Torsion

Surface stabilization factor	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	1.872	1.969	1.523

Present safety for endurance limit:

Fatigue limit of part (N/mm ²)	[σWK]	215.827	256.477	198.908
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σADK]	-0.114	269.346	198.908
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σANK]	-0.181	426.884	262.211
Effective Miner sum	[DM]	0.300	0.300	0.300
Load spectrum factor	[fKoll]	1.000	1.000	1.000
Safety against fatigue	[S]		8.871	
Required safety against fatigue	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		739.3	

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Yield stress of part (N/mm ²)	[σFK]	715.457	715.457	413.069
Safety yield stress	[S]		13.026	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		1085.5	

Present safety

for proof of avoiding incipient crack on hard surface layers:

Safety against incipient crack	[S]		22.497	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		1874.7	

Cross section 'D-D' Smooth shaft

Comment

Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]	91.333
External diameter (mm)	[da]	55.000
Inner diameter (mm)	[di]	0.000
Notch effect		Smooth shaft
Mean roughness (μm)	[Rz]	8.000

Load spectrum, load base values (Mean-value + Amplitude):

No.	Frequency (%)	Tens./Compres. (N)	Bending (Nm)	Torsion (Nm)	Shearing (N)
1	4.0000e+001	18959.764	840.968	0.000	6175.853
2	4.0000e+001	10488.770	255.239	0.000	20682.897
3	2.0000e+001	12134.249	406.241	0.000	1052.907

Stresses: (N/mm²)

[σ_{dm} , σ_{bm} , τ_{m} , τ_{qm}] (N/mm ²)	7.980	0.000	0.000	0.000
[σ_{da} , σ_{ba} , τ_{a} , τ_{qa}] (N/mm ²)	0.000	51.486	0.000	11.607
[σ_{dmax} , σ_{bmax} , τ_{max} , τ_{qmax}] (N/mm ²)	13.566	87.527	0.000	19.733

Tension/Compression Bending Torsion

Surface stabilization factor	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	1.162	1.316	1.241

Present safety for endurance limit:

Fatigue limit of part (N/mm ²)	[σ_{WK}]	347.567	383.801	244.212
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σ_{ADK}]	0.090	370.338	0.090
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σ_{ANK}]	0.142	586.946	0.118
Effective Miner sum	[DM]	0.300	0.300	0.300
Load spectrum factor	[fKoll]	1.000	1.000	1.000
Safety against fatigue	[S]		11.400	
Required safety against fatigue	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		950.0	

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Yield stress of part (N/mm ²)	[σ_{FK}]	715.457	715.457	413.069
Safety yield stress	[S]		7.077	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		589.8	

Present safety

for proof of avoiding incipient crack on hard surface layers:

Safety against incipient crack	[S]		22.751	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		1895.9	

Cross section 'E-E' Interference fit

Comment

Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]	120.000
External diameter (mm)	[da]	50.000
Inner diameter (mm)	[di]	0.000
Notch effect		Interference fit

Characteristics:	Firm interference fit	
Mean roughness (μm)	[Rz]	8.000

Load spectrum, load base values (Mean-value + Amplitude):

No.	Frequency (%)	Tens./Compres. (N)	Bending (Nm)	Torsion (Nm)	Shearing (N)
1	4.0000e+001	-31040.236	652.304	0.000	6180.767
2	4.0000e+001	10488.770	337.745	0.000	20687.811
3	2.0000e+001	-19865.751	284.520	0.000	1047.993

Stresses: (N/mm²)

[σ_{zdm} , σ_{bm} , τ_m , τ_{qm}] (N/mm ²)	-15.809	0.000	0.000	0.000
[σ_{zda} , σ_{ba} , τ_a , τ_{qa}] (N/mm ²)	0.000	53.155	0.000	14.048
[$\sigma_{zdm\max}$, $\sigma_{b\max}$, $\tau_{m\max}$, $\tau_{qm\max}$] (N/mm ²)	-26.875	90.363	0.000	23.882

		Tension/Compression	Bending	Torsion
Notch effect coefficient	[β (dB)]	2.710	2.710	1.800
[dB] (mm) = 40.0				
Surface stabilization factor	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	2.729	3.124	2.069

Present safety for endurance limit:

Fatigue limit of part (N/mm ²)	[σ_{WK}]	148.072	161.648	146.446
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σ_{ADK}]	-0.119	165.940	146.446
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σ_{ANK}]	-0.188	262.998	193.053
Effective Miner sum	[DM]	0.300	0.300	0.300
Load spectrum factor	[fKoll]	1.000	1.000	1.000
Safety against fatigue	[S]		4.948	
Required safety against fatigue	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		412.3	

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Yield stress of part (N/mm ²)	[σ_{FK}]	715.457	715.457	413.069
Safety yield stress	[S]		11.269	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		939.1	

Present safety

for proof of avoiding incipient crack on hard surface layers:

Safety against incipient crack	[S]		13.277	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		1106.4	

Shaft 2

Material	C45 (1)
Material type	Through hardened steel
Material treatment	unalloyed, through hardened

Surface treatment No

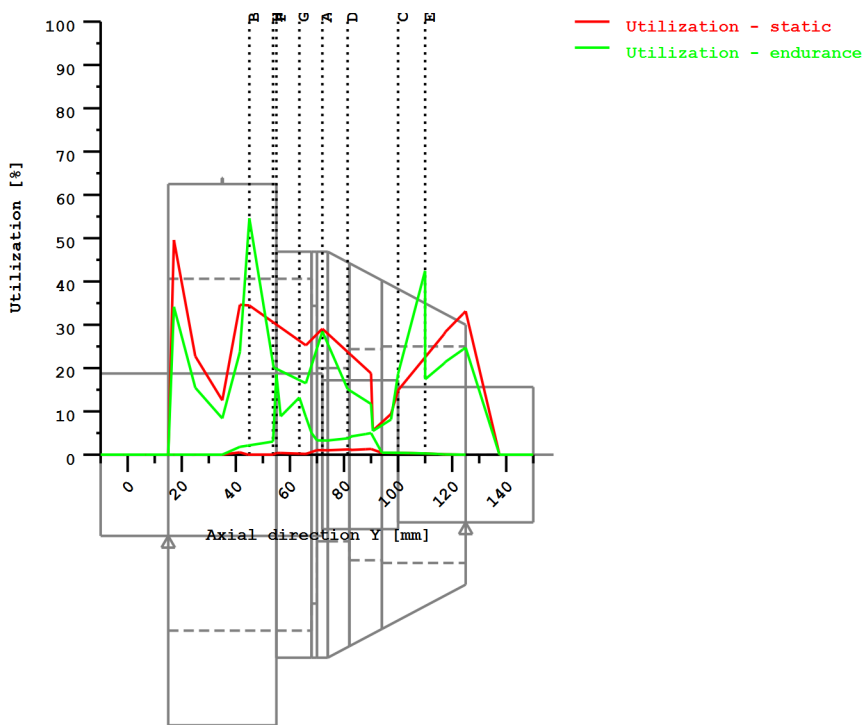
Calculation of service strength and static strength
S-N curve (Woehler line) according Miner elementary

Calculation for load case 2 ($\sigma_{av}/\sigma_{mv} = \text{const}$)

Results:

Cross section	Kfb	Kfσ	K2d	SZ	SS
F-F	2.65	0.92	0.80	14.11	35.13
G-G	2.05	1.00	0.80	17.01	32.68
H-H	2.05	1.00	0.80	74.06	116.53

Required safeties: 1.20 1.20



Utilization = S_{min}/S (%)

Figure: Strength

Calculation details

General statements

Material	C45 (1)
Material type	Through hardened steel
Material treatment	unalloyed, through hardened
Surface treatment	No

Reference diameter material (mm)	[dB]	16.00
σ_B according to DIN 743 (at dB) (N/mm ²)	[σ_B]	700.00
σ_S according to DIN 743 (at dB) (N/mm ²)	[σ_S]	490.00
[σ_{dW}] (bei dB) (N/mm ²)		280.00
[σ_{bW}] (bei dB) (N/mm ²)		350.00
[τ_{tW}] (bei dB) (N/mm ²)		210.00
Thickness of raw material (mm)	[dWerkst]	210.00
[σ_{BRand}] (N/mm ²)		628.00

Service strength for a load spectrum

S-N curve (Woehler lines) according to Miner elementary according to FKM guideline

Required life time	[H]	20000.00
Number of load cycles (Mio)	[NL]	60.000

Data of S-N curve (Woehler line) analog to FKM standard:

[$k\sigma$, $k\tau$]	5	8
[$kD\sigma$, $kD\tau$]	0	0
[$ND\sigma$, $ND\tau$]	1e+006	1e+006
[$ND\sigma_{II}$, $ND\tau_{II}$]	0	0

Calculation for load case 2 ($\sigma_{av}/\sigma_{mv} = \text{const}$)

Cross section 'F-F' Shoulder

Comment	Y= 40.00mm		
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]		40.000
External diameter (mm)	[da]		150.000
Inner diameter (mm)	[di]		130.000
Notch effect			Shoulder
[D, r, t] (mm)	200.000	2.000	25.000
Mean roughness (μm)		[Rz]	8.000

Load spectrum, load base values (Mean-value + Amplitude):

No.	Frequency (%)	Tens./Compress. (N)	Bending (Nm)	Torsion (Nm)	Shearing (N)
1	4.0000e+001	-50000.000	876.671	0.000	7133.979
2	4.0000e+001	0.000	642.503	0.000	10205.658
3	2.0000e+001	-32000.000	342.787	0.000	6105.500

Stresses: (N/mm²)

[σ_{zdm} , σ_{bm} , τ_m , τ_{qm}] (N/mm ²)	-11.368	0.000	0.000	0.000
[σ_{zda} , σ_{ba} , τ_a , τ_{qa}] (N/mm ²)	0.000	6.071	0.000	4.625
[σ_{zdmax} , σ_{bmax} , τ_{max} , τ_{qmax}] (N/mm ²)	-19.326	10.320	0.000	7.863

Tension/Compression Bending Torsion

Surface stabilization factor	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	3.101	3.403	2.376

Present safety for endurance limit:

Fatigue limit of part (N/mm ²)	[σ_{WK}]	64.045	72.946	62.688
--	-------------------	--------	--------	--------

Permissible amplitude (N/mm ²)	[σADK]	-0.082	85.665	62.688
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σANK]	-0.082	85.665	62.688
Effective Miner sum	[DM]	1.000	1.000	0.300
Load spectrum factor	[fKoll]	1.000	1.000	1.000
Safety against fatigue	[S]		14.111	
Required safety against fatigue	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		1175.9	

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Yield stress of part (N/mm ²)	[σFK]	349.283	384.212	175.356
Safety yield stress	[S]		35.126	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		2927.1	

Cross section 'G-G' Interference fit

Comment

Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]	48.500
External diameter (mm)	[da]	150.000
Inner diameter (mm)	[di]	130.000
Notch effect		Interference fit
Characteristics:	Firm interference fit	
Mean roughness (μm)	[Rz]	8.000

Load spectrum, load base values (Mean-value + Amplitude):

No.	Frequency (%)	Tens./Compres. (N)	Bending (Nm)	Torsion (Nm)	Shearing (N)
1	4.0000e+001	-50000.000	937.322	0.000	7136.850
2	4.0000e+001	0.000	555.767	0.000	10202.787
3	2.0000e+001	-32000.000	394.695	0.000	6108.372

Stresses: (N/mm²)

[σzdm, σbm, τm, τqm] (N/mm ²)	-11.368	0.000	0.000	0.000
[σzda, σba, τa, τqa] (N/mm ²)	0.000	6.491	0.000	4.624
[σzdmax, σbmax, τmax, τqmax] (N/mm ²)	-19.326	11.034	0.000	7.860

Tension/Compression Bending Torsion

Notch effect coefficient	[β(dB)]	1.993	1.993	1.297
[dB] (mm) = 40.0				
Surface stabilization factor	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	2.049	2.561	1.637

Present safety for endurance limit:

Fatigue limit of part (N/mm ²)	[σWK]	96.924	96.924	90.983
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σADK]	-0.079	110.387	90.983
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σANK]	-0.079	110.387	90.983
Effective Miner sum	[DM]	1.000	1.000	0.300
Load spectrum factor	[fKoll]	1.000	1.000	1.000
Safety against fatigue	[S]		17.007	
Required safety against fatigue	[Smin]		1.200	

Result (%)	[S/Smin]		1417.2	
Present safety for proof against exceed of yield point:				
Yield stress of part (N/mm ²)	[σFK]	303.725	334.097	175.356
Safety yield stress	[S]		32.677	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		2723.1	

Cross section 'H-H' Interference fit

Comment

Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]		38.758
External diameter (mm)	[da]		200.000
Inner diameter (mm)	[di]		130.000
Notch effect			Interference fit
Characteristics:	Firm interference fit		
Mean roughness (μm)	[Rz]		8.000

Load spectrum, load base values (Mean-value + Amplitude):

No.	Frequency (%)	Tens./Compres. (N)	Bending (Nm)	Torsion (Nm)	Shearing (N)
1	4.0000e+001	-50000.000	867.809	0.000	7132.247
2	4.0000e+001	0.000	655.184	0.000	10207.389
3	2.0000e+001	-32000.000	335.202	0.000	6103.769

Stresses: (N/mm²)

[σzdm, σbm, τm, τqm] (N/mm ²)	-2.756	0.000	0.000	0.000
[σzda, σba, τa, τqa] (N/mm ²)	0.000	1.345	0.000	1.093
[σzdmax, σbmax, τmax, τqmax] (N/mm ²)	-4.685	2.287	0.000	1.858

Tension/Compression Bending Torsion

Notch effect coefficient	[β(dB)]	1.993	1.993	1.297
[dB] (mm) = 40.0				
Surface stabilization factor	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	2.049	2.561	1.637

Present safety for endurance limit:

Fatigue limit of part (N/mm ²)	[σWK]	96.924	96.924	90.983
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σADK]	-0.326	99.615	90.983
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σANK]	-0.326	99.615	90.983
Effective Miner sum	[DM]	1.000	1.000	0.300
Load spectrum factor	[fKoll]	1.000	1.000	1.000
Safety against fatigue	[S]		74.062	
Required safety against fatigue	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		6171.8	

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Yield stress of part (N/mm ²)	[σFK]	303.725	334.097	175.356
Safety yield stress	[S]		116.530	

Required safety	[Smin]	1.200
Result (%)	[S/Smin]	9710.8

End of Report	lines:	970
---------------	--------	-----

PŘÍLOHA č. 2

Uložení válečku, varianta 1

Name : kladka_2
 Changed by: beber on: 20.07.2020 at: 08:27:49

Analysis of shafts, axle and beams

Input data

Coordinate system shaft: see picture W-002

Label	Shaft 1
Drawing	
Initial position (mm)	-25.000
Length (mm)	160.000
Speed (1/min)	0.00
Sense of rotation: clockwise	
Material	18CrNiMo7-6
Young's modulus (N/mm ²)	206000.000
Poisson's ratio nu	0.300
Density (kg/m ³)	7830.000
Coefficient of thermal expansion (10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature (°C)	20.000
Weight of shaft (kg)	2.533
Weight of shaft, including additional masses (kg)	2.533
Mass moment of inertia (kg*mm ²)	929.737
Momentum of mass GD2 (Nm ²)	0.036
Label	Shaft 2
Drawing	
Initial position (mm)	0.000
Length (mm)	110.000
Speed (1/min)	50.00
Sense of rotation: clockwise	
Material	C45 (1)
Young's modulus (N/mm ²)	206000.000
Poisson's ratio nu	0.300
Density (kg/m ³)	7830.000
Coefficient of thermal expansion (10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature (°C)	20.000
Temperature for load spectrum	
No.	Temperature (°C)
1	20.000
2	20.000
3	20.000
Weight of shaft (kg)	10.524
Weight of shaft, including additional masses (kg)	10.524
Mass moment of inertia (kg*m ²)	0.055
Momentum of mass GD2 (Nm ²)	2.154
Position in space (°)	0.000

Consider deformations due to shearing

Shear correction factor 1.100

Rolling bearing stiffness is calculated from inner bearing geometry

Tolerance field: Mean value

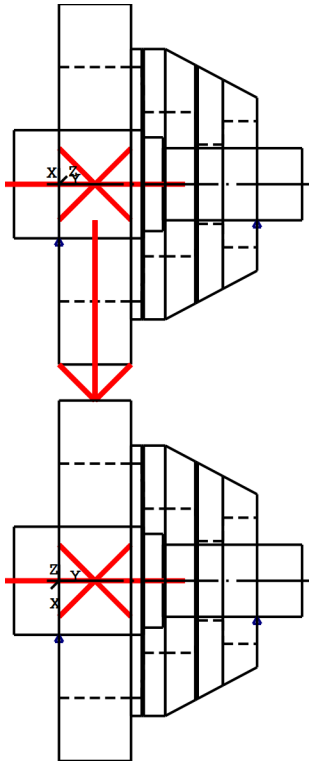


Figure: Load applications

Shaft definition (Shaft 1)

Outer contour

<u>Cylinder (Cylinder)</u>			<u>0.000mm ... 72.000mm</u>
Diameter (mm)	[d]	60.0000	
Length (mm)	[l]	72.0000	
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000	
<u>Cylinder (Cylinder)</u>			<u>72.000mm ... 82.750mm</u>
Diameter (mm)	[d]	52.0000	
Length (mm)	[l]	10.7500	
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000	
<u>Cylinder (Cylinder)</u>			<u>82.750mm ... 160.000mm</u>
Diameter (mm)	[d]	40.0000	
Length (mm)	[l]	77.2500	
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000	

Bearing

Label in the model		Support1
Bearing position (mm)	[y lokal]	25.000
Degrees of freedom		
X: fixedY: fixedZ: fixed		
Rx: fixedRy: fixedRz: fixed		

Label in the model		Support2
Bearing position (mm)	[y lokal]	135.000
Degrees of freedom		
X: fixedY: fixedZ: fixed		
Rx: fixedRy: fixedRz: fixed		

Shaft definition (Shaft 2)

Outer contour

Cylinder (Cylinder)			0.000mm ...	40.000mm
Diameter (mm)	[d]	200.0000		
Length (mm)	[l]	40.0000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000		

Radius left (Radius left)
r=20.00 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

Radius right (Radius right)
r=20.00 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

Cylinder (Cylinder)			40.000mm ...	59.000mm
Diameter (mm)	[d]	150.0000		
Length (mm)	[l]	19.0000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000		

Radius left (Radius left)
r=2.00 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

Cone (Taper)			59.000mm ...	110.000mm
Diameter left (mm)	[d _l]	150.0000		
Diameter right (mm)	[d _r]	96.0000		
Length (mm)	[l]	51.0000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000		

Inner contour

Cylindrical bore (Cylinder inside)			0.000mm ...	40.000mm
Diameter (mm)	[d]	130.0000		
Length (mm)	[l]	40.0000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000		

Cylindrical bore (Cylinder inside)			40.000mm ...	46.000mm
------------------------------------	--	--	--------------	----------

Diameter (mm)	[d]	130.0000
Length (mm)	[l]	6.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Cylindrical bore (Cylinder inside) 46.000mm ... 47.000mm

Diameter (mm)	[d]	110.0000
Length (mm)	[l]	1.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Cylindrical bore (Cylinder inside) 47.000mm ... 75.750mm

Diameter (mm)	[d]	80.0000
Length (mm)	[l]	28.7500
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Cylindrical bore (Cylinder inside) 75.750mm ... 77.000mm

Diameter (mm)	[d]	72.0000
Length (mm)	[l]	1.2500
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Cylindrical bore (Cylindrical bore) 77.000mm ... 91.000mm

Diameter (mm)	[d]	44.0000
Length (mm)	[l]	14.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Cylindrical bore (Cylindrical bore) 91.000mm ... 110.000mm

Diameter (mm)	[d]	70.0000
Length (mm)	[l]	19.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Forces

Type of force element	Centric force		
Label in the model	Centric force1		
Position on shaft (mm)	[y]local	20.0000	
Length of load application (mm)		0.0000	
Power (kW)		0.0000	
Torque (Nm)		-0.0000	
Axial force (load spectrum) (N)		50000.0000 /	0.0001 / 0.0001
Shearing force X (load spectrum) (N)		0.0000 /	0.0000 / 0.0000
Shearing force Z (Load spectrum) (N)		-120000.0000 /	-0.0001 / -0.0001
Bending moment X (Load spectrum) (Nm)		0.0000 /	0.0000 / 0.0000
Bending moment Z (Load spectrum) (Nm)		0.0000 /	0.0000 / 0.0000
Load spectrum:			

No.	Frequency (%)	Speed (1/min)	Power (%)	Torque (%)	Force (%)
1	4.0000e+001	50.000	100.000	100.000	100.000
2	4.0000e+001	50.000	0.000	0.000	0.000
3	2.0000e+001	50.000	0.000	0.000	0.000

Type of force element	Centric force		
Label in the model	Centric force2		
Position on shaft (mm)	[y]local	20.0000	
Length of load application (mm)		0.0000	
Power (kW)		0.0000	
Torque (Nm)		-0.0000	
Axial force (load spectrum) (N)		-0.0001 /	-50000.0000 / -0.0001
Shearing force X (load spectrum) (N)		0.0000 /	0.0000 / 0.0000

Shearing force Z (Load spectrum) (N) -0.0001 / -120000.0000 / -0.0001
 Bending moment X (Load spectrum) (Nm) 0.0000 / 0.0000 / 0.0000
 Bending moment Z (Load spectrum) (Nm) 0.0000 / 0.0000 / 0.0000

Load spectrum:

No.	Frequency (%)	Speed (1/min)	Power (%)	Torque (%)	Force (%)
1	4.0000e+001	50.000	0.000	0.000	0.000
2	4.0000e+001	50.000	100.000	100.000	100.000
3	2.0000e+001	50.000	0.000	0.000	0.000

Type of force element **Centric force**
 Label in the model Centric force3
 Position on shaft (mm) [y|local] 20.0000
 Length of load application (mm) 0.0000
 Power (kW) 0.0000
 Torque (Nm) -0.0000
 Axial force (load spectrum) (N) 0.0000 / 0.0000 / 32000.0000
 Shearing force X (load spectrum) (N) 0.0000 / 0.0000 / 0.0000
 Shearing force Z (Load spectrum) (N) -0.0000 / -0.0000 / -40000.0000
 Bending moment X (Load spectrum) (Nm) 0.0000 / 0.0000 / 0.0000
 Bending moment Z (Load spectrum) (Nm) 0.0000 / 0.0000 / 0.0000

Load spectrum:

No.	Frequency (%)	Speed (1/min)	Power (%)	Torque (%)	Force (%)
1	4.0000e+001	50.000	0.000	0.000	0.000
2	4.0000e+001	50.000	0.000	0.000	0.000
3	2.0000e+001	50.000	100.000	100.000	100.000

CONNECTIONS

SKF 22312 EK/VA405 (cbearing 1) 23.000mm

Shaft 'Shaft 1' <-> Shaft 'Shaft 2'

Set fixed bearing right

d = 60.000 (mm), D = 130.000 (mm), b = 46.000 (mm), r = 2.100 (mm)

C = 325.000 (kN), C0 = 335.000 (kN), Cu = 36.000 (kN)

Ctheo = 324.909 (kN), C0theo = 334.916 (kN)

fC = 1.000 (kN), fC0 = 1.000 (kN)

Calculation with approximate bearings internal geometry (*)

Z = 9, Dpw = 97.812 (mm), Dw = 26.212 (mm)

Lwe = 22.428 (mm)

Diameter, external race (mm) [d_o] 123.371

Diameter, internal race (mm) [d_i] 72.306

Throat radius, external race (mm) [r_o] 63.392

Throat radius, internal race (mm) [r_i] 63.392

Bearing clearance ISO 5753-1:2009 C0 (52.50 μm)

SKF 81208 TN (cbearing_ax) 100.500mm

Shaft 'Shaft 1' <-> Shaft 'Shaft 2'

Set axial bearing left

d = 40.000 (mm), D = 68.000 (mm), b = 19.000 (mm), r = 1.000 (mm)

C = 83.000 (kN), C0 = 255.000 (kN), Cu = 26.500 (kN)

Ctheo = 83.053 (kN), C0theo = 255.000 (kN)

fC = 1.000 (kN), fC0 = 1.000 (kN)

Calculation with approximate bearings internal geometry (*)

Z = 15, Dpw = 54.659 (mm), Dw = 8.713 (mm)

Lwe = 8.869 (mm)

Diameter, external race (mm)	[d _o]	63.528
Diameter, internal race (mm)	[d _i]	45.790
Bearing clearance		0.00 μm

SKF 6208 (cbearing_2) 66.750mm

Shaft 'Shaft 1' <-> Shaft 'Shaft 2'

Free bearing

d = 40.000 (mm), D = 80.000 (mm), b = 18.000 (mm), r = 1.100 (mm)

C = 32.500 (kN), C0 = 19.000 (kN), Cu = 0.800 (kN)

Ctheo = 32.532 (kN), C0theo = 18.976 (kN)

fC = 1.000 (kN), fC0 = 1.000 (kN)

Calculation with approximate bearings internal geometry (*)

Z = 8, Dpw = 60.012 (mm), Dw = 13.273 (mm)

Diameter, external race (mm)	[d _o]	73.291
------------------------------	-------------------	--------

Diameter, internal race (mm)	[d _i]	46.733
------------------------------	-------------------	--------

Throat radius, external race (mm)	[r _o]	7.034
-----------------------------------	-------------------	-------

Throat radius, internal race (mm)	[r _i]	6.902
-----------------------------------	-------------------	-------

Bearing clearance		ISO 5753-1:2009 C0 (13.00 μm)
-------------------	--	-------------------------------

Axial clearance		Pe = 185.31 μm
-----------------	--	----------------

Results

Note: the maximum deflection and torsion of the shaft under torque, the life modification factor aISO, and the bearing's thinnest lubricant film thickness EHL, are predefined for the first load bin.

Shaft

Maximum deflection	332.359 (μm) (Shaft 2 pos = 0.000 mm)
--------------------	---------------------------------------

Mass center of gravity

Shaft 1 (mm)	64.541
--------------	--------

Shaft 2 (mm)	43.630
--------------	--------

Total axial load

Shaft 1 (N)	0.000
-------------	-------

Shaft 2 (N)	32000.000
-------------	-----------

Torsion under torque

Shaft 1 (°)	-0.000
-------------	--------

Shaft 2 (°)	0.000
-------------	-------

Bearing

Probability of failure	[n]	10.00	%
------------------------	-----	-------	---

Axial clearance	[u _A]	10.00	μm
-----------------	-------------------	-------	----

Lubricant	Oil: ISO-VG 220
-----------	-----------------

Lubricant - service temperature	[T _B]	20.00	°C
---------------------------------	-------------------	-------	----

Rolling bearing stiffness calculated from internal geometry

Shaft 'Shaft 1' Bearing 'Support1'

Position (Y-coordinate)	[y]	25.00	mm
-------------------------	-----	-------	----

Bearing reaction force

	Fx (kN)	Fy (kN)	Fz (kN)	Fr (kN)	Mx (Nm)	My (Nm)	Mz (Nm)	Mr (Nm)
1	0.038	-5.975	108.226	108.226	2039.524	0.000	2.656	2039.526
2	0.000	43.571	112.057	112.057	1771.904	0.000	0.013	1771.904
3	0.017	-3.824	35.637	35.637	716.007	0.000	1.164	716.008

Bearing reaction moment

Shaft 'Shaft 1' Bearing 'Support2'

Position (Y-coordinate) [y] 135.00 mm

Bearing reaction force

	Fx (kN)	Fy (kN)	Fz (kN)	Fr (kN)	Mx (Nm)	My (Nm)	Mz (Nm)	Mr (Nm)
1	-0.038	-44.025	11.902	11.902	-943.261	-0.000	-6.831	943.286
2	-0.000	6.429	8.072	8.072	-254.282	-0.000	-0.012	254.282
3	-0.017	-28.176	4.491	4.491	-404.454	-0.000	-3.006	404.465

Bearing reaction moment

Rolling bearing 'cbearing 1'

Position (Y-coordinate) [y] 23.00 mm
 Basic bearing rating life [L_{nh}] 2396.62 h
 Minimum EHL lubricant film thickness [h_{min}] 0.228 μm
 Static safety factor [S₀] 1.53
 Operating bearing clearance [Pd] 52.500 μm
 Reference rating service life [L_{nrh}] 4482.56 h

Bearing reaction force

	Fx (kN)	Fy (kN)	Fz (kN)	Fr (kN)	Mx (Nm)	My (Nm)	Mz (Nm)	Mr (Nm)
1	-0.178	0.000	-110.320	110.320	0.000	0.000	0.000	0.000
2	-0.002	-50.000	-128.260	128.260	0.000	0.000	0.000	0.000
3	-0.079	0.000	-34.475	34.475	0.000	0.000	0.000	0.000

Bearing reaction moment

Rolling bearing 'cbearing_ax'

Position (Y-coordinate) [y] 100.50 mm
 Basic bearing rating life [L_{nh}] 4048.85 h
 Minimum EHL lubricant film thickness [h_{min}] 0.128 μm
 Static safety factor [S₀] 5.10
 Operating bearing clearance [Pd] 0.000 μm
 Reference rating service life [L_{nrh}] 2435.35 h

Bearing reaction force

	Fx (kN)	Fy (kN)	Fz (kN)	Fr (kN)	Mx (Nm)	My (Nm)	Mz (Nm)	Mr (Nm)
1	0.000	50.000	0.000	0.000	785.540	0.000	7.785	785.579
2	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
3	0.000	32.000	0.000	0.000	363.916	0.000	3.424	363.932

Bearing reaction moment

Rolling bearing 'cbearing_2'

Position (Y-coordinate) [y] 66.75 mm
 Basic bearing rating life [L_{nh}] 18238.02 h
 Minimum EHL lubricant film thickness [h_{min}] 0.153 μm
 Spin to roll ratio [ω_s/ω_{roll}] 0.051
 Static safety factor [S₀] 1.94
 Operating bearing clearance [Pd] 13.000 μm
 Reference rating service life [L_{nrh}] 17874.15 h

Bearing reaction force

Bearing reaction moment

	Fx (kN)	Fy (kN)	Fz (kN)	Fr (kN)	Mx (Nm)	My (Nm)	Mz (Nm)	Mr (Nm)
1	0.178	0.000	-9.783	9.785	0.330	0.000	0.011	0.330
2	0.002	0.000	8.156	8.156	1.017	0.000	0.054	1.018
3	0.079	0.000	-5.627	5.628	0.094	0.000	0.004	0.094

(*) Note about roller bearings with an approximated bearing geometry:

The internal geometry of these bearings has not been input in the database.

The geometry is back-calculated as specified in ISO 281, from C and C0 (details in the manufacturer's catalog).

For this reason, the geometry may be different from the actual geometry.

In some situations, this may result in significant variations in roller bearing stiffness.

Damage (%) [Lreq] (20000.000)

Bin no	B1	B2	B3
1	65.48	443.12	65.50
2	768.35	0.80	37.93
3	0.68	50.05	6.23

Σ 834.51 493.97 109.66

Utilization (%) [Lreq] (20000.000)

B1	B2	B3
188.99	161.48	103.12

Note: Utilization = (Lreq/Lh)^(1/k)

Ball bearing: k = 3, roller bearing: k = 10/3

- B1: cbearing 1 (Connecting rolling bearing)
- B2: cbearing_ax (Connecting rolling bearing)
- B3: cbearing_2 (Connecting rolling bearing)

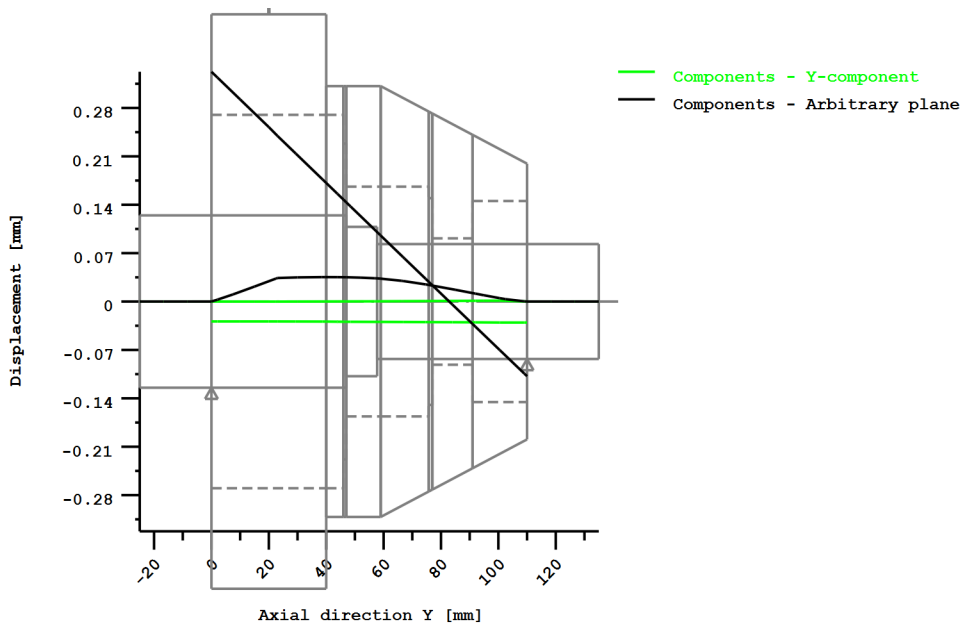
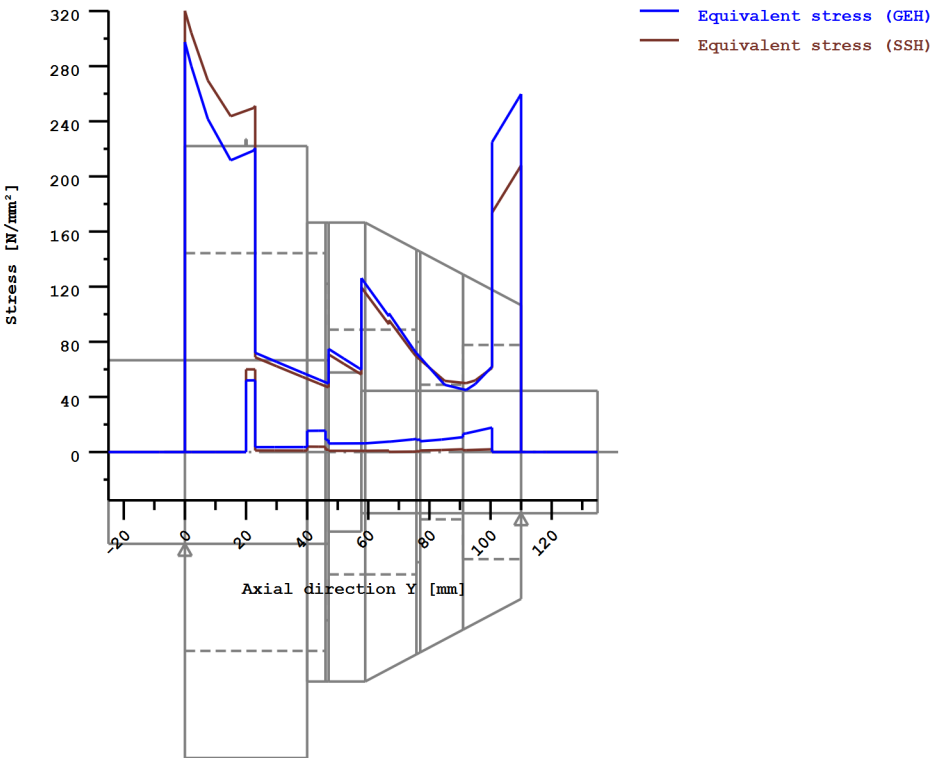


Figure: Deformation (bending etc.) (Arbitrary plane 270.6164762 121)



Nominal stresses, without taking into account stress concentrations
 GEH(von Mises): $\sigma_V = \sqrt{(\sigma_B + \sigma_{Z,D})^2 + 3 \cdot (\tau_T + \tau_S)^2}$ ^{1/2}
 SSH(Tresca): $\sigma_V = \sqrt{(\sigma_B - \sigma_{Z,D})^2 + 4 \cdot (\tau_T + \tau_S)^2}$ ^{1/2}

Figure: Equivalent stress

**Strength calculation according to DIN 743:2012
with finite life fatigue strength according to FKM standard and FVA draft**

Summary

Shaft 1

Material	18CrNiMo7-6
Material type	Case-carburized steel
Material treatment	case-hardened
Surface treatment	No

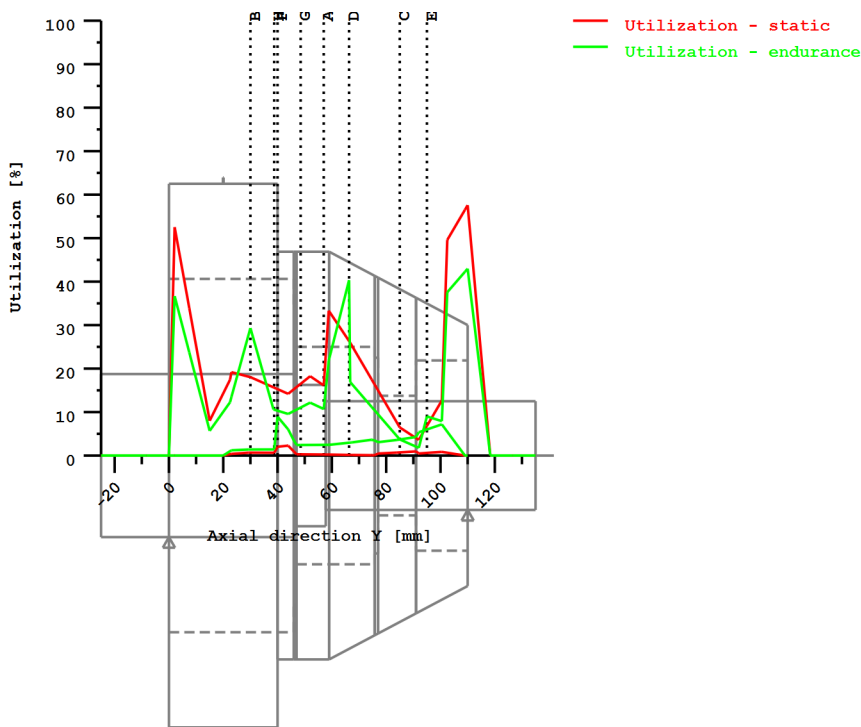
Calculation of service strength and static strength
S-N curve (Woehler line) according Miner elementary

Calculation for load case 2 ($\sigma_{av}/\sigma_{mv} = \text{const}$)

Results:

Cross section	Kfb	Kfs	K2d	SZ	SS	SA
A-A	1.00	0.86	0.87	21.75	13.85	44.52
B-B	2.74	1.00	0.86	7.66	12.06	14.13
C-C	1.00	0.86	0.89	26.47	15.39	49.46
D-D	2.71	1.00	0.89	4.57	6.78	8.04
E-E	2.71	1.00	0.89	12.11	15.98	18.96

Required safeties:		1.20	1.20	1.20
--------------------	--	------	------	------



Utilization = S_{min}/S (%)

Figure: Strength

Calculation details

General statements

Material 18CrNiMo7-6
 Material type Case-carburized steel
 Material treatment case-hardened
 Surface treatment No

Reference diameter material (mm)	[dB]	16.00
σ_B according to DIN 743 (at dB) (N/mm ²)	[σ_B]	1200.00
σ_S according to DIN 743 (at dB) (N/mm ²)	[σ_S]	850.00
[σ_{zdW}] (bei dB) (N/mm ²)		480.00
[σ_{bW}] (bei dB) (N/mm ²)		600.00
[τ_{tW}] (bei dB) (N/mm ²)		360.00
Thickness of raw material (mm)	[dWerkst]	65.00
[σ_{BRand}] (N/mm ²)		2300.00

Service strength for a load spectrum

S-N curve (Woehler lines) according to Miner elementary according to FKM guideline

Required life time	[H]	20000.00
Number of load cycles (Mio)	[NL]	0.000

Data of S-N curve (Woehler line) analog to FKM standard:

[$k\sigma$, $k\tau$]	15	25
[$kD\sigma$, $kD\tau$]	0	0
[$ND\sigma$, $ND\tau$]	1e+006	1e+006

[NDσII, NDτII] 0 0

Calculation for load case 2 ($\sigma_{av}/\sigma_{mv} = \text{const}$)

Cross section 'A-A' Smooth shaft

Comment	Y= 82.00mm		
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]	82.000	
External diameter (mm)	[da]	52.000	
Inner diameter (mm)	[di]	0.000	
Notch effect		Smooth shaft	
Mean roughness (μm)	[Rz]	8.000	

Load spectrum, load base values (Mean-value + Amplitude):

No.	Frequency (%)	Tens./Compres. (N)	Bending (Nm)	Torsion (Nm)	Shearing (N)
1	4.0000e+001	5974.855	377.747	0.000	2116.101
2	4.0000e+001	6429.078	253.764	0.000	16220.336
3	2.0000e+001	3823.878	142.398	0.000	1145.985

Stresses: (N/mm²)

[σzdm, σbm, τm, τqm] (N/mm ²)	3.027	0.000	0.000	0.000
[σzda, σba, τa, τqa] (N/mm ²)	0.000	27.365	0.000	10.184
[σzdm _{max} , σb _{max} , τ _{max} , τq _{max}] (N/mm ²)	5.146	46.520	0.000	17.312

Tension/Compression Bending Torsion

Surface stabilization factor	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	1.162	1.311	1.236

Present safety for endurance limit:

Fatigue limit of part (N/mm ²)	[σWK]	347.567	385.254	245.192
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σADK]	0.236	375.466	0.236
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σANK]	0.374	595.073	0.311
Effective Miner sum	[DM]	0.300	0.300	0.300
Load spectrum factor	[fKoll]	1.000	1.000	1.000
Safety against fatigue	[S]		21.746	
Required safety against fatigue	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		1812.2	

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Yield stress of part (N/mm ²)	[σFK]	715.457	715.457	413.069
Safety yield stress	[S]		13.848	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		1154.0	

Present safety

for proof of avoiding incipient crack on hard surface layers:

Safety against incipient crack	[S]		44.516	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		3709.7	

Cross section 'B-B' Interference fit

Comment

Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]	55.000
External diameter (mm)	[da]	60.000
Inner diameter (mm)	[di]	0.000
Notch effect		Interference fit
Characteristics:	Firm interference fit	
Mean roughness (μm)	[Rz]	8.000

Load spectrum, load base values (Mean-value + Amplitude):

No.	Frequency (%)	Tens./Compres. (N)	Bending (Nm)	Torsion (Nm)	Shearing (N)
1	4.0000e+001	5974.855	434.694	0.000	2110.790
2	4.0000e+001	6429.078	691.646	0.000	16215.013
3	2.0000e+001	3823.878	111.439	0.000	1151.300

Stresses: (N/mm²)

[σ_{dm} , σ_{bm} , τ_{m} , τ_{qm}] (N/mm ²)	2.274	0.000	0.000	0.000
[σ_{da} , σ_{ba} , τ_{a} , τ_{qa}] (N/mm ²)	0.000	32.616	0.000	7.647
[σ_{dmax} , σ_{bmax} , τ_{max} , τ_{qmax}] (N/mm ²)	3.865	55.447	0.000	12.999

Tension/Compression Bending Torsion

Notch effect coefficient	[β (dB)]	2.710	2.710	1.800
[dB] (mm) = 40.0				
Surface stabilization factor	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	2.744	3.186	2.105

Present safety for endurance limit:

Fatigue limit of part (N/mm ²)	[σ_{WK}]	147.247	158.506	143.941
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σ_{ADK}]	0.315	157.571	0.314
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σ_{ANK}]	0.498	249.733	0.414
Effective Miner sum	[DM]	0.300	0.300	0.300
Load spectrum factor	[fKoll]	1.000	1.000	1.000
Safety against fatigue	[S]		7.657	
Required safety against fatigue	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		638.1	

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Yield stress of part (N/mm ²)	[σ_{FK}]	715.457	715.457	413.069
Safety yield stress	[S]		12.062	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		1005.2	

Present safety

for proof of avoiding incipient crack on hard surface layers:

Safety against incipient crack	[S]		14.133	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		1177.7	

Cross section 'C-C' Smooth shaft

Comment	Y= 110.00mm		
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]		110.000
External diameter (mm)	[da]		40.000
Inner diameter (mm)	[di]		0.000
Notch effect		Smooth shaft	
Mean roughness (µm)	[Rz]		8.000

Load spectrum, load base values (Mean-value + Amplitude):

No.	Frequency (%)	Tens./Compres. (N)	Bending (Nm)	Torsion (Nm)	Shearing (N)
1	4.0000e+001	5974.855	139.726	0.000	11897.420
2	4.0000e+001	6429.078	52.610	0.000	8066.867
3	2.0000e+001	3823.878	71.611	0.000	4485.795

Stresses: (N/mm²)

[σzdm, σbm, τm, τqm] (N/mm ²)	5.116	0.000	0.000	0.000
[σzda, σba, τa, τqa] (N/mm ²)	0.000	22.238	0.000	12.624
[σzdmax,σbmax,τmax,τqmax] (N/mm ²)	8.697	37.805	0.000	21.460

Tension/Compression Bending Torsion

Surface stabilization factor	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	1.162	1.288	1.213

Present safety for endurance limit:

Fatigue limit of part (N/mm ²)	[σWK]	347.567	392.026	249.770
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σADK]	0.140	371.450	0.140
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σANK]	0.222	588.708	0.184
Effective Miner sum	[DM]	0.300	0.300	0.300
Load spectrum factor	[fKoll]	1.000	1.000	1.000
Safety against fatigue	[S]		26.473	
Required safety against fatigue	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		2206.1	

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Yield stress of part (N/mm ²)	[σFK]	715.457	715.457	413.069
Safety yield stress	[S]		15.385	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		1282.1	

Present safety

for proof of avoiding incipient crack on hard surface layers:

Safety against incipient crack	[S]		49.460	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		4121.7	

Cross section 'D-D' Interference fit

Comment			
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]		91.333
External diameter (mm)	[da]		40.000

Inner diameter (mm)	[di]	0.000
Notch effect		Interference fit
Characteristics:	Firm interference fit	
Mean roughness (µm)	[Rz]	8.000

Load spectrum, load base values (Mean-value + Amplitude):

No.	Frequency (%)	Tens./Compress. (N)	Bending (Nm)	Torsion (Nm)	Shearing (N)
1	4.0000e+001	5974.855	358.043	0.000	2117.050
2	4.0000e+001	6429.078	102.370	0.000	16221.286
3	2.0000e+001	3823.878	153.077	0.000	1145.036

Stresses: (N/mm²)

[σzdm, σbm, τm, τqm] (N/mm ²)	5.116	0.000	0.000	0.000
[σzda, oba, τa, τqa] (N/mm ²)	0.000	56.984	0.000	17.211
[σzdmax, σbmax, τmax, τqmax] (N/mm ²)	8.697	96.873	0.000	29.259

Tension/Compression Bending Torsion

Notch effect coefficient	[β(dB)]	2.710	2.710	1.800
[dB] (mm) = 40.0				
Surface stabilization factor	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	2.710	3.051	2.026

Present safety for endurance limit:

Fatigue limit of part (N/mm ²)	[σWK]	149.083	165.527	149.529
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σADK]	0.140	164.211	0.140
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σANK]	0.222	260.257	0.184
Effective Miner sum	[DM]	0.300	0.300	0.300
Load spectrum factor	[fKoll]	1.000	1.000	1.000
Safety against fatigue	[S]		4.567	
Required safety against fatigue	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		380.6	

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Yield stress of part (N/mm ²)	[σFK]	715.457	715.457	413.069
Safety yield stress	[S]		6.777	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		564.8	

Present safety

for proof of avoiding incipient crack on hard surface layers:

Safety against incipient crack	[S]		8.039	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		669.9	

Cross section 'E-E' Interference fit

Comment

Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]	120.000
External diameter (mm)	[da]	40.000
Inner diameter (mm)	[di]	0.000

Notch effect		Interference fit
Characteristics:	Firm interference fit	
Mean roughness (μm)	[Rz]	8.000

Load spectrum, load base values (Mean-value + Amplitude):

No.	Frequency (%)	Tens./Compres. (N)	Bending (Nm)	Torsion (Nm)	Shearing (N)
1	4.0000e+001	5974.855	20.790	0.000	11898.385
2	4.0000e+001	6429.078	133.284	0.000	8067.832
3	2.0000e+001	3823.878	26.752	0.000	4486.760

Stresses: (N/mm²)

[σ_{dm} , σ_{bm} , τ_{m} , τ_{qm}] (N/mm ²)	5.116	0.000	0.000	0.000
[σ_{da} , σ_{ba} , τ_{a} , τ_{qa}] (N/mm ²)	0.000	21.213	0.000	12.625
[σ_{zdmax} , σ_{bmax} , τ_{max} , τ_{qmax}] (N/mm ²)	8.697	36.062	0.000	21.462

		Tension/Compression	Bending	Torsion
Notch effect coefficient	[β (dB)]	2.710	2.710	1.800
[dB] (mm) = 40.0				
Surface stabilization factor	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	2.710	3.051	2.026

Present safety for endurance limit:

Fatigue limit of part (N/mm ²)	[σ_{WK}]	149.083	165.527	149.529
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σ_{ADK}]	0.140	162.039	0.140
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σ_{ANK}]	0.222	256.814	0.184
Effective Miner sum	[DM]	0.300	0.300	0.300
Load spectrum factor	[fKoll]	1.000	1.000	1.000
Safety against fatigue	[S]		12.107	
Required safety against fatigue	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		1008.9	

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Yield stress of part (N/mm ²)	[σ_{FK}]	715.457	715.457	413.069
Safety yield stress	[S]		15.985	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		1332.1	

Present safety

for proof of avoiding incipient crack on hard surface layers:

Safety against incipient crack	[S]		18.961	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		1580.1	

Shaft 2

Material	C45 (1)
Material type	Through hardened steel

Material treatment unalloyed, through hardened
Surface treatment No

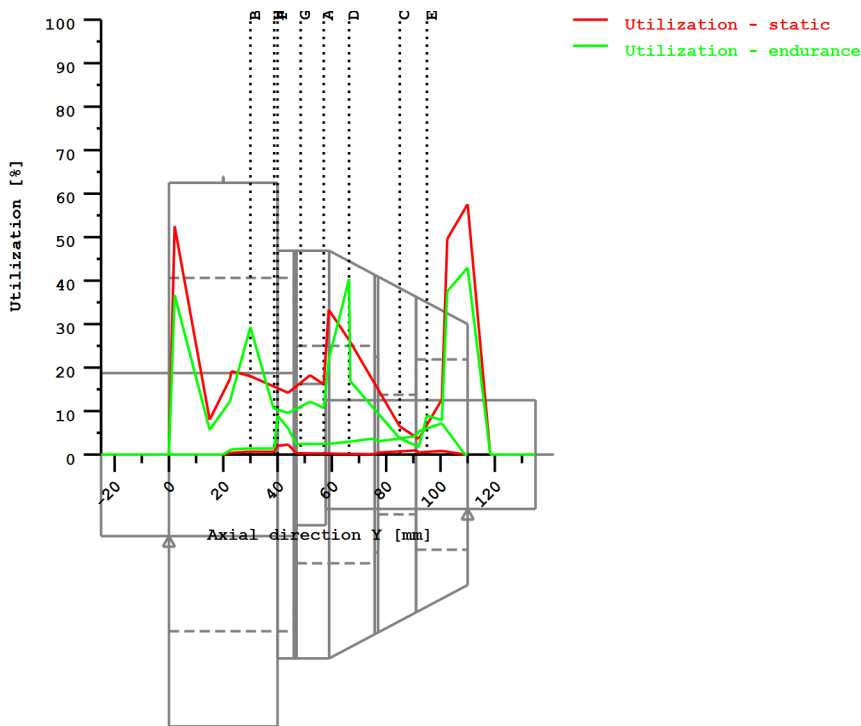
Calculation of service strength and static strength
S-N curve (Woehler line) according Miner elementary

Calculation for load case 2 ($\sigma_{av}/\sigma_{mv} = \text{const}$)

Results:

Cross section	Kfb	Kfσ	K2d	SZ	SS
F-F	2.65	0.92	0.80	23.27	25.49
G-G	1.00	0.92	0.80	51.03	83.57
H-H	2.05	1.00	0.80	85.51	87.91

Required safeties: 1.20 1.20



Utilization = S_{min}/S (%)

Figure: Strength

Calculation details

General statements

Material	C45 (1)
Material type	Through hardened steel
Material treatment	unalloyed, through hardened
Surface treatment	No

Reference diameter material (mm)	[dB]	16.00
σ_B according to DIN 743 (at dB) (N/mm ²)	[σ_B]	700.00
σ_S according to DIN 743 (at dB) (N/mm ²)	[σ_S]	490.00
[σ_{zdW}] (bei dB) (N/mm ²)		280.00
[σ_{bW}] (bei dB) (N/mm ²)		350.00
[τ_{tW}] (bei dB) (N/mm ²)		210.00
Thickness of raw material (mm)	[dWerkst]	210.00
[σ_{BRand}] (N/mm ²)		628.00

Service strength for a load spectrum

S-N curve (Woehler lines) according to Miner elementary according to FKM guideline

Required life time	[H]	20000.00
Number of load cycles (Mio)	[NL]	60.000

Data of S-N curve (Woehler line) analog to FKM standard:

[$k\sigma$, $k\tau$]	5	8
[$kD\sigma$, $kD\tau$]	0	0
[$ND\sigma$, $ND\tau$]	1e+006	1e+006
[$ND\sigma_{II}$, $ND\tau_{II}$]	0	0

Calculation for load case 2 ($\sigma_{av}/\sigma_{mv} = \text{const}$)

Cross section 'F-F' Shoulder

Comment	Y= 40.00mm		
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]		40.000
External diameter (mm)	[da]		150.000
Inner diameter (mm)	[di]		130.000
Notch effect			Shoulder
[D, r, t] (mm)	200.000	2.000	25.000
Mean roughness (μm)		[Rz]	8.000

Load spectrum, load base values (Mean-value + Amplitude):

No.	Frequency (%)	Tens./Compress. (N)	Bending (Nm)	Torsion (Nm)	Shearing (N)
1	4.0000e+001	-50000.000	525.680	0.000	9737.140
2	4.0000e+001	0.000	220.696	0.000	8203.871
3	2.0000e+001	-31999.753	214.983	0.000	5580.232

Stresses: (N/mm²)

[σ_{zdm} , σ_{bm} , τ_m , τ_{qm}] (N/mm ²)	-11.368	0.000	0.000	0.000
[σ_{zda} , σ_{ba} , τ_a , τ_{qa}] (N/mm ²)	0.000	3.640	0.000	4.413
[σ_{zdmax} , σ_{bmax} , τ_{max} , τ_{qmax}] (N/mm ²)	-19.326	6.188	0.000	7.502

Tension/Compression Bending Torsion

Surface stabilization factor	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	3.101	3.403	2.376

Present safety for endurance limit:

Fatigue limit of part (N/mm ²)	[σWK]	64.045	72.946	62.688
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σADK]	-0.082	84.717	62.688
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σANK]	-0.082	84.717	62.688
Effective Miner sum	[DM]	1.000	1.000	0.300
Load spectrum factor	[fKoll]	1.000	1.000	1.000
Safety against fatigue	[S]		23.272	
Required safety against fatigue	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		1939.4	

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Yield stress of part (N/mm ²)	[σFK]	349.283	384.212	175.356
Safety yield stress	[S]		25.495	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		2124.6	

Cross section 'G-G' Smooth shaft

Comment

Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]		48.500	
External diameter (mm)	[da]		150.000	
Inner diameter (mm)	[di]		80.000	
Notch effect			Smooth shaft	
Mean roughness (μm)	[Rz]		8.000	

Load spectrum, load base values (Mean-value + Amplitude):

No.	Frequency (%)	Tens./Compres. (N)	Bending (Nm)	Torsion (Nm)	Shearing (N)
1	4.0000e+001	-50000.000	608.453	0.000	9741.250
2	4.0000e+001	0.000	150.977	0.000	8199.760
3	2.0000e+001	-31999.753	262.427	0.000	5584.342

Stresses: (N/mm²)

[σzdm, σbm, τm, τqm] (N/mm ²)	-3.954	0.000	0.000	0.000
[σzda, σba, τa, τqa] (N/mm ²)	0.000	1.998	0.000	1.454
[σzdmax, σbmax, τmax, τqmax] (N/mm ²)	-6.722	3.397	0.000	2.471

Tension/Compression Bending Torsion

Surface stabilization factor	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	1.085	1.335	1.297

Present safety for endurance limit:

Fatigue limit of part (N/mm ²)	[σWK]	183.021	185.938	114.822
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σADK]	-0.205	101.953	114.822
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σANK]	-0.205	101.953	114.822
Effective Miner sum	[DM]	1.000	1.000	0.300
Load spectrum factor	[fKoll]	1.000	1.000	1.000
Safety against fatigue	[S]		51.028	
Required safety against fatigue	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		4252.3	

Present safety
for proof against exceed of yield point:

Yield stress of part (N/mm ²)	[σFK]	303.725	334.097	175.356
Safety yield stress	[S]		83.573	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		6964.4	

Cross section 'H-H' Interference fit

Comment

Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]	38.758
External diameter (mm)	[da]	200.000
Inner diameter (mm)	[di]	130.000
Notch effect		Interference fit
Characteristics:		Firm interference fit
Mean roughness (μm)	[Rz]	8.000

Load spectrum, load base values (Mean-value + Amplitude):

No.	Frequency (%)	Tens./Compres. (N)	Bending (Nm)	Torsion (Nm)	Shearing (N)
1	4.0000e+001	-50000.000	513.584	0.000	9735.409
2	4.0000e+001	0.000	230.890	0.000	8205.602
3	2.0000e+001	-31999.753	208.052	0.000	5578.501

Stresses: (N/mm²)

[σzdm, σbm, τm, τqm] (N/mm ²)	-2.756	0.000	0.000	0.000
[σzda, σba, τa, τqa] (N/mm ²)	0.000	0.796	0.000	1.042
[σzdmax, σbmax, τmax, τqmax] (N/mm ²)	-4.685	1.353	0.000	1.772

Tension/Compression Bending Torsion

Notch effect coefficient	[β(dB)]	1.993	1.993	1.297
[dB] (mm) =		40.0		
Surface stabilization factor	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	2.049	2.561	1.637

Present safety for endurance limit:

Fatigue limit of part (N/mm ²)	[σWK]	96.924	96.924	90.983
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σADK]	-0.326	68.066	90.983
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σANK]	-0.326	68.066	90.983
Effective Miner sum	[DM]	1.000	1.000	0.300
Load spectrum factor	[fKoll]	1.000	1.000	1.000
Safety against fatigue	[S]		85.510	
Required safety against fatigue	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		7125.8	

Present safety
for proof against exceed of yield point:

Yield stress of part (N/mm ²)	[σFK]	303.725	334.097	175.356
Safety yield stress	[S]		87.912	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		7326.0	

End of Report

lines: 967

PŘÍLOHA č. 4

Uložení válečku, varianta 3

Name : kladka_3
 Changed by: beber on: 20.07.2020 at: 08:38:41

Analysis of shafts, axle and beams

Input data

Coordinate system shaft: see picture W-002

Label	Shaft 1
Drawing	
Initial position (mm)	-25.000
Length (mm)	160.000
Speed (1/min)	0.00
Sense of rotation: clockwise	
Material	18CrNiMo7-6
Young's modulus (N/mm ²)	206000.000
Poisson's ratio nu	0.300
Density (kg/m ³)	7830.000
Coefficient of thermal expansion (10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature (°C)	20.000
Weight of shaft (kg)	2.533
Weight of shaft, including additional masses (kg)	2.533
Mass moment of inertia (kg*mm ²)	929.737
Momentum of mass GD2 (Nm ²)	0.036
Label	Shaft 2
Drawing	
Initial position (mm)	0.000
Length (mm)	110.000
Speed (1/min)	50.00
Sense of rotation: clockwise	
Material	C45 (1)
Young's modulus (N/mm ²)	206000.000
Poisson's ratio nu	0.300
Density (kg/m ³)	7830.000
Coefficient of thermal expansion (10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature (°C)	20.000
Temperature for load spectrum	
No.	Temperature (°C)
1	20.000
2	20.000
3	20.000
Weight of shaft (kg)	10.215
Weight of shaft, including additional masses (kg)	10.215
Mass moment of inertia (kg*m ²)	0.054
Momentum of mass GD2 (Nm ²)	2.127
Position in space (°)	0.000

Consider deformations due to shearing

Shear correction factor 1.100

Rolling bearing stiffness is calculated from inner bearing geometry

Tolerance field: Mean value

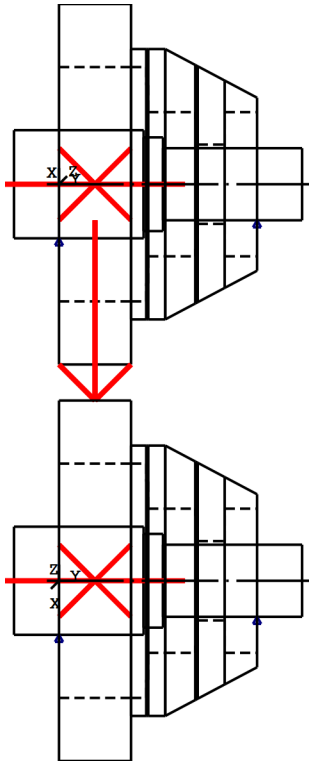


Figure: Load applications

Shaft definition (Shaft 1)

Outer contour

<u>Cylinder (Cylinder)</u>			0.000mm ...	72.000mm
Diameter (mm)	[d]	60.0000		
Length (mm)	[l]	72.0000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000		
<u>Cylinder (Cylinder)</u>			72.000mm ...	82.750mm
Diameter (mm)	[d]	52.0000		
Length (mm)	[l]	10.7500		
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000		
<u>Cylinder (Cylinder)</u>			82.750mm ...	160.000mm
Diameter (mm)	[d]	40.0000		
Length (mm)	[l]	77.2500		
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000		

Bearing

Label in the model		Support1
Bearing position (mm)	[y lokal]	25.000
Degrees of freedom		
X: fixedY: fixedZ: fixed		
Rx: fixedRy: fixedRz: fixed		

Label in the model		Support2
Bearing position (mm)	[y lokal]	135.000
Degrees of freedom		
X: fixedY: fixedZ: fixed		
Rx: fixedRy: fixedRz: fixed		

Shaft definition (Shaft 2)

Outer contour

Cylinder (Cylinder)			0.000mm ...	40.000mm
Diameter (mm)	[d]	200.0000		
Length (mm)	[l]	40.0000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000		

Radius left (Radius left)
r=20.00 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

Radius right (Radius right)
r=20.00 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

Cylinder (Cylinder)			40.000mm ...	59.000mm
Diameter (mm)	[d]	150.0000		
Length (mm)	[l]	19.0000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000		

Radius left (Radius left)
r=2.00 (mm), Rz=8.0, Machined (Ra=3.2µm/125µin)

Cone (Taper)			59.000mm ...	110.000mm
Diameter left (mm)	[d _l]	150.0000		
Diameter right (mm)	[d _r]	96.0000		
Length (mm)	[l]	51.0000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000		

Inner contour

Cylindrical bore (Cylinder inside)			0.000mm ...	40.000mm
Diameter (mm)	[d]	130.0000		
Length (mm)	[l]	40.0000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000		

Cylindrical bore (Cylinder inside)			40.000mm ...	48.500mm
------------------------------------	--	--	--------------	----------

Diameter (mm)	[d]	130.0000
Length (mm)	[l]	8.5000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Cylindrical bore (Cylinder inside) 48.500mm ... 49.500mm

Diameter (mm)	[d]	110.0000
Length (mm)	[l]	1.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Cylindrical bore (Cylinder inside) 49.500mm ... 75.750mm

Diameter (mm)	[d]	80.0000
Length (mm)	[l]	26.2500
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Cylindrical bore (Cylinder inside) 75.750mm ... 77.000mm

Diameter (mm)	[d]	72.0000
Length (mm)	[l]	1.2500
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Cylindrical bore (Cylindrical bore) 77.000mm ... 92.000mm

Diameter (mm)	[d]	44.0000
Length (mm)	[l]	15.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Cylindrical bore (Cylindrical bore) 92.000mm ... 110.000mm

Diameter (mm)	[d]	80.0000
Length (mm)	[l]	18.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Forces

Type of force element	Centric force		
Label in the model	Centric force1		
Position on shaft (mm)	[y]local	20.0000	
Length of load application (mm)		0.0000	
Power (kW)		0.0000	
Torque (Nm)		-0.0000	
Axial force (load spectrum) (N)		50000.0000 /	0.0001 / 0.0001
Shearing force X (load spectrum) (N)		0.0000 /	0.0000 / 0.0000
Shearing force Z (Load spectrum) (N)		-120000.0000 /	-0.0001 / -0.0001
Bending moment X (Load spectrum) (Nm)		0.0000 /	0.0000 / 0.0000
Bending moment Z (Load spectrum) (Nm)		0.0000 /	0.0000 / 0.0000

Load spectrum:

No.	Frequency (%)	Speed (1/min)	Power (%)	Torque (%)	Force (%)
1	4.0000e+001	50.000	100.000	100.000	100.000
2	4.0000e+001	50.000	0.000	0.000	0.000
3	2.0000e+001	50.000	0.000	0.000	0.000

Type of force element	Centric force		
Label in the model	Centric force2		
Position on shaft (mm)	[y]local	20.0000	
Length of load application (mm)		0.0000	
Power (kW)		0.0000	
Torque (Nm)		-0.0000	
Axial force (load spectrum) (N)		-0.0001 /	-50000.0000 / -0.0001
Shearing force X (load spectrum) (N)		0.0000 /	0.0000 / 0.0000

Shearing force Z (Load spectrum) (N) -0.0001 / -120000.0000 / -0.0001
 Bending moment X (Load spectrum) (Nm) 0.0000 / 0.0000 / 0.0000
 Bending moment Z (Load spectrum) (Nm) 0.0000 / 0.0000 / 0.0000

Load spectrum:

No.	Frequency (%)	Speed (1/min)	Power (%)	Torque (%)	Force (%)
1	4.0000e+001	50.000	0.000	0.000	0.000
2	4.0000e+001	50.000	100.000	100.000	100.000
3	2.0000e+001	50.000	0.000	0.000	0.000

Type of force element **Centric force**
 Label in the model Centric force3
 Position on shaft (mm) [ylocal] 20.0000
 Length of load application (mm) 0.0000
 Power (kW) 0.0000
 Torque (Nm) -0.0000
 Axial force (load spectrum) (N) 0.0000 / 0.0000 / 32000.0000
 Shearing force X (load spectrum) (N) 0.0000 / 0.0000 / 0.0000
 Shearing force Z (Load spectrum) (N) -0.0000 / -0.0000 / -40000.0000
 Bending moment X (Load spectrum) (Nm) 0.0000 / 0.0000 / 0.0000
 Bending moment Z (Load spectrum) (Nm) 0.0000 / 0.0000 / 0.0000

Load spectrum:

No.	Frequency (%)	Speed (1/min)	Power (%)	Torque (%)	Force (%)
1	4.0000e+001	50.000	0.000	0.000	0.000
2	4.0000e+001	50.000	0.000	0.000	0.000
3	2.0000e+001	50.000	100.000	100.000	100.000

CONNECTIONS

SKF 32312 (cbearing 1) 24.250mm

Shaft 'Shaft 1' <-> Shaft 'Shaft 2'

Set fixed bearing right

d = 60.000 (mm), D = 130.000 (mm), b = 48.500 (mm), r = 3.000 (mm)

C = 282.000 (kN), C0 = 290.000 (kN), Cu = 34.000 (kN)

Ctheo = 282.000 (kN), C0theo = 289.961 (kN)

fC = 1.000 (kN), fC0 = 1.000 (kN)

Calculation with approximate bearings internal geometry (*)

Z = 8, Dpw = 95.314 (mm), Dw = 26.825 (mm)

Lwe = 43.450 (mm), a = 31

a = 31

Diameter, external race (mm) [d_o] 121.703

Diameter, internal race (mm) [d_i] 68.924

Bearing clearance 0.00 μm

The bearing pressure angle will be considered in the calculation

Position (center of pressure) (mm)

17.4050

SKF 7208 BECBY (cbearing_ax) 101.000mm

Shaft 'Shaft 1' <-> Shaft 'Shaft 2'

Set axial bearing left

d = 40.000 (mm), D = 80.000 (mm), b = 18.000 (mm), r = 1.100 (mm)

C = 39.000 (kN), C0 = 28.000 (kN), Cu = 1.200 (kN)

Ctheo = 42.795 (kN), C0theo = 25.379 (kN)

fC = 1.000 (kN), fC0 = 1.000 (kN)

Calculation with approximate bearings internal geometry (*)

Z = 9, Dpw = 60.000 (mm), Dw = 16.375 (mm)

Diameter, external race (mm)	[d _o]	76.567
Diameter, internal race (mm)	[d _i]	43.433
Throat radius, external race (mm)	[r _o]	8.679
Throat radius, internal race (mm)	[r _i]	8.515

Bearing clearance 0.00 µm

The bearing pressure angle will be considered in the calculation

Position (center of pressure) (mm)
126.0000

SKF 6208 (cbearing_2) 66.750mm

Shaft 'Shaft 1' <-> Shaft 'Shaft 2'

Free bearing

d = 40.000 (mm), D = 80.000 (mm), b = 18.000 (mm), r = 1.100 (mm)

C = 32.500 (kN), C₀ = 19.000 (kN), C_u = 0.800 (kN)

C_{theo} = 32.532 (kN), C_{0theo} = 18.976 (kN)

f_C = 1.000 (kN), f_{C0} = 1.000 (kN)

Calculation with approximate bearings internal geometry (*)

Z = 8, D_{pw} = 60.012 (mm), D_w = 13.273 (mm)

Diameter, external race (mm)	[d _o]	73.291
------------------------------	-------------------	--------

Diameter, internal race (mm)	[d _i]	46.733
------------------------------	-------------------	--------

Throat radius, external race (mm)	[r _o]	7.034
-----------------------------------	-------------------	-------

Throat radius, internal race (mm)	[r _i]	6.902
-----------------------------------	-------------------	-------

Bearing clearance ISO 5753-1:2009 C0 (13.00 µm)

Axial clearance Pe = 185.31 µm

Results

Note: the maximum deflection and torsion of the shaft under torque, the life modification factor aISO, and the bearing's thinnest lubricant film thickness EHL, are predefined for the first load bin.

Shaft

Maximum deflection 259.254 (µm) (Shaft 2 pos = 0.000 mm)

Mass center of gravity

Shaft 1 (mm)	64.541
--------------	--------

Shaft 2 (mm)	42.717
--------------	--------

Total axial load

Shaft 1 (N)	0.000
-------------	-------

Shaft 2 (N)	32000.000
-------------	-----------

Torsion under torque

Shaft 1 (°)	-0.000
-------------	--------

Shaft 2 (°)	0.000
-------------	-------

Bearing

Rolling bearing stiffness calculated from internal geometry

Shaft 'Shaft 1' Bearing 'Support1'

Shaft 'Shaft 1' Bearing 'Support2'

Rolling bearing 'cbearing_1'

Basic bearing rating life	[L _{nh}]	7990.12	h
Minimum EHL lubricant film thickness	[h _{min}]	0.225	µm
Static safety factor	[S ₀]	2.70	
Operating bearing clearance	[Pd]	0.000	µm
Reference rating service life	[L _{nrh}]	21525.05	h

Rolling bearing 'cbearing_ax'

Basic bearing rating life	[L _{nh}]	529.50	h
Minimum EHL lubricant film thickness	[h _{min}]	0.148	µm
Spin to roll ratio	[ω _s /ω _{roll}]	0.348	
Static safety factor	[S ₀]	1.39	
Operating bearing clearance	[Pd]	0.000	µm
Reference rating service life	[L _{nrh}]	1262.25	h

Rolling bearing 'cbearing_2'

Basic bearing rating life	[L _{nh}]	2931.09	h
Minimum EHL lubricant film thickness	[h _{min}]	0.125	µm
Spin to roll ratio	[ω _s /ω _{roll}]	0.001	
Static safety factor	[S ₀]	0.97	
Operating bearing clearance	[Pd]	13.000	µm
Reference rating service life	[L _{nrh}]	2914.60	h

(*) Note about roller bearings with an approximated bearing geometry:

The internal geometry of these bearings has not been input in the database.

The geometry is back-calculated as specified in ISO 281, from C and C0 (details in the manufacturer's catalog).

For this reason, the geometry may be different from the actual geometry.

In some situations, this may result in significant variations in roller bearing stiffness.

Damage (%) [Lreq] (20000.000)

Bin no	B1	B2	B3
1	76.81	3516.00	533.05
2	172.51	0.80	139.37
3	0.99	260.38	9.92

Σ 250.31 3777.18 682.34

Utilization (%) [Lreq] (20000.000)

B1	B2	B3
131.69	335.52	189.67

Note: Utilization = (Lreq/Lh)^(1/k)

Ball bearing: k = 3, roller bearing: k = 10/3

- B1: cbearing_1 (Connecting rolling bearing)
- B2: cbearing_ax (Connecting rolling bearing)
- B3: cbearing_2 (Connecting rolling bearing)

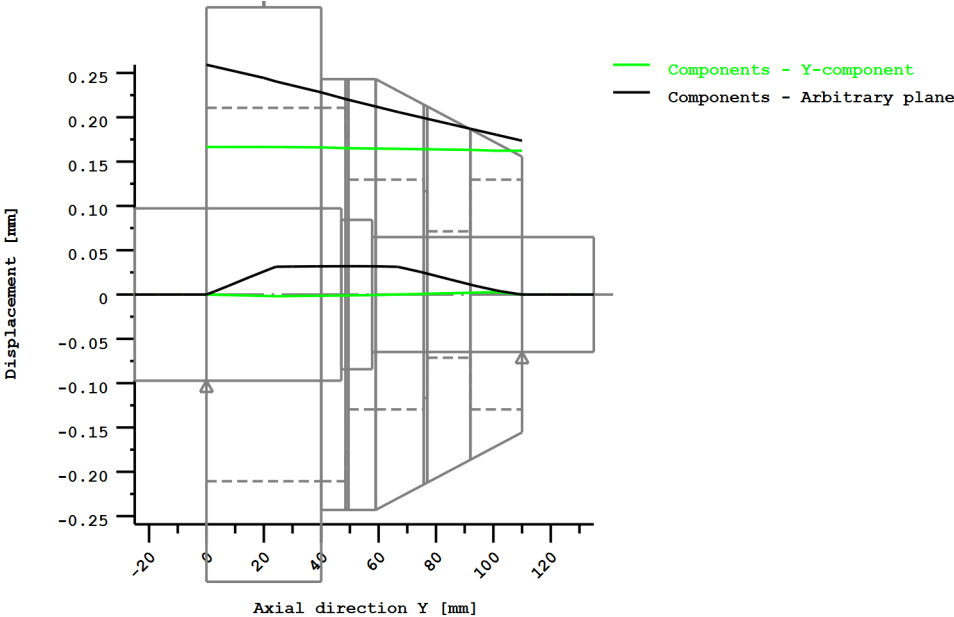
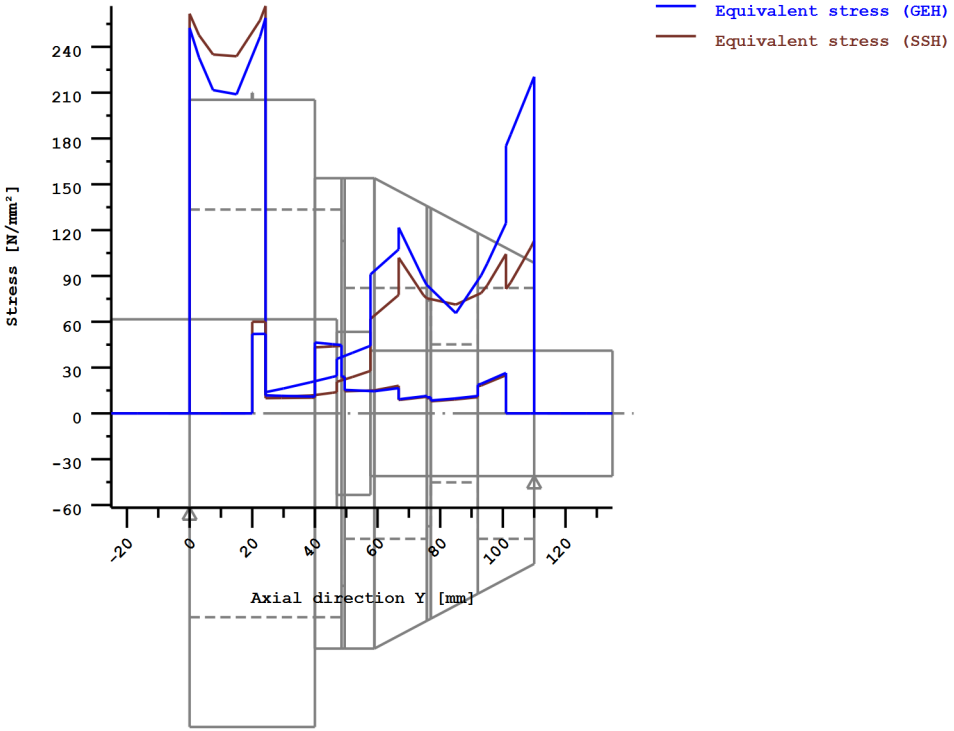


Figure: Deformation (bending etc.) (Arbitrary plane 270.0000109 121)



Nominal stresses, without taking into account stress concentrations
 GEH(von Mises): $\sigma_V = \sqrt{(\sigma_B + \sigma_{Z,D})^2 + 3 \cdot (\tau_T + \tau_S)^2}$
 SSH(Tresca): $\sigma_V = \sqrt{(\sigma_B - \sigma_{Z,D})^2 + 4 \cdot (\tau_T + \tau_S)^2}$

Figure: Equivalent stress

**Strength calculation according to DIN 743:2012
with finite life fatigue strength according to FKM standard and FVA draft**

Summary

Shaft 1

Material	18CrNiMo7-6
Material type	Case-carburized steel
Material treatment	case-hardened
Surface treatment	No

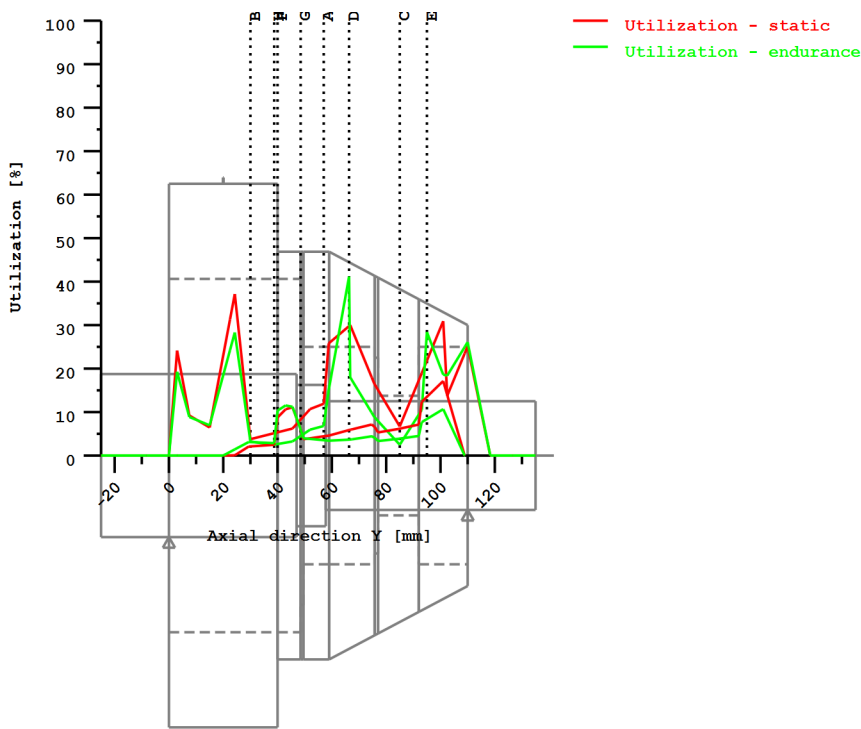
Calculation of service strength and static strength
S-N curve (Woehler line) according Miner elementary

Calculation for load case 2 ($\sigma_{av}/\sigma_{mv} = \text{const}$)

Results:

Cross section	Kfb	Kfs	K2d	SZ	SS	SA
A-A	1.00	0.86	0.87	37.84	20.38	65.51
B-B	2.74	1.00	0.86	24.38	29.30	34.33
C-C	1.00	0.86	0.89	74.23	27.55	88.57
D-D	2.71	1.00	0.89	6.66	8.68	10.29
E-E	2.71	1.00	0.89	9.81	11.74	13.93

Required safeties: 1.20 1.20 1.20



Utilization = S_{min}/S (%)

Figure: Strength

Calculation details

General statements

Material 18CrNiMo7-6
 Material type Case-carburized steel
 Material treatment case-hardened
 Surface treatment No

Reference diameter material (mm)	[dB]	16.00
σ_B according to DIN 743 (at dB) (N/mm ²)	[σ_B]	1200.00
σ_S according to DIN 743 (at dB) (N/mm ²)	[σ_S]	850.00
[σ_{zdW}] (bei dB) (N/mm ²)		480.00
[σ_{bW}] (bei dB) (N/mm ²)		600.00
[τ_{tW}] (bei dB) (N/mm ²)		360.00
Thickness of raw material (mm)	[dWerkst]	65.00
[σ_{BRand}] (N/mm ²)		2300.00

Service strength for a load spectrum

S-N curve (Woehler lines) according to Miner elementary according to FKM guideline

Required life time	[H]	20000.00
Number of load cycles (Mio)	[NL]	0.000

Data of S-N curve (Woehler line) analog to FKM standard:

[$k\sigma, k\tau$]	15	25
[$kD\sigma, kD\tau$]	0	0
[$ND\sigma, ND\tau$]	1e+006	1e+006

[NDσII, NDτII] 0 0

Calculation for load case 2 ($\sigma_{av}/\sigma_{mv} = \text{const}$)

Cross section 'A-A' Smooth shaft

Comment	Y= 82.00mm		
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]	82.000	
External diameter (mm)	[da]	52.000	
Inner diameter (mm)	[di]	0.000	
Notch effect		Smooth shaft	
Mean roughness (μm)	[Rz]	8.000	

Load spectrum, load base values (Mean-value + Amplitude):

No.	Frequency (%)	Tens./Compress. (N)	Bending (Nm)	Torsion (Nm)	Shearing (N)
1	4.0000e+001	12553.752	192.454	0.000	5300.593
2	4.0000e+001	6778.448	203.486	0.000	260.667
3	2.0000e+001	5890.238	64.607	0.000	1762.317

Stresses: (N/mm²)

[σzdm, σbm, τm, τqm] (N/mm ²)	5.911	0.000	0.000	0.000
[σzda, σba, τa, τqa] (N/mm ²)	0.000	14.741	0.000	3.328
[σzdmax, σbmax, τmax, τqmax] (N/mm ²)	10.049	25.060	0.000	5.657

Tension/Compression Bending Torsion

Surface stabilization factor	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	1.162	1.311	1.236

Present safety for endurance limit:

Fatigue limit of part (N/mm ²)	[σWK]	347.567	385.254	245.192
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σADK]	0.121	351.992	0.121
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σANK]	0.192	557.869	0.160
Effective Miner sum	[DM]	0.300	0.300	0.300
Load spectrum factor	[fKoll]	1.000	1.000	1.000
Safety against fatigue	[S]		37.845	
Required safety against fatigue	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		3153.7	

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Yield stress of part (N/mm ²)	[σFK]	715.457	715.457	413.069
Safety yield stress	[S]		20.378	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		1698.2	

Present safety

for proof of avoiding incipient crack on hard surface layers:

Safety against incipient crack	[S]		65.511	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		5459.2	

Cross section 'B-B' Interference fit

Comment

Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]	55.000
External diameter (mm)	[da]	60.000
Inner diameter (mm)	[di]	0.000
Notch effect		Interference fit
Characteristics:	Firm interference fit	
Mean roughness (μm)	[Rz]	8.000

Load spectrum, load base values (Mean-value + Amplitude):

No.	Frequency (%)	Tens./Compres. (N)	Bending (Nm)	Torsion (Nm)	Shearing (N)
1	4.0000e+001	12553.752	49.270	0.000	5305.915
2	4.0000e+001	6778.448	210.457	0.000	255.345
3	2.0000e+001	5890.238	16.957	0.000	1767.639

Stresses: (N/mm²)

[σ_{dm} , σ_{bm} , τ_{m} , τ_{qm}] (N/mm ²)	4.440	0.000	0.000	0.000
[σ_{da} , σ_{ba} , τ_{a} , τ_{qa}] (N/mm ²)	0.000	9.925	0.000	2.502
[σ_{dmax} , σ_{bmax} , τ_{max} , τ_{qmax}] (N/mm ²)	7.548	16.872	0.000	4.254

Tension/Compression Bending Torsion

Notch effect coefficient	[β (dB)]	2.710	2.710	1.800
[dB] (mm) = 40.0				
Surface stabilization factor	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	2.744	3.186	2.105

Present safety for endurance limit:

Fatigue limit of part (N/mm ²)	[σ_{WK}]	147.247	158.506	143.941
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σ_{ADK}]	0.161	152.690	0.161
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σ_{ANK}]	0.255	241.997	0.212
Effective Miner sum	[DM]	0.300	0.300	0.300
Load spectrum factor	[fKoll]	1.000	1.000	1.000
Safety against fatigue	[S]		24.384	
Required safety against fatigue	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		2032.0	

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Yield stress of part (N/mm ²)	[σ_{FK}]	715.457	715.457	413.069
Safety yield stress	[S]		29.298	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		2441.5	

Present safety

for proof of avoiding incipient crack on hard surface layers:

Safety against incipient crack	[S]		34.326	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		2860.5	

Cross section 'C-C' Smooth shaft

Comment	Y= 110.00mm		
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]		110.000
External diameter (mm)	[da]		40.000
Inner diameter (mm)	[di]		0.000
Notch effect		Smooth shaft	
Mean roughness (µm)	[Rz]		8.000

Load spectrum, load base values (Mean-value + Amplitude):

No.	Frequency (%)	Tens./Compress. (N)	Bending (Nm)	Torsion (Nm)	Shearing (N)
1	4.0000e+001	12553.752	18.558	0.000	14384.116
2	4.0000e+001	6778.448	33.206	0.000	12849.004
3	2.0000e+001	5890.238	6.053	0.000	4811.402

Stresses: (N/mm²)

[σzdm, σbm, τm, τqm] (N/mm ²)	9.990	0.000	0.000	0.000
[σzda, σba, τa, τqa] (N/mm ²)	0.000	5.285	0.000	15.262
[σzdmax, σbmax, τmax, τqmax] (N/mm ²)	16.983	8.984	0.000	25.945

Tension/Compression Bending Torsion

Surface stabilization factor	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	1.162	1.288	1.213

Present safety for endurance limit:

Fatigue limit of part (N/mm ²)	[σWK]	347.567	392.026	249.770
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σADK]	0.072	247.540	0.072
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σANK]	0.113	392.325	0.094
Effective Miner sum	[DM]	0.300	0.300	0.300
Load spectrum factor	[fKoll]	1.000	1.000	1.000
Safety against fatigue	[S]		74.234	
Required safety against fatigue	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		6186.2	

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Yield stress of part (N/mm ²)	[σFK]	715.457	715.457	413.069
Safety yield stress	[S]		27.552	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		2296.0	

Present safety

for proof of avoiding incipient crack on hard surface layers:

Safety against incipient crack	[S]		88.573	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		7381.1	

Cross section 'D-D' Interference fit

Comment			
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]		91.333
External diameter (mm)	[da]		40.000

Inner diameter (mm)	[di]	0.000
Notch effect		Interference fit
Characteristics:	Firm interference fit	
Mean roughness (µm)	[Rz]	8.000

Load spectrum, load base values (Mean-value + Amplitude):

No.	Frequency (%)	Tens./Compress. (N)	Bending (Nm)	Torsion (Nm)	Shearing (N)
1	4.0000e+001	12553.752	241.921	0.000	5299.642
2	4.0000e+001	6778.448	201.049	0.000	261.618
3	2.0000e+001	5890.238	81.051	0.000	1761.366

Stresses: (N/mm²)

[σzdm, σbm, τm, τqm] (N/mm ²)	9.990	0.000	0.000	0.000
[σzda, oba, τa, τqa] (N/mm ²)	0.000	38.503	0.000	5.623
[σzdm _{max} , σb _{max} , τ _{max} , τq _{max}] (N/mm ²)	16.983	65.455	0.000	9.559

Tension/Compression Bending Torsion

Notch effect coefficient	[β(dB)]	2.710	2.710	1.800
[dB] (mm) =		40.0		
Surface stabilization factor	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	2.710	3.051	2.026

Present safety for endurance limit:

Fatigue limit of part (N/mm ²)	[σWK]	149.083	165.527	149.529
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σADK]	0.072	161.781	0.072
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σANK]	0.113	256.405	0.094
Effective Miner sum	[DM]	0.300	0.300	0.300
Load spectrum factor	[fKoll]	1.000	1.000	1.000
Safety against fatigue	[S]		6.659	
Required safety against fatigue	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		554.9	

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Yield stress of part (N/mm ²)	[σFK]	715.457	715.457	413.069
Safety yield stress	[S]		8.679	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		723.2	

Present safety

for proof of avoiding incipient crack on hard surface layers:

Safety against incipient crack	[S]		10.295	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		857.9	

Cross section 'E-E' Interference fit

Comment

Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]	120.000
External diameter (mm)	[da]	40.000
Inner diameter (mm)	[di]	0.000

Notch effect		Interference fit
Characteristics:	Firm interference fit	
Mean roughness (μm)	[Rz]	8.000

Load spectrum, load base values (Mean-value + Amplitude):

No.	Frequency (%)	Tens./Compres. (N)	Bending (Nm)	Torsion (Nm)	Shearing (N)
1	4.0000e+001	12553.752	162.404	0.000	14385.081
2	4.0000e+001	6778.448	161.701	0.000	12849.969
3	2.0000e+001	5890.238	54.172	0.000	4812.367

Stresses: (N/mm²)

[σ_{dm} , σ_{bm} , τ_m , τ_{qm}] (N/mm ²)	9.990	0.000	0.000	0.000
[σ_{da} , σ_{ba} , τ_a , τ_{qa}] (N/mm ²)	0.000	25.847	0.000	15.263
[σ_{dmax} , σ_{bmax} , τ_{max} , τ_{qmax}] (N/mm ²)	16.983	43.941	0.000	25.947

		Tension/Compression	Bending	Torsion
Notch effect coefficient	[β (dB)]	2.710	2.710	1.800
[dB] (mm) =				
Surface stabilization factor	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	2.710	3.051	2.026

Present safety for endurance limit:

Fatigue limit of part (N/mm ²)	[σ_{WK}]	149.083	165.527	149.529
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σ_{ADK}]	0.072	160.007	0.072
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σ_{ANK}]	0.113	253.595	0.094
Effective Miner sum	[DM]	0.300	0.300	0.300
Load spectrum factor	[fKoll]	1.000	1.000	1.000
Safety against fatigue	[S]		9.811	
Required safety against fatigue	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		817.6	

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Yield stress of part (N/mm ²)	[σ_{FK}]	715.457	715.457	413.069
Safety yield stress	[S]		11.744	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		978.6	

Present safety

for proof of avoiding incipient crack on hard surface layers:

Safety against incipient crack	[S]		13.930	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		1160.9	

Shaft 2

Material	C45 (1)
Material type	Through hardened steel

Material treatment unalloyed, through hardened
Surface treatment No

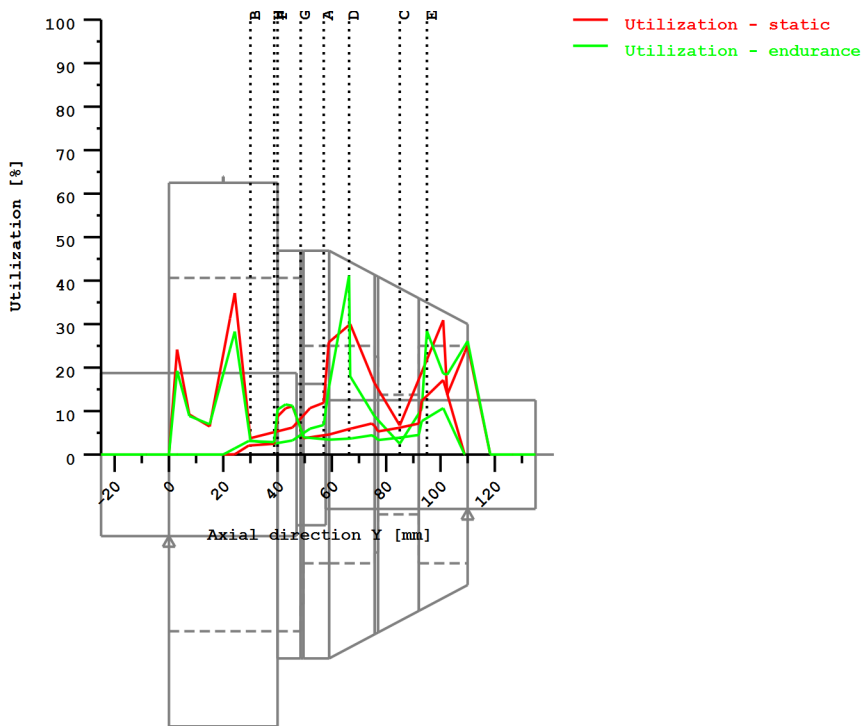
Calculation of service strength and static strength
S-N curve (Woehler line) according Miner elementary

Calculation for load case 2 ($\sigma_{av}/\sigma_{mv} = \text{const}$)

Results:

Cross section	Kfb	Kfσ	K2d	SZ	SS
F-F	2.65	0.92	0.80	16.57	14.10
G-G	2.05	1.00	0.80	27.88	21.63
H-H	2.05	1.00	0.80	59.75	50.24

Required safeties: 1.20 1.20



Utilization = S_{min}/S (%)

Figure: Strength

Calculation details

General statements

Material	C45 (1)
Material type	Through hardened steel
Material treatment	unalloyed, through hardened
Surface treatment	No

Reference diameter material (mm)	[dB]	16.00
σ_B according to DIN 743 (at dB) (N/mm ²)	[σ_B]	700.00
σ_S according to DIN 743 (at dB) (N/mm ²)	[σ_S]	490.00
[σ_{zdW}] (bei dB) (N/mm ²)		280.00
[σ_{bW}] (bei dB) (N/mm ²)		350.00
[τ_{tW}] (bei dB) (N/mm ²)		210.00
Thickness of raw material (mm)	[dWerkst]	210.00
[σ_{BRand}] (N/mm ²)		628.00

Service strength for a load spectrum

S-N curve (Woehler lines) according to Miner elementary according to FKM guideline

Required life time	[H]	20000.00
Number of load cycles (Mio)	[NL]	60.000

Data of S-N curve (Woehler line) analog to FKM standard:

[$k\sigma$, $k\tau$]	5	8
[$kD\sigma$, $kD\tau$]	0	0
[$ND\sigma$, $ND\tau$]	1e+006	1e+006
[$ND\sigma_{II}$, $ND\tau_{II}$]	0	0

Calculation for load case 2 ($\sigma_{av}/\sigma_{mv} = \text{const}$)

Cross section 'F-F' Shoulder

Comment	Y= 40.00mm		
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]	40.000	
External diameter (mm)	[da]	150.000	
Inner diameter (mm)	[di]	130.000	
Notch effect		Shoulder	
[D, r, t] (mm)	200.000	2.000	25.000
Mean roughness (μm)		[Rz]	8.000

Load spectrum, load base values (Mean-value + Amplitude):

No.	Frequency (%)	Tens./Compress. (N)	Bending (Nm)	Torsion (Nm)	Shearing (N)
1	4.0000e+001	-77708.592	491.788	0.000	19637.344
2	4.0000e+001	0.000	335.599	0.000	12540.972
3	2.0000e+001	-41114.688	162.817	0.000	6526.355

Stresses: (N/mm²)

[σ_{zdm} , σ_{bm} , τ_m , τ_{qm}] (N/mm ²)	-17.668	0.000	0.000	0.000
[σ_{zda} , σ_{ba} , τ_a , τ_{qa}] (N/mm ²)	0.000	3.406	0.000	8.899
[σ_{zdmax} , σ_{bmax} , τ_{max} , τ_{qmax}] (N/mm ²)	-30.036	5.789	0.000	15.129

Tension/Compression Bending Torsion

Surface stabilization factor	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	3.101	3.403	2.376

Present safety for endurance limit:

Fatigue limit of part (N/mm ²)	[σWK]	64.045	72.946	62.688
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σADK]	-0.053	56.445	62.688
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σANK]	-0.053	56.445	62.688
Effective Miner sum	[DM]	1.000	1.000	0.300
Load spectrum factor	[fKoll]	1.000	1.000	1.000
Safety against fatigue	[S]		16.574	
Required safety against fatigue	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		1381.2	

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Yield stress of part (N/mm ²)	[σFK]	349.283	384.212	175.356
Safety yield stress	[S]		14.099	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		1175.0	

Cross section 'G-G' Interference fit

Comment

Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]	48.500
External diameter (mm)	[da]	150.000
Inner diameter (mm)	[di]	110.000
Notch effect		Interference fit
Characteristics:	Firm interference fit	
Mean roughness (μm)	[Rz]	8.000

Load spectrum, load base values (Mean-value + Amplitude):

No.	Frequency (%)	Tens./Compres. (N)	Bending (Nm)	Torsion (Nm)	Shearing (N)
1	4.0000e+001	-77708.592	324.858	0.000	19640.216
2	4.0000e+001	0.000	228.988	0.000	12543.843
3	2.0000e+001	-41114.688	107.331	0.000	6529.226

Stresses: (N/mm²)

[σzdm, σbm, τm, τqm] (N/mm ²)	-9.514	0.000	0.000	0.000
[σzda, σba, τa, τqa] (N/mm ²)	0.000	1.379	0.000	4.735
[σzdmax, σbmax, τmax, τqmax] (N/mm ²)	-16.173	2.345	0.000	8.049

Tension/Compression Bending Torsion

Notch effect coefficient	[β(dB)]	1.993	1.993	1.297
[dB] (mm) = 40.0				
Surface stabilization factor	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	2.049	2.561	1.637

Present safety for endurance limit:

Fatigue limit of part (N/mm ²)	[σWK]	96.924	96.924	90.983
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σADK]	-0.094	38.460	90.983
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σANK]	-0.094	38.460	90.983
Effective Miner sum	[DM]	1.000	1.000	0.300
Load spectrum factor	[fKoll]	1.000	1.000	1.000
Safety against fatigue	[S]		27.883	

Required safety against fatigue	[Smin]	1.200
Result (%)	[S/Smin]	2323.6

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Yield stress of part (N/mm ²)	[σFK]	303.725	334.097	175.356
Safety yield stress	[S]	21.631		
Required safety	[Smin]	1.200		
Result (%)	[S/Smin]	1802.6		

Cross section 'H-H' Interference fit

Comment

Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]	38.758
External diameter (mm)	[da]	200.000
Inner diameter (mm)	[di]	130.000
Notch effect		Interference fit
Characteristics:	Firm interference fit	
Mean roughness (μm)	[Rz]	8.000

Load spectrum, load base values (Mean-value + Amplitude):

No.	Frequency (%)	Tens./Compres. (N)	Bending (Nm)	Torsion (Nm)	Shearing (N)
1	4.0000e+001	-77708.592	516.185	0.000	19635.613
2	4.0000e+001	0.000	351.179	0.000	12539.241
3	2.0000e+001	-41114.688	170.924	0.000	6524.624

Stresses: (N/mm²)

[σzdm, σbm, τm, τqm] (N/mm ²)	-4.283	0.000	0.000	0.000
[σzda, σba, τa, τqa] (N/mm ²)	0.000	0.800	0.000	2.102
[σzdmax, σbmax, τmax, τqmax] (N/mm ²)	-7.281	1.360	0.000	3.574

Tension/Compression Bending Torsion

Notch effect coefficient	[β(dB)]	1.993	1.993	1.297
[dB] (mm) = 40.0				
Surface stabilization factor	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	2.049	2.561	1.637

Present safety for endurance limit:

Fatigue limit of part (N/mm ²)	[σWK]	96.924	96.924	90.983
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σADK]	-0.210	47.803	90.983
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σANK]	-0.210	47.803	90.983
Effective Miner sum	[DM]	1.000	1.000	0.300
Load spectrum factor	[fKoll]	1.000	1.000	1.000
Safety against fatigue	[S]	59.750		
Required safety against fatigue	[Smin]	1.200		
Result (%)	[S/Smin]	4979.2		

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Yield stress of part (N/mm ²)	[σFK]	303.725	334.097	175.356
---	-------	---------	---------	---------

Safety yield stress	[S]	50.244
Required safety	[Smin]	1.200
Result (%)	[S/Smin]	4187.0

End of Report

lines: 934

PŘÍLOHA Č. 5

Kontrola šroubů upnutí válečkovací hlavy

Team-SolidSQUAD

File

Name : srouby_hlava
 Changed by: Martin Beber on: 21.07.2020 at: 13:09:13

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	M16		
Pitch (mm)	[P]	2.00	
Flank angle (°)	[β]	60.00	
Reference diameter (mm)	[d]	16.00	
Minor diameter inner thread (mm)	[D1]	13.83	
Flank diameter inner thread (mm)	[D2]	14.70	
Thread manufacturing	Final heat treated		
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00	
Axial force at flange (N)	[FaU/FaO]	-120000.00 /	0.00
Shearing force at flange (N)	[Fq]	0.00	
Torque at flange (Nm)	[Mt]	0.00	
Bending moment at flange (Nm)	[Mb]	15000.00	
Required clamping force for sealing (N)	[Fd]	0.00	
Coefficient of friction between parts	[µ]	0.150	
Bolt pitch diameter at flange (mm)	[dt]	254.00	
Number of screws	[n]	8	
Shearing force at single screw (N)	[Q]	0.00	
Axial force at single screw (N)	[FAU/FAO]	-44527.56 /	29527.56
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] 1.60

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

Coef. of friction in thread [µG] 0.100/ 0.100

Coef. of friction at head support [µK] 0.100/ 0.100

Bolt type: Hexagon head screw without shank (A B) DIN EN ISO 4017:2001

Reference diameter (mm) [d] 16.00

Bolt length (mm) [l] 50.00

Shank diameter (mm) [d1] 16.00

Shank length (mm) [l1] 6.00

Thread length (mm) [b] 44.00

Outer diameter of head support (mm)	[dw]	22.49
Inner diameter of head support (mm)	[da]	17.70
Surface roughness (head bearing area) (µm)	[Rz]	16.00
Stressed cross section of screw (mm ²)	[As]	156.67
Free thread length (mm)	[l3]	27.00
Reduction coefficient	[kτ]	0.50
Strength class		10.9
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm]	1040.00
Yield point (N/mm ²)	[Rp0.2]	940.00
Clamped parts:	Segment of annulus	
External radius annulus (mm)	[ra]	150.00
Screw radius annulus (mm)	[rs]	127.00
Internal radius annulus (mm)	[ri]	56.00
Bolt spacing (mm)	[t]	99.75
Number of parts	[iP]	2
Part	A	
Material	C45 (1)	
Depth of Layer (mm)	[hi]	15.00
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[pG]	770.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00
Part	B	
Material	C45 (1)	
Depth of Layer (mm)	[hi]	15.00
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[pG]	770.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00
Thread with pocket hole		
Clamping length (mm)	[lk]	30.00
Effective Clamping length (mm)	[lkeff]	33.00
(including washers and counter bore depth or extension sleeves)		
Through hole standard	ISO 273:1979 (DIN 273) fine	
Diameter through hole (mm)	[dh]	17.00
Chamfer at head (mm)	[cK]	0.00
Washer bellow screw head:		
Standard	DIN EN ISO 7089:2000	
External diameter (mm)	[d2]	29.48
Inner diameter (mm)	[d1]	17.27
Thickness (mm)	[h]	3.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[pG]	1250.00
Blind hole		
Material	C45 (1)	
Counter bore depth (mm)	[ts]	0.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00

RESULTS:

Virtual outer diameter of base body:

Diameter (mm)	[DA]	138.25
Diameter (mm)	[DA]	138.25
Ductility of flange (mm/N)	[δP]	1.901541e-007
Addition for plate resilience (mm/N)	[δPzu]	1.274785e-007
Ductility of screw (mm/N)	[δS]	1.651776e-006
Load factor for centric load introduction	[Φn]	0.1207
Preload loss (N)	[Fz]	8143.63
required assembly preload:		
-minimum (N)	[FMmin]	34106.86
-maximum (N)	[FMmax]	54570.98
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]	113645.87
Additional bolt load (N)	[FSA]	3564.33
Additional plate load (N)	[FPA]	25963.23
Fatigue load (N/mm ²)	[σa]	28.53
Fatigue life (N/mm ²)	[σAzul]	46.22
Number of load cycles	[NZ]	>= 200000

Length of engagement, stripping force

Calculate the required nut height as specified in VDI 2230 (2015)<VF> (also applies to the required length of engagement for a blind hole)

Length of engagement (mm)	[m]	38.00
Effective length of engagement (mm)	[meff]	34.00
Coefficient C1	[C1]	1.000
Coefficient C2	[C2]	0.897
Coefficient C3	[C3]	0.903
Bolt minimum flank diameter (mm)	[d2min]	15.026
Internal thread maximum core diameter (mm)	[D1max]	14.376
Bolt shear surface (mm ²)	[ASGS]	1108.36
Tensile strength of bolt (N/mm ²)	[Rm]	1040.00
Bolt tensile strength coefficient (N/mm ²)	[Rmmax/Rm]	1.20
Maximum tensile strength, bolt (N/mm ²)	[Rmmax]	1248.00
Bolt shearing strength	[τBS/Rm]	0.62
Shearing strength Screw (N/mm ²)	[τBS]	644.80
Minor diameter inner thread (mm)	[D1]	13.835
Flank diameter inner thread (mm)	[D2]	14.701
Minimum external diameter, bolt (mm)	[dmin]	16.000
Maximum flank diameter, inner thread (mm)	[D2max]	15.026
Internal thread shear surface (mm ²)	[ASGM]	1495.45
Internal thread shearing strength (N/mm ²)	[τBM]	460.00
Strength ratio	[RS]	0.96
Stripping force, bolt thread (N)	[FmGS]	641275.00
Stripping force, internal thread (N)	[FmGM]	621442.16
Bolt breaking force (N)	[FmS]	162935.10
Safety against stripping force to breaking force	[SAE]	3.81
Minimum length of engagement Rm (mm)	[meffmin]	13.00
Minimum length of engagement Rmmax (mm)	[meffmax]	16.00

The internal thread is critical to prevent stripping.

(Mounting pretension force (N)	[FM]	121789.50)
Required safety against pretension force	[SFM]	5.10

Calculation with maximum attained pretension force:

(utilization of yield strength (%))	[%Re]	90.00
Mounting-Pretension force (N)	[FM]	121789.50
Pretension force (N)	[FV]	113645.87
Equivalent stress (N/mm ²)	[σ _{red.M}]	846.00
Equivalent stress (N/mm ²)	[σ _{red.B}]	830.49
Tightening torque (Nm)	[MA]	265.22
Surface pressure		
(below screw head) (N/mm ²)	[pK]	829.08
(below washer) (N/mm ²)	[p]	357.47

Calculation with the maximum required assembly preload with tightening factor: 1.60

Mounting-Pretension force (N)	[FM _{max}]	54570.98
Additional clamping force (reserve) (N)	[FK _{res}]	42011.57
Equivalent stress (N/mm ²)	[σ _{red.M_FMmax}]	379.07
Equivalent stress (N/mm ²)	[σ _{red.B_FMmax}]	384.23
Tightening torque (Nm)	[MA _{FMmax}]	118.84
Surface pressure		
(below screw head) (N/mm ²)	[pK _{FMmax}]	384.50
(below washer) (N/mm ²)	[p]	165.78
Permissible equivalent stress (N/mm ²)	[σ _{Mzul}]	846.00
Permissible equivalent stress (N/mm ²)	[σ _{Bzul}]	940.00
Permissible surface pressure		
(below screw head) (N/mm ²)	[pK _{zul}]	1250
(below washer) (N/mm ²)	[p _{zul}]	770.00
Shearing strength Screw (N/mm ²)	[τ _{BS}]	644.80

SUMMARY:

The yield point must not be exceeded.

Calculation with the maximum required assembly preload with tightening factor: 1.60

Safety against yield point	[SF]	2.45
Safety against fatigue	[SD]	1.62
Safety against pressure	[SP]	3.25

Calculation with maximum attained pretension force:

Safety against yield point	[SF]	1.13
Safety against fatigue	[SD]	1.62
Safety against pressure	[SP]	1.51

Remarks:

- The safeties (SF, SD, SP) are calculated according to VDI2230.
- Calculating safeties with the maximal assembly preload (FM_{max}).
- Safety against sliding [SG = FK_R/FK_{erf}] is calculated with:
FK_R: with FM/αA, FK_{erf} = FK_Q + FK_P
- Safety against shearing SA = τ_{BS}*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..
- The calculation of the length of engagement is theoretical (in accordance with VDI 2230) and must be checked in real life conditions.
- Note: The minimum length of engagement meff_{max} is calculated with R_{mmax}, d_{min} and D_{2max} or d_{2min} and D_{1max}

and is intended to represent the worst case scenario..

-Surface pressure under washers: Maximum external diameter for calculating the support area is $d_w + 1.6 \cdot h_s$ (VDI 2230: 2015, Formula 194).

-Total required clamp load according to (R2/4): $F_{Kerf} \geq \text{Maxi}(F_{KA} + F_{KP}, F_{KQ})$

End of Report

lines: 228

PŘÍLOHA č. 6

Výpočet vedení pinoly

Kluzne vedeni kruhoveho tvaru

1 Rozmery vedeni a konstrukce

- $L := 370 \cdot mm$...delka vedeni
- $D := 320 \cdot mm$...prumer vedeni
- $a_1 := 305 \cdot mm$...min. vylozeni sily F_1 od okraje vedeni
- $a_2 := 35 \cdot mm$
- $\Delta y := 550 \cdot mm$...vysuv pinoly
- $f_v := 0.15$...treni ve vedeni

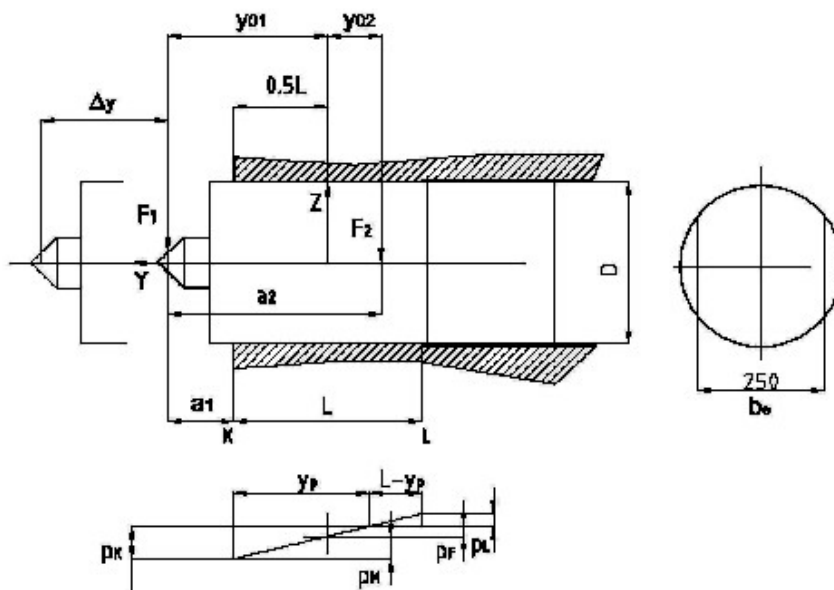
2 Sily pusobici na vedeni

- $F_r := 120 \cdot kN$ Radiální síla na váleček
- $F_a := 0.4 \cdot F_r = 48 \cdot kN$ Axiální síla na váleček

3 Dov.merny tlak: 10 MPa

Stanovit:

- Polohu sil vzhledem k pocatku souradnic
- Silu a moment v pocatku souradnic
- Efektivni sirku vedeni a merne tlaky
- Zatizeni vodicich ploch radialni a treci silu



$$y_{01} := a_1 + \frac{L}{2} = 490 \text{ mm} \quad \dots \text{vyložení od počátku souřadnic}$$

$$y_1 := y_{01} + \Delta y = (1.04 \cdot 10^3) \text{ mm} \quad \dots \text{vyložení síly } F_1$$

$$b_e := \frac{\pi}{4} \cdot D = 251.327 \text{ mm} \quad \dots \text{efektivní šířka vedení}$$

$$F := F_a = 48 \text{ kN} \quad \dots \text{celková síla v počátku souřadnic}$$

$$M := F_a \cdot y_1 + F_r \cdot a_2 = 54.12 \text{ kN} \cdot \text{m} \quad \dots \text{moment kolem osy } Z$$

$$p_F := \frac{F_a}{L \cdot b_e} = 0.516 \text{ MPa} \quad \dots \text{měrný tlak od síly}$$

$$p_M := \frac{6 \cdot M}{L^2 \cdot b_e} = 9.438 \text{ MPa} \quad \dots \text{měrný tlak od momentu}$$

(pro odvození):

$$F_N := \frac{1}{2} \cdot p_M \cdot b_e \cdot \frac{L}{2} = 219.405 \text{ kN}$$

$$M := \frac{2}{3} \cdot L \cdot F_N = (5.412 \cdot 10^4) \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$p_K := p_F + p_M = 9.954 \text{ MPa} \quad \dots \text{měrný tlak v místě } K$$

$$p_L := p_F - p_M = -8.922 \text{ MPa} \quad \dots \text{měrný tlak v místě } L$$

$$y_p := L \cdot \frac{|p_K|}{|p_K| + |p_L|} = 195.118 \text{ mm}$$

Reakce vedení pro podmínku $b_1 := b_e$ $b_2 := b_e$

$$F_K := \frac{1}{2} \cdot p_K \cdot b_2 \cdot y_p = 244.062 \text{ kN}$$

$$F_L := \frac{1}{2} \cdot p_L \cdot b_1 \cdot (L - y_p) = -196.062 \text{ kN}$$

$$F_T := (|F_K| + |F_L|) \cdot f_v = 66.019 \text{ kN} \quad \dots \text{třecí odpor ve vedení}$$

nebo:

$$F_T := \left\| \begin{array}{l} \text{if } \text{sign}(p_K) = \text{sign}(p_L) \\ \quad \left\| F \cdot f_v \right\| \\ \text{else} \\ \quad \left\| (|F_K| + |F_L|) \cdot f_v \right\| \end{array} \right\| = 66.019 \text{ kN}$$

$$\text{sign}(p_K) = 1$$

$$\text{sign}(p_L) = -1$$

PŘÍLOHA Č. 7

Kontrola šroubů příruby hydromotoru

Team-SolidSQUAD

File

Name : srouby_viko_hydromotoru

Changed by: Martin Beber on: 23.07.2020 at: 14:00:01

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	M8	
Pitch (mm)	[P]	1.25
Flank angle (°)	[β]	60.00
Reference diameter (mm)	[d]	8.00
Minor diameter inner thread (mm)	[D1]	6.65
Flank diameter inner thread (mm)	[D2]	7.19
Thread manufacturing	Final heat treated	
Surface roughness (μm)	[Rz]	16.00
Axial force at flange (N)	[FaU/FaO]	0.00 / 120000.00
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]	0.100
Bolt pitch diameter at flange (mm)	[dt]	350.00
Number of screws	[n]	14
Shearing force at single screw (N)	[Q]	0.00
Axial force at single screw (N)	[FAU/FAO]	0.00 / 8571.43
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] 1.60

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

Coef. of friction in thread [μG] 0.100/ 0.100

Coef. of friction at head support [μK] 0.100/ 0.100

Bolt type: Hexagon head screw without shank (A B) DIN EN ISO 4017:2001

Reference diameter (mm) [d] 8.00

Bolt length (mm) [l] 25.00

Shank diameter (mm) [d1] 8.00

Shank length (mm) [l1] 3.75

Thread length (mm) [b] 21.25

Outer diameter of head support (mm)	[dw]	11.63
Inner diameter of head support (mm)	[da]	9.20
Surface roughness (head bearing area) (µm)	[Rz]	16.00

Stressed cross section of screw (mm ²)	[As]	36.61
Free thread length (mm)	[l3]	12.85
Reduction coefficient	[kτ]	0.50

Strength class		8.8
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm]	800.00
Yield point (N/mm ²)	[Rp0.2]	640.00

Clamped parts:	Segment of annulus		
External radius annulus (mm)	[ra]	190.00	
Screw radius annulus (mm)	[rs]	175.00	
Internal radius annulus (mm)	[ri]	160.00	
Bolt spacing (mm)	[t]	109.96	
Number of parts	[iP]	1	

Part	A		
Material		C45 (1)	
Depth of Layer (mm)	[hi]	15.00	
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[pG]	770.00	
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00	

Thread with pocket hole			
Clamping length (mm)	[lk]	15.00	
Effective Clamping length (mm)	[lkeff]	16.60	
(including washers and counter bore depth or extension sleeves)			

Through hole standard		ISO 273:1979 (DIN 273) fine	
Diameter through hole (mm)	[dh]	8.40	
Chamfer at head (mm)	[cK]	0.00	

Washer bellow screw head:			
Standard		DIN EN ISO 7089:2000	
External diameter (mm)	[d2]	15.57	
Inner diameter (mm)	[d1]	8.62	
Thickness (mm)	[h]	1.60	
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00	
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[pG]	1250.00	

Blind hole			
Material		C45 (1)	
Counter bore depth (mm)	[ts]	0.00	
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00	

RESULTS:

Virtual outer diameter of base body:			
Diameter (mm)	[DA']	120.76	
Diameter (mm)	[DA]	120.76	
Ductility of flange (mm/N)	[δP]	3.159749e-007	
Addition for plate resilience (mm/N)	[δPzu]	2.549569e-007	

Ductility of screw (mm/N)	[δS]	3.509880e-006
Load factor for centric load introduction	[Φn]	0.1045
Preload loss (N)	[Fz]	3267.24
required assembly preload:		
-minimum (N)	[FMmin]	10943.29
-maximum (N)	[FMmax]	17509.27
Pretension force according table (N)	[FMtab]	19100.00
Screw force at yield point (N)	[FM0.2]	23400.00
attained assembly preload:		
-maximum (N)	[FM]	19103.82
(utilization of yield strength (%))	[%Re]	90.00
Pretension force (N)	[FV]	15836.58
Additional bolt load (N)	[FSA]	895.38
Additional plate load (N)	[FPA]	7676.05
Fatigue load (N/mm ²)	[σa]	12.23
Fatigue life (N/mm ²)	[σAzul]	54.19
Number of load cycles	[NZ]	>= 2000000

Calculation with maximum attained pretension force:

(utilization of yield strength (%))	[%Re]	90.00
Mounting-Pretension force (N)	[FM]	19103.82
Pretension force (N)	[FV]	15836.58
Equivalent stress (N/mm ²)	[σred.M]	576.00
Equivalent stress (N/mm ²)	[σred.B]	569.97
Tightening torque (Nm)	[MA]	21.75
Surface pressure		
(below screw head) (N/mm ²)	[pK]	503.07
(below washer) (N/mm ²)	[p]	200.42

Calculation with the maximum required assembly preload with tightening factor:

1.60

Mounting-Pretension force (N)	[FMmax]	17509.27
Additional clamping force (reserve) (N)	[FKres]	996.60
Equivalent stress (N/mm ²)	[σred.M_FMmax]	527.92
Equivalent stress (N/mm ²)	[σred.B_FMmax]	524.35
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmax]	19.94
Surface pressure		
(below screw head) (N/mm ²)	[pK_FMmax]	462.96
(below washer) (N/mm ²)	[p]	184.44
Permissible equivalent stress (N/mm ²)		
	[σ.Mzul]	576.00
	[σ.Bzul]	640.00
Permissible surface pressure		
(below screw head) (N/mm ²)	[pKzul]	1250
(below washer) (N/mm ²)	[pzul]	770.00
Shearing strength Screw (N/mm ²)	[τBS]	520.00

SUMMARY:

The yield point must not be exceeded.

Calculation with the maximum required assembly preload with tightening factor: 1.60

Safety against yield point	[SF]	1.22
Safety against fatigue	[SD]	4.43
Safety against pressure	[SP]	2.70

Calculation with maximum attained pretension force:

Safety against yield point	[SF]	1.12
Safety against fatigue	[SD]	4.43
Safety against pressure	[SP]	2.48

Remarks:

- The safeties (SF, SD, SP) are calculated according to VDI2230.
- Calculating safeties with the maximal assembly preload (FMmax).
- Safety against sliding [SG = FKR/FKerf] is calculated with:
 FKR: with $FM/\alpha A$, $FKerf = FKQ + FKP$
- Safety against shearing $SA = \tau BS^*As/Q \geq 1.1$;
- 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..
- Surface pressure under washers: Maximum external diameter for calculating the support area is $d_w + 1.6 \cdot h_s$ (VDI 2230: 2015, Formula 194).
- Total required clamp load according to (R2/4): $FKerf \geq \text{Maxi}(FKA + FKP, FKQ)$

End of Report

lines: 187

PŘÍLOHA Č. 8

Návrh hydraulického obvodu pro řízení přítlaku

2. Zadané parametry

Výsuvná síla válce:	$F_1 := 120 \text{ kN}$
Tlak ve válci:	$p_v := 10 \text{ MPa}$
Počet válců:	$n_v := 2$
Tlak na pojišťovacím ventilu:	$p_p := 11 \text{ MPa}$
Účinnost čerpadla:	$\eta_c := 92\%$
Účinnost elektromotoru:	$\eta_m := 98\%$
Pracovní kapalina:	Hydraulický olej HLPV 646
Viskozita pracovní kapaliny:	$\nu := 46 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$
Délka výtlačného potrubí od čerpadla k hydromotoru:	$L_v := 3 \text{ m}$
Měr. hmotnost oleje:	$\rho_o := 890 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
Maximální zdvih hydromotoru:	$L := 550 \text{ mm}$
Rychlost posuvu pístu:	$v := 10 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$
Otáčky motoru:	$n := 1450 \text{ rpm}$

Požaduje se určit:

- Rozměry hydromotoru
- Velikost a typ čerpadla
- Výkon elektromotoru
- Velikost nádrže
- Světlost výtlačného potrubí a tlakové ztráty ve výtlačné větvi potrubí
- Světlosti sacího a odpadního potrubí
- Typ rozvaděče a dalších komponentů

3. Návrh hydromotoru

Průměr pístu:

$$S_1 := \frac{F_1}{p_v} = 12000 \text{ mm}^2$$

$$d_1 := \sqrt[2]{4 \cdot \frac{S_1}{\pi}} = 123.608 \text{ mm}$$

volím:

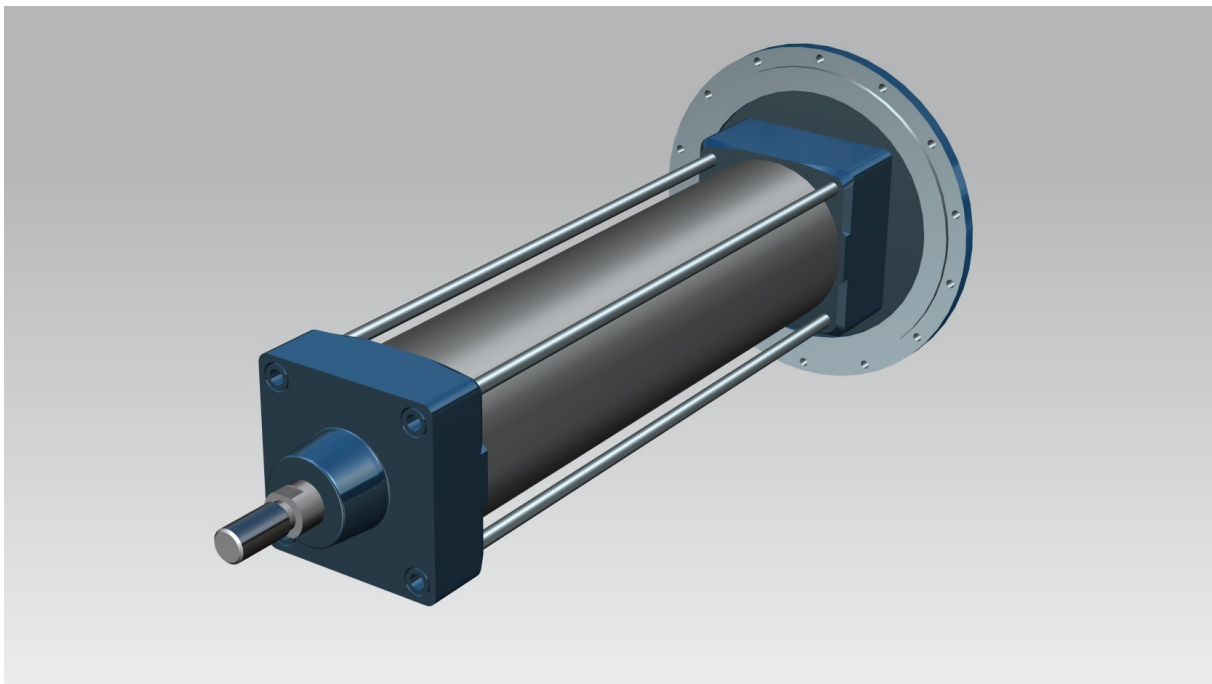
$$d_1 := 125 \text{ mm}$$

$$S_1 := \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = 12271.846 \text{ mm}^2$$

Skutečná výsuvná síla:

$$F_1 := S_1 \cdot p_v = 122.718 \text{ kN}$$

Volím hydromotor podle ISO 10762 100 H-2, s maximálním pracovním tlakem 10 MPa a zdvihem 550 mm.



obrázek č. 2: Hydromotor

2. Návrh čerpadla

Objemový průtok čerpadla (pro vysunutí válců):

$$Q_{\dot{c}} := S_1 \cdot v \cdot n_v = 14.726 \frac{l}{min}$$

Výpočtový objem čerpadla:

$$V_g := \frac{Q_{\dot{c}}}{n \cdot \eta_{\dot{c}}} = 11.039 \frac{cm^3}{rev}$$

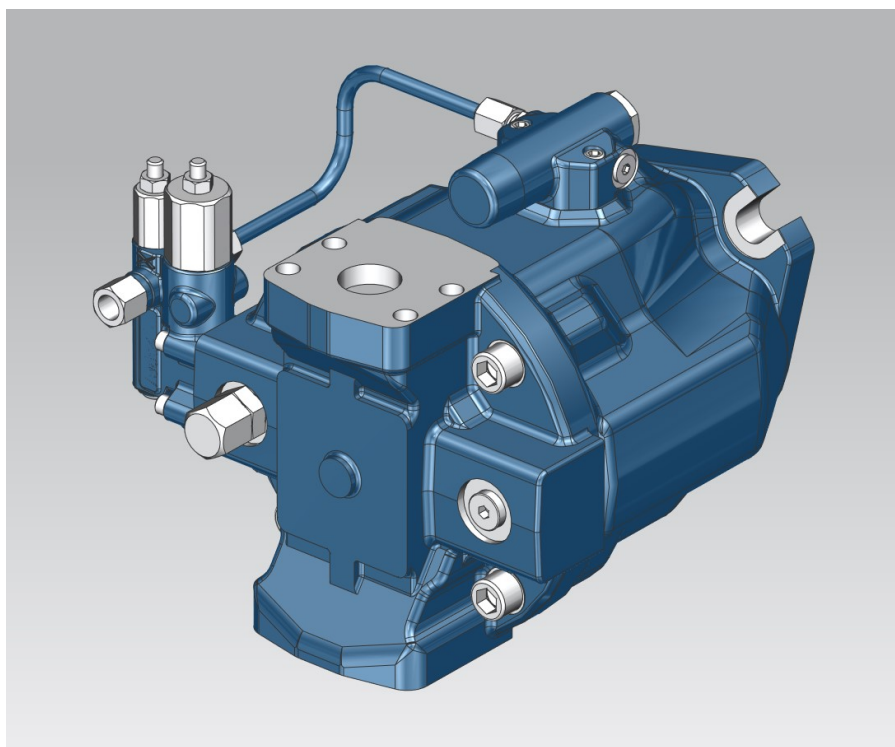
Volím axiální pístové čerpadlo Bosch Rexroth A10VZO18EZ400/10RVSC

$$V_{gmax} := 18 \frac{cm^3}{rev} \quad n_{max} := 3300 \quad Q_{max} := 59 \frac{l}{min}$$

Technical data A10VZO size 3 to 45

Size	NG		3	6	8	10	18	28	45
Displacement, geometric, per revolution	V_{gmax}	cm ³	3.5	6	8	10.5	18	28	45
Rotational speed maximum ¹⁾									
Suction speed operation as a pump ¹⁾	n_{nom}	rpm	3600	3600	3600	3600	3300	3000	3000
Max. speed decompression operation ²⁾	n_{nom}	rpm	3600	3600	3600	3600	3300	3000	3000
Flow at n_{nom} and V_{gmax}	q_v	l/min	12.6	21.6	28.8	38	59	84	135
Power and $\Delta p = 250$ bar	P	kW	5	10	15	16	-	-	-
Operation as a pump at n_{nom} , V_{gmax} and $\Delta p = 315$ bar	P	kW	-	-	-	-	34	39	44
Torque at V_{gmax} and $\Delta p = 250$ bar	T	Nm	14	24	32	42	-	-	-
at V_{gmax} and $\Delta p = 315$ bar	T	Nm	-	-	-	-	90	140	225
at V_{gmax} and $\Delta p = 100$ bar	T	Nm	6	9	13	17	29	45	72
Rotary stiffness of drive shaft S	c	Nm/rad	8100	8100	8100	8100	-	-	-
R	c	Nm/rad	-	-	-	-	14800	26300	41000
Moment of inertia for rotary group	J_{TW}	kgm ²	0.0006	0.0006	0.0006	0.0006	0.00093	0.0017	0.0033
Maximum angular acceleration ²⁾³⁾	α	rad/s ²	14000	14000	14000	14000	12600	11200	9500
Case volume	V	l	0.2	0.2	0.2	0.2	0.25	0.3	1.0
Weight without through drive (14N00, 12N00 approx.)	m	kg	8	8	8	8	12	15	27
Weight without through drive (22U00 approx.)	m	kg	-	-	-	-	-	-	-
Weight with through drive (07K., 12K..approx.)	m	kg	10.5	10.5	10.5	10.5	14	18	28
Weight with through drive (22U..approx.)	m	kg	-	-	-	-	-	-	-

obrázek č. 5: Výběr čerpadla



obrázek č. 4: Čerpadlo

4. Návrh elektromotoru

Příkon elektromotoru:

$$P := Q_{\dot{c}} \cdot p_p \cdot \frac{1}{\eta_{\dot{c}}} = 2.935 \text{ kW}$$

Volím Elektromotor 5.5 kW
1AL132S-4, 1480 ot./min.

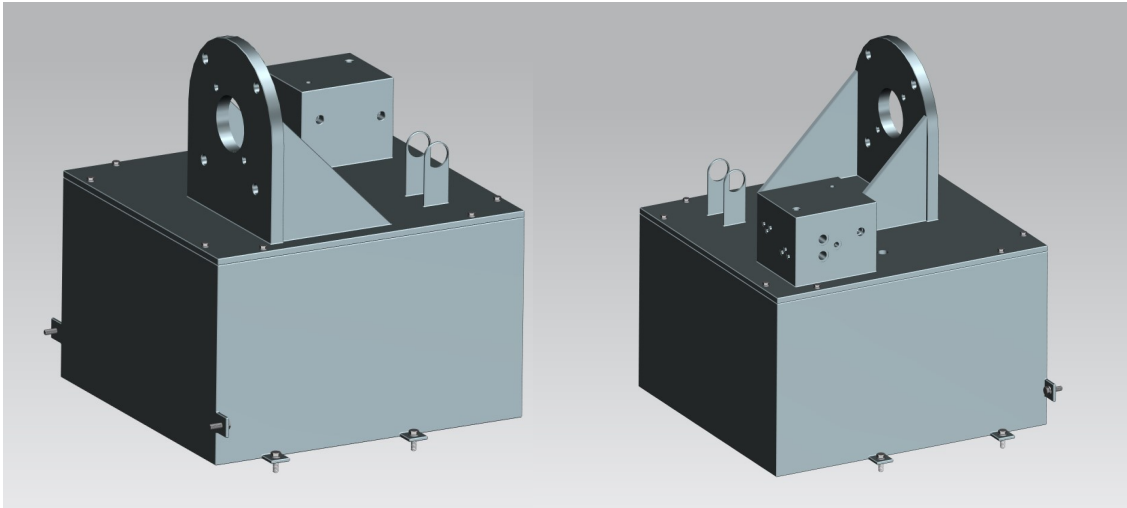
5. Návrh nádrže

Objem nádrže se volí (3-5) x objemový průtok čerpadla.

$$V_n := 4 \cdot Q_{\dot{c}} = 58.905 \frac{l}{min}$$

volím: $V_n := 50 \text{ l}$

Na nádrži jsou přivařené patky pro uchycení v saních zařízení sadou 6ti šroubů M8. Na víko nádrže je přivařený hydraulický blok, příruba pro motor a čerpadlo a držák pro filtr. Ve víku jsou také díry pro hydraulická potrubí. Víko je k nádrži upevněno sadou 8mi šroubů M6 a utěsněno těsnícím tmelem LOCTITE.



Obrázek č. 4.: Nádrž a víko s hydraulickým blokem

6. Výpočet ztrát v potrubí

Uvažuje se délka výtlačného potrubí:

$$L_v := 7.5 \text{ m}$$

Rychlost ve výtlačném potrubí se připouští 5 -10 m/s. Volím: $v_v := 8 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

$$Q_{\check{c}} = 0.00025 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$S_v := \frac{Q_{\check{c}}}{v_v} = 30.68 \text{ mm}^2$$

Průměr potrubí:

$$d_v := \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{\check{c}}}{\pi \cdot v_v}} = 6.3 \text{ mm}$$

Výpočet Re pro výtlačné potrubí:

$$Re \leq 2320$$

$$Re := \frac{v_v \cdot d_v}{\nu} = 1086.957$$

jedná se o laminární proudění

Výpočet ztrátového součinitele pro laminární proudění:

$$\lambda := \frac{75}{Re} = 0.069$$

Tlaková ztráta prouděním v potrubí:

$$\Delta p_v := \lambda \cdot \frac{L_v}{d_v} \cdot \frac{v_v^2}{2} \cdot \rho_o = 2.358 \text{ MPa}$$

7. Určení světlosti sacího a odpadního potrubí

a. Sací potrubí

Rychlosti proudění v sacím potrubí se připouští 0,5 – 1,5 m/s.

$$v_s := 1.3 \frac{m}{s}$$

Volím:

Průměr sacího potrubí:

$$d_s := \sqrt[2]{\frac{4 \cdot Q_{\zeta}}{\pi \cdot v_s}} = 16 \text{ mm}$$

b. Odpadní potrubí

Rychlost proudění v odpadním potrubí se připouští 2-5 m/s.

$$v_o := 5 \frac{m}{s}$$

Volím:

Průměr odpadního potrubí:

$$d_o := \sqrt[2]{\frac{4 \cdot Q_{\zeta}}{\pi \cdot v_o}} = 8 \text{ mm}$$

8. Volba rozvaděče a dalších komponent

Za čerpadlo do výtlačné větve byl přidán filtr a zpětný ventil (Rexroth S6A00-10420J3) a za něj akumulátor o objemu 10 litrů pro případné výpadky.

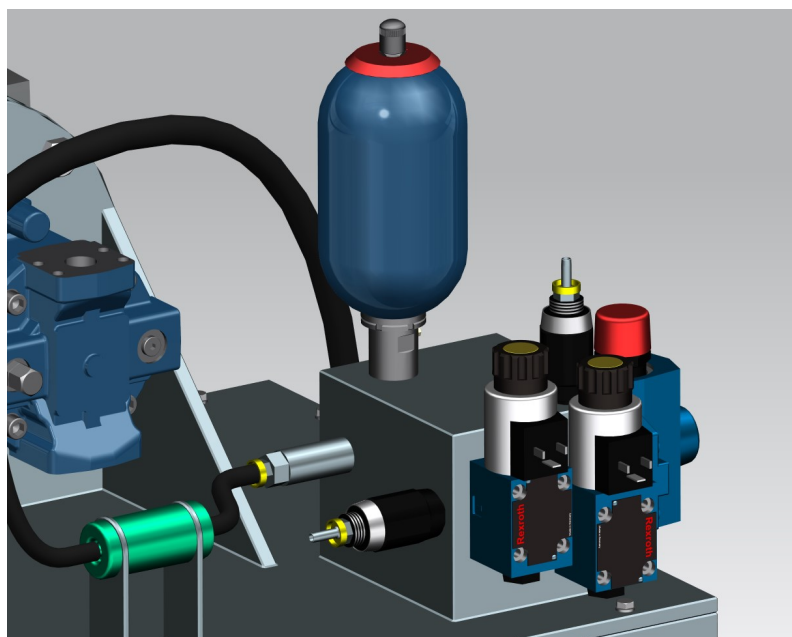
Do obvodu byl zvolen přepouštěcí ventil s kritickým tlakem 12 MPa typu DBDS 4 K1X 200V.

Z katalogu firmy Rexroth byl zvolen redukční ventil typu DR-5.4X/100YMV s pracovním tlakem 1 - 10 MPa a maximálním průtokem 400 l/min.

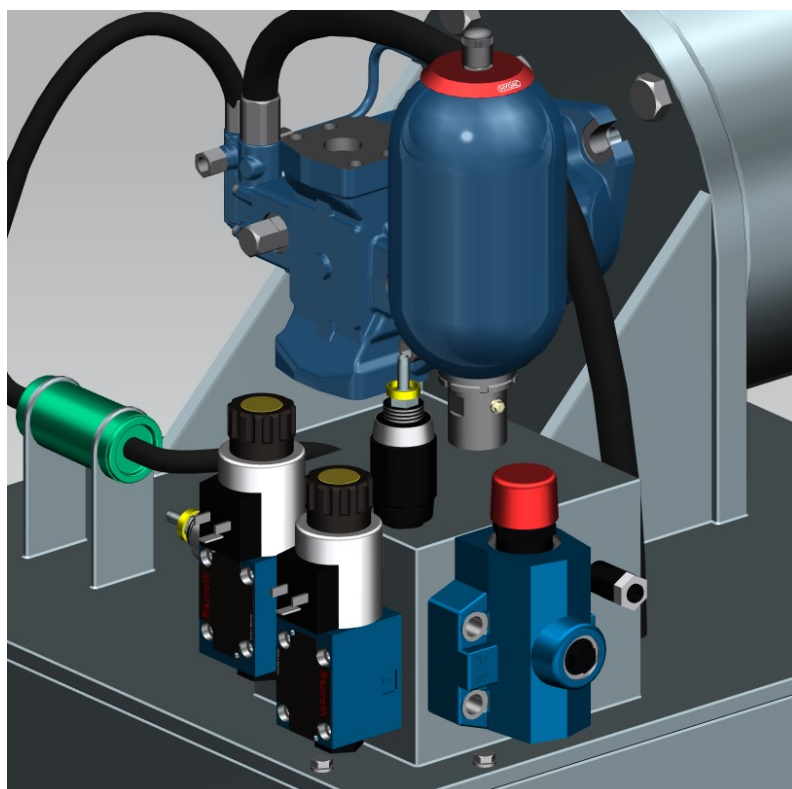
Od stejné firmy byly zvoleny směrové sedlové ventily pro přepínání mezi přítlakem a odlehčením válečků. Byly zvoleny ventily typu M3-SED 6 UK1X pro přítlačnou větev a M3-SED 6 CK1X pro odlehčovací větev.

Dále se v přítlačné i odlehčovací větvi obvodu pro regulaci průtoku nachází škrťací ventil MK 6 G 1X.

Všechny řídicí komponenty jsou připojeny na hydraulický blok, který je přivařen k víku nádrže. Blok je litinová kostka, do které jsou vyvrtány otvory tak, aby spolu s komponenty tvořila navržený hydraulický oběh.

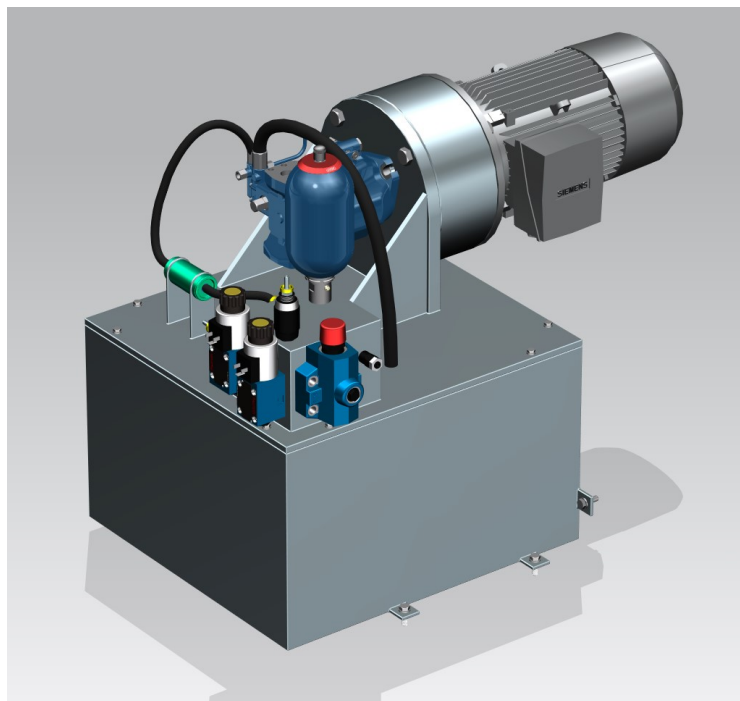


Obrázek č. 5.: Detail Hydraulického bloku

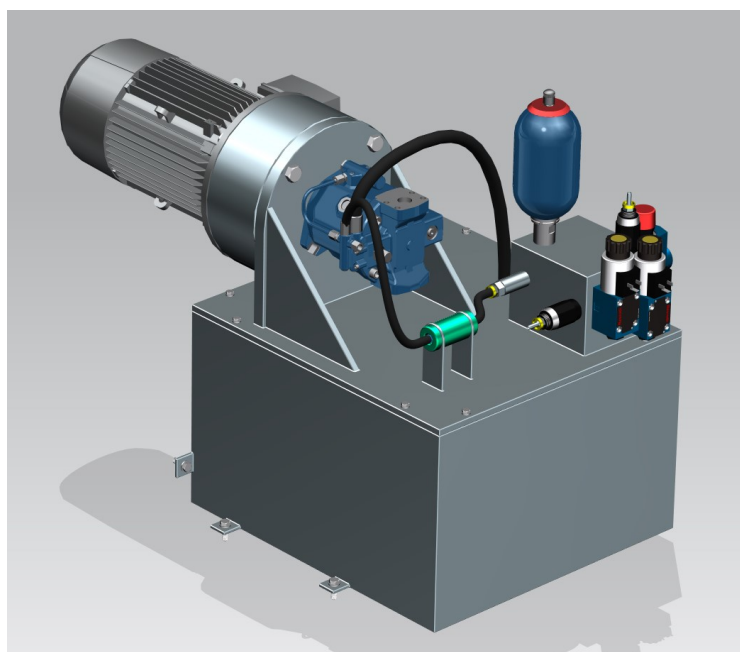


Obrázek č. 6.: Detail Hydraulického bloku

Jednotlivé části oběhu jsou propojeny hydraulickými hadicemi s příslušnými koncovkami.

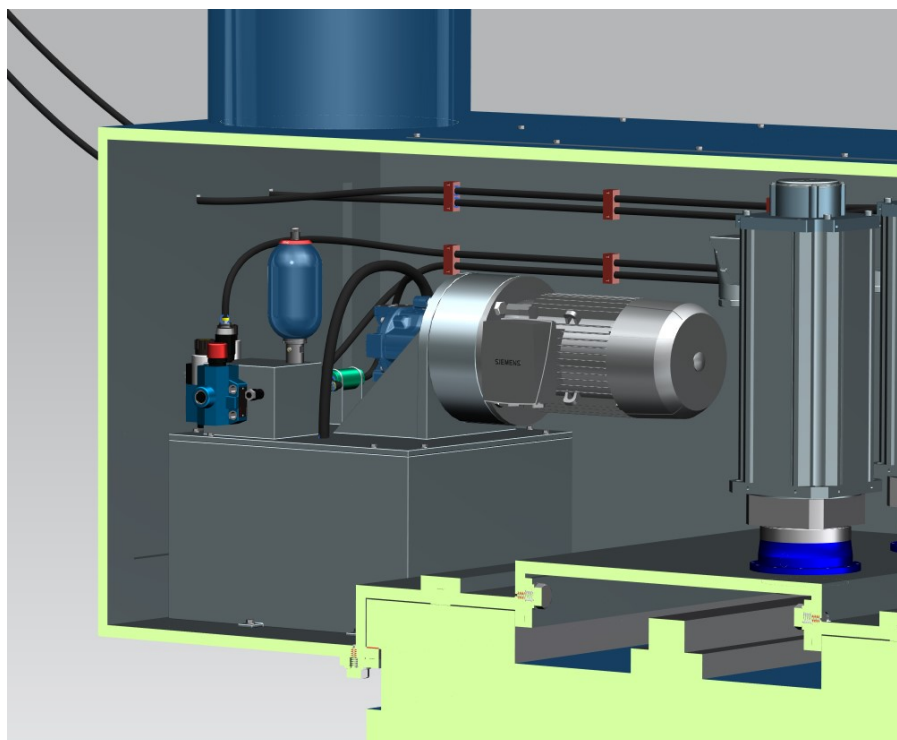


Obrázek č. 7.: Hydraulická jednotka



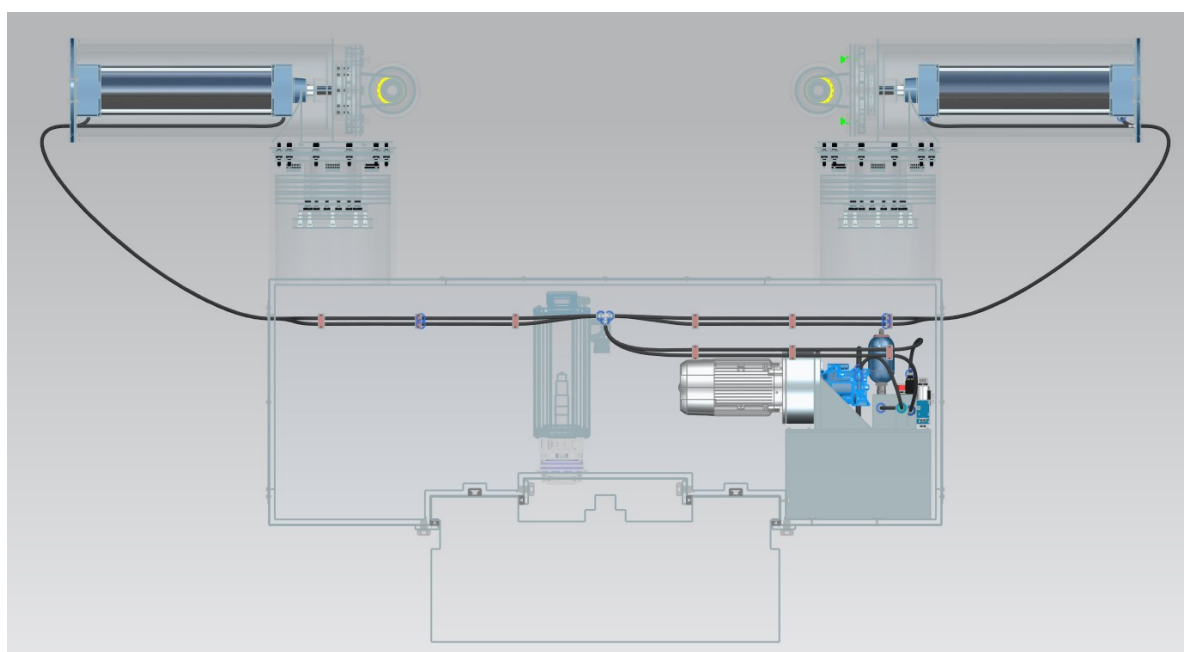
Obrázek č. 8.: Hydraulická jednotka

Sestava hydraulické jednotky je uložena v pravé části saní válečkovacího zařízení.



Obrázek č. 9.: Uložení hydraulické jednotky

Hadice hydraulického obvodu jsou ke stěnám připevněny klipy a k rozdělení do větví slouží T spojky. Hadice poté vedou otvory v bočních krycích plechách, dále otvory přírub hydromotorů až k jeho přívodům.



Obrázek č. 10.: Hydraulický obvod

PŘÍLOHA Č. 9

Výpočet hirthovy spojky

Hirth - otočná hlava

$$F_A := 48 \cdot \text{kN}$$

$$F_R := 120 \cdot \text{kN}$$

$$D_o := 1200 \cdot \text{mm} \quad \dots \text{max. průměr válečkování}$$

$$d_o := 250 \cdot \text{mm} \quad \dots \text{min. průměr válečkování}$$

$$D_t := 400 \cdot \text{mm} \quad \dots \text{průměr tělesa otočné části}$$

$$x := -35 \cdot \text{mm}$$

$$y := 855 \cdot \text{mm}$$

$$z := 208 \cdot \text{mm}$$

$$\text{ORIGIN} := 1$$

$$r_F := [x \ y \ z]$$

$$F := [-F_A \ -F_R \ 0] = [-4.8 \cdot 10^4 \ -1.2 \cdot 10^5 \ 0] \text{ N}$$

$$M := r_F^T \times F^T = \begin{bmatrix} 2.496 \cdot 10^4 \\ -9.984 \cdot 10^3 \\ 4.524 \cdot 10^4 \end{bmatrix} \text{ N} \cdot \text{m}$$

Hirth 400:

$$D := 399 \cdot \text{mm} \quad d := 340 \cdot \text{mm} \quad d_L := 18 \cdot \text{mm} \quad n_b := 10 \quad z := 120$$

$$r := 0.6 \cdot \text{mm} \quad s := 0.6 \cdot \text{mm} \quad \eta_z := 0.75 \quad z_H := 4.7 \cdot \text{mm} \quad \dots \text{zdvih}$$

$$b := 2 (r + s) \cdot \tan(30 \cdot \text{deg})$$

$$h := \frac{D - d}{2}$$

$$I_m := \frac{1}{12} \cdot b \cdot h^3$$

$$A_m := b \cdot h$$

$$r_m := \frac{D + d}{4}$$

$$I_{mSi} := I_m + A_m \cdot r_m^2$$

$$I_{mSi} := I_m + A_m \cdot r_m^2$$

$$I_{mS} := I_{mSi} \cdot 2 \cdot z$$

$$I_b := \frac{\pi}{64} \cdot d_L^4$$

$$I_0 := \frac{\pi}{64} \cdot (D^4 - d^4)$$

$$A_b := \frac{\pi}{4} \cdot d_L^2 = (2.545 \cdot 10^{-4}) \text{ m}^2$$

$$I_{bS} := (I_b + A_b \cdot r^2) \cdot n_b$$

$$A := \left(\frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) - A_b \cdot n_b - 2 \cdot z \cdot A_m \right) \cdot \eta_z = 0.016 \text{ m}^2$$

$$I := I_0 - (I_{mS} - I_{bS}) = (2.526 \cdot 10^{-4}) \text{ m}^4$$

$$W := I \cdot \frac{2}{D} = 0.001 \text{ m}^3$$

Upínací síla spojky Hirth

Vzhledem k momentu M_z

$$F_{zM} := \frac{4 \cdot M_3}{D + d} \cdot \tan(30 \cdot \text{deg}) = 141.377 \text{ kN}$$

$$v := 2 \quad \dots \text{bezpečnost upnutí: } 1,8-3$$

$$F_u := v \cdot F_{zM} = 282.753 \text{ kN}$$

$$p_F := \frac{F_u + F_{zM}}{A} = 25.835 \text{ MPa}$$

Vzhledem ke klopnému momentu M_{xy}

$$M_{xy} := \sqrt{M_1^2 + M_2^2} = (2.688 \cdot 10^4) \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$p_M := \frac{|M_{xy}|}{W} = 21.229 \text{ MPa}$$

$$p_{max} := p_F + p_M = 47.064 \text{ MPa}$$

$$p_{min} := p_F - p_M = 4.606 \text{ MPa}$$

$$p_D := 120 \cdot \text{MPa} \quad \dots \text{dovolený měrný tlak}$$

$$F_u := \begin{cases} \text{if } p_{min} < 0 \\ \quad \left\| \begin{array}{l} p_M \cdot A - F_{zM} \\ \text{else} \\ F_u \end{array} \right\| \\ \end{cases} = 282.753 \text{ kN}$$

Vnější průměr ozubení...

Potřebný zdvih...

Upínací síla...

Síla pružin po překonání zdvihu (Kisssoft):

Tíha sestavy...

Výtlačná síla...

Průměr pístů hydraulických tělísek:

Počet hydraulických tělísek:

$$S := \pi \cdot \frac{d_p^2}{4} = 0.002 \text{ m}^2$$

Tlak v pístech:

$$D := \begin{cases} \text{if } p_{max} > p_D \\ \quad \left\| \begin{array}{l} \text{“zvětšit D”} \\ \text{else} \\ D \end{array} \right\| \\ \end{cases} = 0.399 \text{ m}$$

$$D = 399 \text{ mm}$$

$$z_H = 4.7 \text{ mm}$$

$$F_u = 282.753 \text{ kN}$$

$$F_2 := 316.6 \text{ kN}$$

$$F_Q := 6.7 \text{ kN}$$

$$F_v := F_2 + F_Q = 323.3 \text{ kN}$$

$$d_p := 50 \text{ mm}$$

$$n_p := 4$$

$$p := \frac{F_v}{n_p \cdot S} = 41.164 \text{ MPa}$$

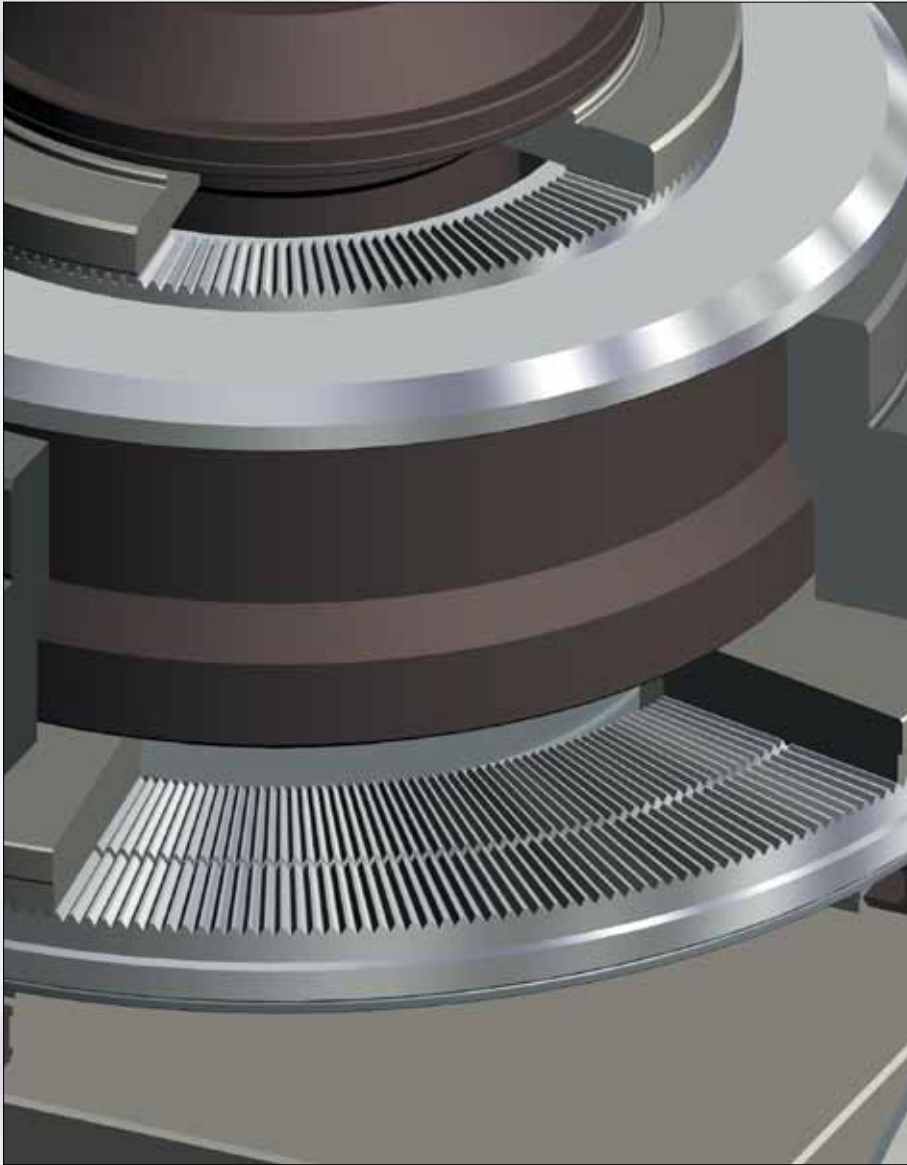
PŘÍLOHA Č. 10

Hirthovo ozubení

Technical features / Range of application

Hirth crown gears

Economic transmission element for high torques



- 1 $\varnothing \leq 400$
- 2 $\varnothing > 400$ + Special design

Angular milling cutter head

Blocking in working position free from play. The milling spindle will be centered by the Hirth-Rings absolutely free from play in 1 degree stepping between 0 and ± 90 degrees.

Hirth crown gears are suitable for accurate positioning, locating and especially for angular adjustment of machine elements and parts, e.g. turret heads, pallet changers, rotary indexing tables etc.

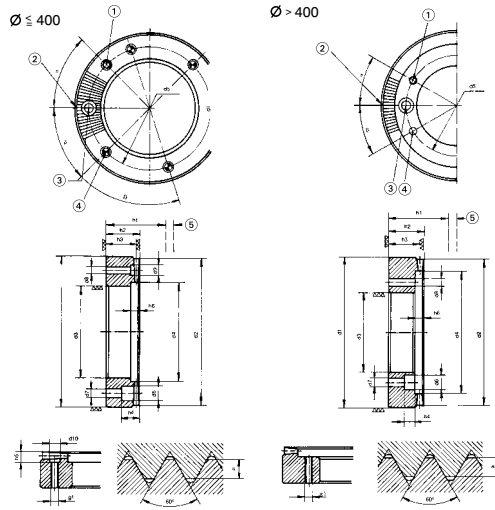
Technical Features:

- Very compact design
- Positive locking
- Self-centering
- High indexing accuracy $\pm 3''$
- High repetitive accuracy
- Ground surfaces
- Concentricity and parallelism errors within 0,01mm
- Toothing hardened to HRC 52 ± 2

Hirth crown gears



Economic transmission element for high torques
Frictional self-centering connection elements



- 1 Draw-off screw
- 2 Tooth gap
- 3 Socket head cap screw
- 4 Hole for alignment pin
- 5 Stroke

Tool group C 15
Type 870 Hirth crown gears

Item no.	Ø d1	Number of teeth	Stroke	Tooth overlap	Fixing hole	Hole for alignment pin	β	Ω	Draw-off screw	α	Ø d2	Ø d3	Ø d4	Ø d5	Ø d6	Ø d7	Ø d8	Ø d9	Ø d10	g1	h1	h2	h3	h4	h5	h6
658421	50	24	3,5	3,2	4X90°	2X180°	45°	-	2x180°	45°	49	20	21	35	11	6,6	5	7	7	M6	20	11,6	10	8,5	4	4
658422	50	36	2,6	2,4	4x90°	2x180°	45°	-	2x180°	45°	49	20	21	35	11	6,6	5	7	7	M6	20	11,2	10	8,5	4	4
658423	100	36	4,2	4	6x60°	2x180°	30°	-	2x180°	30°	99	60	61	80	11	6,6	5	7	7	M6	25	14,5	12,5	9,5	5	5
658424	100	48	3,5	3,2	6X60°	2x180°	30°	-	2x180°	30°	99	60	61	80	11	6,6	5	7	7	M6	25	14,1	12,5	9,5	5	5
658425	100	60	2,4	2,2	6x60°	2x180°	30°	-	2x180°	30°	99	60	61	80	11	6,6	5	7	7	M6	25	13,6	12,5	9,5	5	5
658426	125	48	3,6	3,4	6x60°	2x180°	30°	-	2x180°	30°	124	85	86	105	11	6,6	7	10	7	M6	30	16,7	15	12	5	5
658427	125	60	3,5	3,2	6x60°	2x180°	30°	-	2x180°	30°	124	85	86	105	11	6,6	7	10	7	M6	30	16,6	15	12	5	5
658428	125	72	3,5	3,2	6x60°	2x180°	30°	-	2x180°	30°	124	85	86	105	11	6,6	7	10	7	M6	30	16,6	15	12	5	5
658429	160	60	3,8	3,6	6x60°	2x180°	30°	-	2x180°	30°	159	120	121	140	11	6,6	7	10	10	M6	30	16,8	15	12	6	5
658430	160	72	3,8	3,6	6x60°	2x180°	30°	-	2x180°	30°	159	120	121	140	11	6,6	7	10	10	M6	30	16,8	15	20	6	5
658431	160	96	3,4	3,2	6x60°	2x180°	30°	-	2x180°	30°	159	120	121	140	11	6,6	7	10	10	M6	30	16,6	15	12	6	5
658432	200	72	4,2	4	6x60°	2x180°	30°	-	2x180°	30°	199	150	151	175	15	9	7	10	12	M8	35	19,5	17,5	14	6	5
658433	200	120	3,4	3,2	6x60°	2x180°	30°	-	2x180°	30°	99	150	151	175	15	9	7	10	12	M8	35	19,1	17,5	14	6	5
658434	250	120	3,5	3,2	10x36°	4	54°	72°	2x180°	18°	149	200	201	225	15	9	7	10	10	M8	35	19,1	17,5	13,5	5	5
658435	250	144	2,6	2,4	10x36°	4	54°	72°	2x180°	18°	249	200	201	225	15	9	7	10	10	M8	35	18,7	17,5	13,5	5	5
658436	280	120	4,2	3,9	10x36°	4	54°	72°	2x180°	18°	279	230	231	255	15	9	7	10	10	M8	40	21,59	20	14	6	5,5
658437	280	144	3,1	2,8	10x36°	4	54°	72°	2x180°	18°	279	230	231	255	15	9	7	10	10	M8	40	21,4	20	14	6	5,5
658438	320	120	5	4,8	10x36°	4	54°	72°	2x180°	18°	319	260	261	290	15	9	7	10	10	M8	40	22,4	20	14,5	6,5	5,5
658439	320	144	4	3,6	10x36°	4	54°	72°	2x180°	18°	319	260	261	290	15	9	7	10	10	M8	40	21,8	20	14,5	6,5	5,5
658440	360	120	4,8	4,5	10x36°	4	54°	72°	2x180°	18°	359	300	301	330	18	11	9	12	12	M8	45	24,75	22,5	15,5	6	6
658441	260	144	4,6	4,4	10x36°	4	54°	72°	2x180°	18°	359	300	301	330	18	11	9	12	12	M8	45	24,7	22,5	15	6	5
658442	360	360	2	1,8	10x36°	4	54°	72°	2x180°	18°	359	300	301	330	18	11	9	12	12	M8	45	23,4	22,5	15	6	5
658443	400	120	5	4,6	10x36°	4	54°	72°	2x180°	18°	399	340	341	370	18	11	9	12	12	M8	45	24,8	22,5	15	6	5
658444	400	144	4,2	4	10x36°	4	54°	72°	2x180°	18°	399	340	341	370	18	11	9	12	12	M8	45	24,5	22,5	15	6	5
658445	400	360	2,2	2	10x36°	4	54°	72°	2x180°	18°	399	340	341	370	18	11	9	12	12	M8	45	23,5	22,5	15	6	5
658446	450	120	5,2	5	12x30°	4*90°	15°	-	4x90°	45°	449	350	400	380	18	11	9	-	-	M8	50	27,5	25	11	-	6,5
658447	450	144	4	3,6	12x30°	4x90°	15°	-	4x90°	45°	449	350	400	380	18	11	9	-	-	M8	50	26,8	25	11	-	5
658448	450	360	3	2,7	12x30°	4x90°	15°	-	4x90°	45°	449	350	400	380	18	11	9	-	-	M8	50	26,35	25	11	-	5
658449	500	120	5,2	5	12x30°	4x90°	15°	-	4x90°	45°	499	400	450	430	18	11	9	-	-	M8	50	27,5	25	11	-	6,5
658450	500	144	5,2	5	12x30°	4x90°	15°	-	4x90°	45°	499	400	450	430	18	11	9	-	-	M8	50	27,5	25	11	-	6,5
658451	500	360	3,2	3	12x30°	4x90°	15°	-	4x90°	45°	499	400	450	430	18	11	9	-	-	M8	50	26,5	25	11	-	6
658452	560	120	5,2	5	12x30°	4x90°	15°	-	4x90°	45°	559	450	502	480	20	14	11	-	-	M10	55	30	27,5	13	-	7
658453	560	144	5,2	5	12x30°	4x90°	15°	-	4x90°	45°	559	450	502	480	20	14	11	-	-	M10	55	30	27,5	13	-	7
658454	560	360	3,8	3,4	12x30°	4x90°	15°	-	4x90°	45°	559	450	502	408	20	14	11	-	-	M10	55	29,2	27,5	13	-	5
658455	630	120	6,2	6	12x30°	4x90°	15°	-	4x90°	45°	629	520	580	550	20	14	11	-	-	M10	55	30,5	27,5	13	-	8
658456	630	144	5,7	5,5	12x30°	4x90°	15°	-	4x90°	45°	629	520	580	550	20	14	11	-	-	M10	55	30,25	27,5	13	-	7,5
658457	630	360	3,6	3,4	12x30°	4x90°	15°	-	4x90°	45°	629	520	580	550	20	14	11	-	-	M10	55	29,2	27,5	13	-	6
658458	630	720	2,2	2	12x30°	4x90°	15°	-	4x90°	45°	629	520	580	550	20	14	10	-	-	M10	55	28,5	27,5	13	-	6
658459	710	120	7,4	7	12x30°	4x90°	15°	-	4x90°	45°	709	590	650	620	20	14	11	-	-	M10	60	33,5	30	13	-	9,5
658460	710	144	6,5	6,2	12x30°	4x90°	15°	-	4x90°	45°	709	590	650	620	20	14	11	-	-	M10	60	33,1	30	13	-	8,5
658461	710	360	3,2	3	12x30°	4x90°	15°	-	4x90°	45°	709	590	650	620	20	14	11	-	-	M10	60	31,5	30	13	-	6
658462	710	720	2,3	2,1	12x30°	4x90°	15°	-	4x90°	45°	709	590	650	620	20	14	11	-	-	M10	60	31,05	30	13	-	6

Design and calculation guide

Pressure calculation

In a compressed situation, with a suitable F_{va} load and with no transmission of torque, this load is equally distributed on both faces of the tooth. Therefore, this is no resulting bending stress. But when transmitting torque M , pressure rises on one face of the tooth and diminishes on the other. The maximum pressure is calculated as follows:

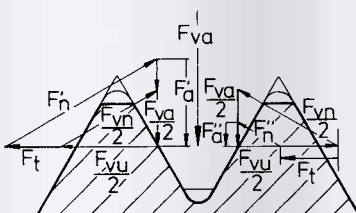
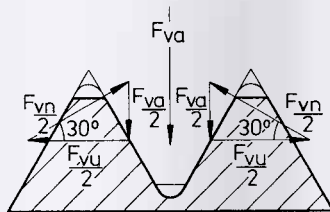
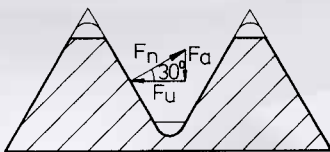
- D** = Outer diameter
- d** = Inner diameter
- n** = N° of holes in the toothed area
- dL** = Diameter of holes in toothed area
- Z** = N° of teeth
- a** = Contact height between teeth on outer diameter
- ηz** = Percentage of contact on surface over 70%
- Az** = Effective contact surface



$$P = \frac{F_{va} + F_a}{A_z}$$

$$A_z = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2 - nd_L^2) \frac{1,155 \cdot z \cdot a}{\pi D} \eta z$$

$$A_z = \frac{(D^2 - d^2 - nd_L^2) 0,289 \cdot z \cdot a \cdot \eta z}{D}$$



In consequence of the inclination of the tooth faces, an axial force F_u must be applied, due to the peripheral force F_v of the driving torque M . This axial force must be absorbed with a safety coefficient of $v=1,8$ to 3 , due to outside systems which tend to compress the couplings.

This axial force is:

$$F_u = \frac{F_v}{D + d}$$

$$F_a = F_v \cdot \tan 30^\circ = 0,577 F_v = F_a$$

$$F_a = 0,577 \frac{4M}{D + d} = \frac{2,31M}{D + d} = F_a$$

$$F_{va} = v \cdot 0,577 \cdot F_u \quad F_u = \frac{F_{va}}{v \cdot 0,577}$$

$$F_{va} = v \frac{2,31M}{D + d} \quad M = \frac{F_{va} (D + d)}{v \cdot 2,31}$$

PŘÍLOHA Č. 11

Výpočet talířových pružin

Team-SolidSQUAD

File

Name : Pružiny
Changed by: Martin Beber on: 23.07.2020 at: 14:17:40

Disk springs [F040]

Calculation method: DIN 2092:2006

INPUTS:

Spring geometry

Own Input

Inner diameter (mm)	[Di]	202.000 H12
External diameter (mm)	[De]	400.000 h12
Spring force of singular spring (s=0.75*h0) (N)	[Fn]	322403.033
Spring travel of singular spring (s=0.75*h0) (N)	[sne]	7.500
Length of relaxes spring (mm)	[L0e]	28.000
Thickness of a single disk (mm) (without support area)	[t]	18.000
Number of springs per package	[n]	1.000
Number of packages per column	[i]	5.000

Material

Material	X10CrNi 18-8 (EN 10270-3)	
Young's modulus at 20°C (N/mm ²)	[E20]	180000.000
Poisson's ratio	[ny]	0.270
Young's modulus depending on temperature (1/°C)	[alphaE]	-0.00028
Young's modulus at service temperature (N/mm ²)	[E]	180000.000

Load

Smaller spring travel (mm)	[s1]	32.000
Larger spring travel (mm)	[s2]	36.700
Operating temperature (°C) static or quasistatic loading	[TB]	20.000

RESULTS OF WHOLE SPRING SYSTEM:

Total length at unloaded state (mm)	[L0]	140.000
Total length with load F1 (mm)	[L1]	108.000
Total length with load F2 (mm)	[L2]	103.300
Spring rate with s1 (N/mm)	[R1]	7428.267

Spring rate with s2 (N/mm)	[R2]	7204.827
Spring work with s1 (N/mm)	[W1]	4798676.769
Spring work with s2 (N/mm)	[W2]	6206602.239
Spring travel with force F1 (mm)	[s1]	32.000
Spring travel with force F2 (mm)	[s2]	36.700
Spring travel with force Fn (mm)	[sn]	37.500
Spring travel with force Fc (mm)	[sc]	50.000
Force on the system (N)	[F1]	282290.352
Force on the system (N)	[F2]	316651.841
Usable force (N)	[Fn]	322403.033
Force when flat (s=h0) (N)	[Fc]	410093.810
Utilization of spring travel (%)	[AW]	97.867
Utilization of spring force (%)	[AusF]	98.216

End of Report

lines: 74

PŘÍLOHA Č. 12

Výpočet šroubů zdvihacího tělesa

Team-SolidSQUAD

File

Name : šrouby upnutí
Changed by: Martin Beber on: 23.07.2020 at: 14:05:57

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
Minor diameter inner thread (mm)	[D1]	8.38
Flank diameter inner thread (mm)	[D2]	9.03
Thread manufacturing	Final heat treated	
Surface roughness (μm)	[Rz]	16.00
Axial force at flange (N)	[FaU/FaO]	280000.00 / 330000.00
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]	180.00
Number of screws	[n]	14
Shearing force at single screw (N)	[Q]	0.00
Axial force at single screw (N)	[FAU/FAO]	20000.00 / 23571.43
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]	1.60
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
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 (mm^2)	[As]	57.99
Free thread length (mm)	[l3]	4.50
Reduction coefficient	[k τ]	0.50

Strength class		10.9
Tensile strength (N/mm^2)	[Rm]	1040.00
Yield point (N/mm^2)	[Rp0.2]	940.00

Clamped parts:	Segment of annulus		
External radius annulus (mm)	[ra]	110.00	
Screw radius annulus (mm)	[rs]	95.00	
Internal radius annulus (mm)	[ri]	80.00	
Bolt spacing (mm)	[t]	29.85	
Number of parts	[iP]	1	

Part	A		
Material		C45 (1)	
Depth of Layer (mm)	[hi]	8.00	
Permissible surface pressure (N/mm^2)	[pG]	770.00	
Surface roughness (μm)	[Rz]	16.00	

Thread with pocket hole		
Clamping length (mm)	[lk]	8.00
Effective Clamping length (mm)	[lkeff]	9.00
(including washers and counter bore depth or extension sleeves)		

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]	1.00
Surface roughness (μm)	[Rz]	16.00

RESULTS:

Virtual outer diameter of base body:		
Diameter (mm)	[DA']	39.60
Diameter (mm)	[DA]	39.60
Ductility of flange (mm/N)	[δ P]	2.166218e-007
Addition for plate resilience (mm/N)	[δ Pzu]	2.039656e-007
Ductility of screw (mm/N)	[δ S]	1.618095e-006
Load factor for centric load introduction	[Φ n]	0.1605
Preload loss (N)	[Fz]	5450.43
required assembly preload:		
-minimum (N)	[FMmin]	25239.43
-maximum (N)	[FMmax]	40383.09

Pretension force according table (N)	[FMtab]	44500.00
Screw force at yield point (N)	[FM0.2]	54000.00
attained assembly preload:		
-maximum (N)	[FM]	44578.54
(utilization of yield strength (%))	[%Re]	90.00)
Pretension force (N)	[FV]	39128.11
Additional bolt load (N)	[FSA]	3782.43
Additional plate load (N)	[FPA]	19789.00
Fatigue load (N/mm ²)	[σa]	4.94
Fatigue life (N/mm ²)	[σAzul]	298.24
Number of load cycles	[NZ]	2000

Calculation with maximum attained pretension force:

(utilization of yield strength (%))	[%Re]	90.00)
Mounting-Pretension force (N)	[FM]	44578.54
Pretension force (N)	[FV]	39128.11
Equivalent stress (N/mm ²)	[σred.M]	846.00
Equivalent stress (N/mm ²)	[σred.B]	866.57
Tightening torque (Nm)	[MA]	63.65
Surface pressure		
(below screw head) (N/mm ²)	[pK]	561.98

Calculation with the maximum required assembly preload with tightening factor:

1.60

Mounting-Pretension force (N)	[FMmax]	40383.09
Additional clamping force (reserve) (N)	[FKres]	2622.16
Equivalent stress (N/mm ²)	[σred.M_FMmax]	766.38
Equivalent stress (N/mm ²)	[σred.B_FMmax]	790.92
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmax]	57.66
Surface pressure		
(below screw head) (N/mm ²)	[pK_FMmax]	513.22
Permissible equivalent stress (N/mm ²)	[σ.Mzul]	846.00
Permissible equivalent stress (N/mm ²)	[σ.Bzul]	940.00
Permissible surface pressure		
(below screw head) (N/mm ²)	[pKzul]	770
Shearing strength Screw (N/mm ²)	[τBS]	644.80

SUMMARY:

The yield point must not be exceeded.

Calculation with the maximum required assembly preload with tightening factor:

1.60

Safety against yield point	[SF]	1.19
Safety against fatigue	[SD]	60.36
Safety against pressure	[SP]	1.50

Calculation with maximum attained pretension force:

Safety against yield point	[SF]	1.08
Safety against fatigue	[SD]	60.36
Safety against pressure	[SP]	1.37

Remarks:

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

- Calculating safeties with the maximal assembly preload (FMmax).
- Safety against sliding [SG = FKR/FKerf] is calculated with:
FKR: with $FM/\alpha A$, $FKerf = FKQ + FKP$
- Safety against shearing $SA = \tau BS^*As/Q \geq 1.1$;
- 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): $FKerf \geq \text{Max}(FKA + FKP, FKQ)$

End of Report

lines: 177

PŘÍLOHA Č. 13

Výpočet šroubů otočného tělesa

Team-SolidSQUAD

File

Name : šrouby otáčení
Changed by: Martin Beber on: 23.07.2020 at: 14:07:02

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
Minor diameter inner thread (mm)	[D1]	8.38
Flank diameter inner thread (mm)	[D2]	9.03
Thread manufacturing	Final heat treated	
Surface roughness (μm)	[Rz]	16.00
Axial force at flange (N)	[FaU/FaO]	0.00 / 280000.00
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]	144.00
Number of screws	[n]	14
Shearing force at single screw (N)	[Q]	0.00
Axial force at single screw (N)	[FAU/FAO]	0.00 / 20000.00
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]	1.60
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
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 (mm^2)	[As]	57.99
Free thread length (mm)	[l3]	4.50
Reduction coefficient	[k τ]	0.50

Strength class		10.9
Tensile strength (N/mm^2)	[Rm]	1040.00
Yield point (N/mm^2)	[Rp0.2]	940.00

Clamped parts:	Segment of annulus		
External radius annulus (mm)	[ra]	110.00	
Screw radius annulus (mm)	[rs]	95.00	
Internal radius annulus (mm)	[ri]	80.00	
Bolt spacing (mm)	[t]	29.85	
Number of parts	[iP]	1	

Part	A		
Material		C45 (1)	
Depth of Layer (mm)	[hi]	8.00	
Permissible surface pressure (N/mm^2)	[pG]	770.00	
Surface roughness (μm)	[Rz]	16.00	

Thread with pocket hole		
Clamping length (mm)	[lk]	8.00
Effective Clamping length (mm)	[lkeff]	9.00
(including washers and counter bore depth or extension sleeves)		

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]	1.00
Surface roughness (μm)	[Rz]	16.00

RESULTS:

Virtual outer diameter of base body:		
Diameter (mm)	[DA']	39.60
Diameter (mm)	[DA]	39.60
Ductility of flange (mm/N)	[δ P]	2.166218e-007
Addition for plate resilience (mm/N)	[δ Pzu]	2.039656e-007
Ductility of screw (mm/N)	[δ S]	1.618095e-006
Load factor for centric load introduction	[Φ n]	0.1605
Preload loss (N)	[Fz]	5450.43
required assembly preload:		
-minimum (N)	[FMmin]	22241.10
-maximum (N)	[FMmax]	35585.75

Pretension force according table (N)	[FMtab]	44500.00
Screw force at yield point (N)	[FM0.2]	54000.00
attained assembly preload:		
-maximum (N)	[FM]	44578.54
(utilization of yield strength (%))	[%Re]	90.00)
Pretension force (N)	[FV]	39128.11
Additional bolt load (N)	[FSA]	3209.34
Additional plate load (N)	[FPA]	16790.66
Fatigue load (N/mm ²)	[σa]	27.67
Fatigue life (N/mm ²)	[σAzul]	298.24
Number of load cycles	[NZ]	2000

Calculation with maximum attained pretension force:

(utilization of yield strength (%))	[%Re]	90.00)
Mounting-Pretension force (N)	[FM]	44578.54
Pretension force (N)	[FV]	39128.11
Equivalent stress (N/mm ²)	[σred.M]	846.00
Equivalent stress (N/mm ²)	[σred.B]	857.06
Tightening torque (Nm)	[MA]	63.65
Surface pressure		
(below screw head) (N/mm ²)	[pK]	555.32

Calculation with the maximum required assembly preload with tightening factor:

1.60

Mounting-Pretension force (N)	[FMmax]	35585.75
Additional clamping force (reserve) (N)	[FKres]	5620.49
Equivalent stress (N/mm ²)	[σred.M_FMmax]	675.34
Equivalent stress (N/mm ²)	[σred.B_FMmax]	694.91
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmax]	50.81
Surface pressure		
(below screw head) (N/mm ²)	[pK_FMmax]	450.82
Permissible equivalent stress (N/mm ²)	[σ.Mzul]	846.00
Permissible equivalent stress (N/mm ²)	[σ.Bzul]	940.00
Permissible surface pressure		
(below screw head) (N/mm ²)	[pKzul]	770
Shearing strength Screw (N/mm ²)	[τBS]	644.80

SUMMARY:

The yield point must not be exceeded.

Calculation with the maximum required assembly preload with tightening factor: 1.60

Safety against yield point	[SF]	1.35
Safety against fatigue	[SD]	10.78
Safety against pressure	[SP]	1.71

Calculation with maximum attained pretension force:

Safety against yield point	[SF]	1.10
Safety against fatigue	[SD]	10.78
Safety against pressure	[SP]	1.39

Remarks:

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

- Calculating safeties with the maximal assembly preload (FMmax).
- Safety against sliding $[SG = FKR/FKerf]$ is calculated with:
FKR: with $FM/\alpha A$, $FKerf = FKQ + FKP$
- Safety against shearing $SA = \tau BS^*As/Q \geq 1.1$;
- 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): $FKerf \geq \text{Max}(FKA + FKP, FKQ)$

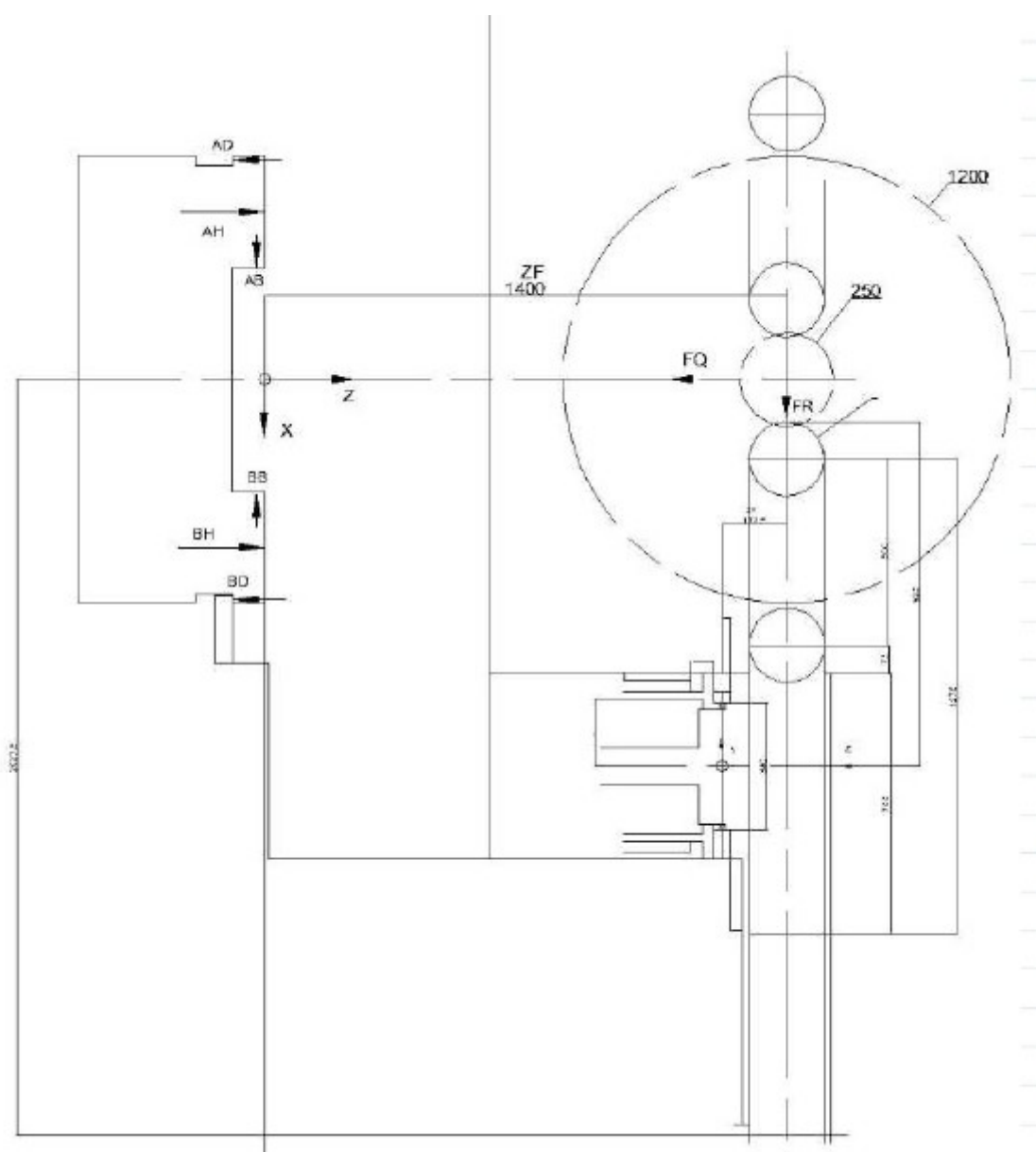
End of Report

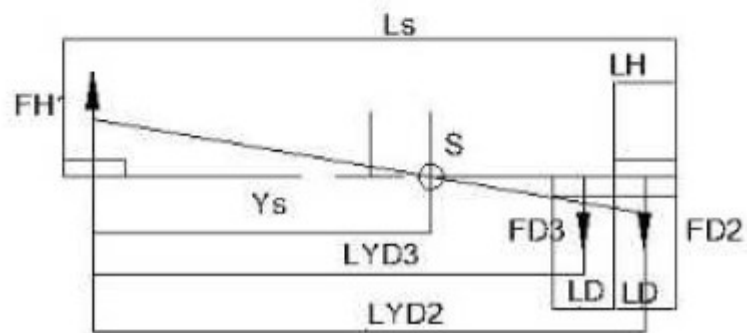
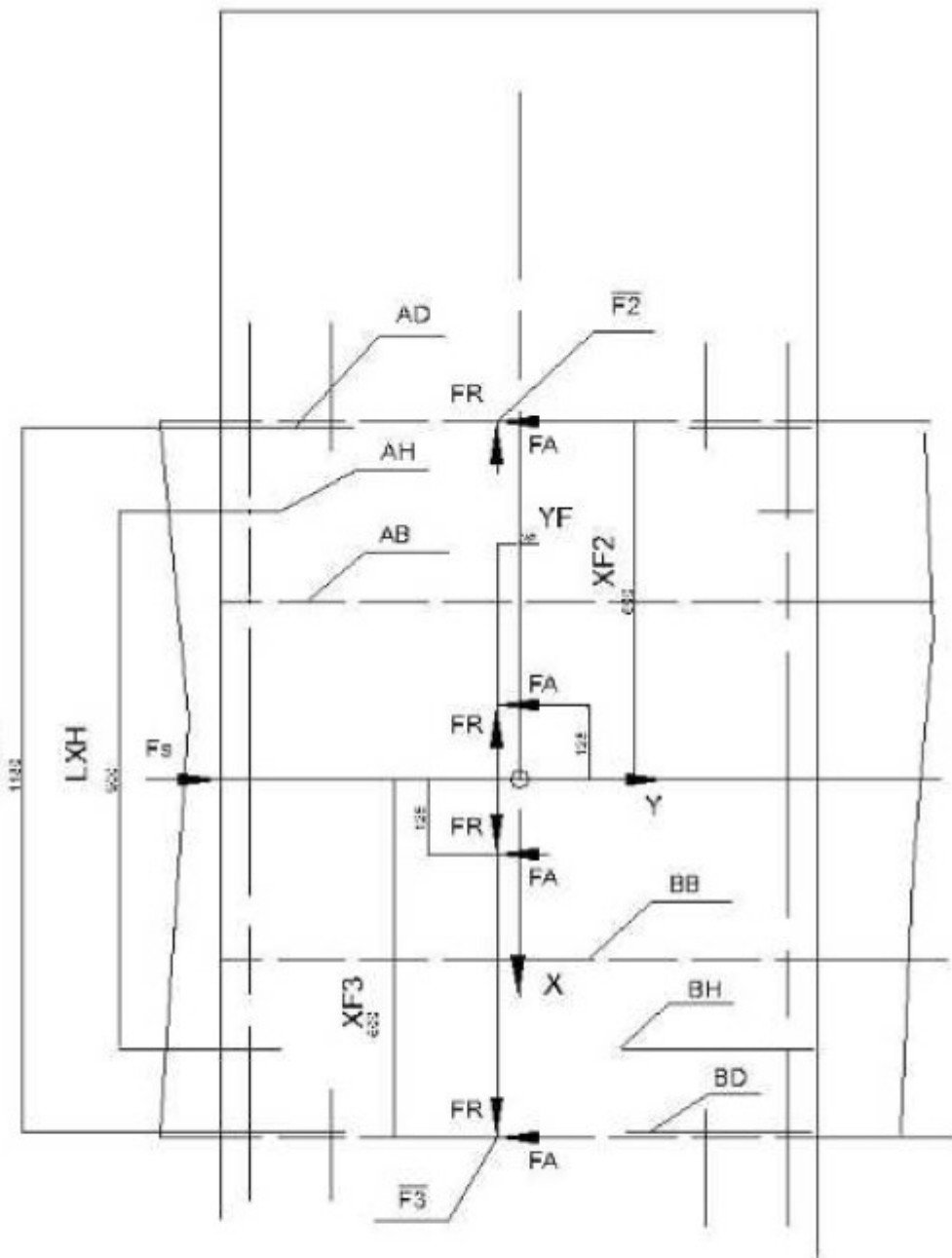
lines: 177

PŘÍLOHA Č. 14

Návrh valivého vedení

Valivé vedení válečkovacího zařízení po loži soustruhu





1 Rozměry vedení, označení reakcí valivých jednotek

$L_{xD} := 1177 \text{ mm}$...rozteč dolních (D) val. jednotek ve směru X

$L_{xH} := 900 \text{ mm}$...rozteč horních (D) val. jednotek ve směru X

$L_s := 800 \text{ mm}$...délka saní

$L_H := 93 \text{ mm}$...délka HORNÍ val. jednotky

$L_D := 78.5 \text{ mm}$...délka DOLNÍ val. jednotky

$L_{D2} := 110 \text{ mm}$...roztečná vzdálenost řady D2

$L_{yD3} := L_s - L_D = 0.722 \text{ m}$...rotač krajních val. jednotek (D,H) ve směru Y

$L_{yD2} := L_{yD3} - L_{D2} = 0.612 \text{ m}$...souřadnice řady val. jednotek (D2) ve směru Y

$y_s := \frac{L_{yD3} + L_{yD2}}{3} = 0.444 \text{ m}$...souř. středu pružnosti

$y_{FH} := \frac{y_s^2 + (L_{yD2} - y_s)^2 + (L_{yD2} - y_s)^2}{y_s} = 0.57 \text{ m}$...transf. souřadnice síly FH

$y_{FD2} := \frac{y_s^2 + (L_{yD3} - y_s)^2 + (L_{yD2} - y_s)^2}{(L_{yD2} - y_s)} = 1.808 \text{ m}$...transf. souřadnice síly FD2

$y_{FD3} := \frac{y_s^2 + (L_{yD3} - y_s)^2 + (L_{yD2} - y_s)^2}{(L_{yD3} - y_s)} = 1.09 \text{ m}$ transf. souřadnice síly FD3

F_{AD1Fz} F_{AD1Fz} F_{BD1Fz} F_{BD2Fz} reakce DOLNÍ jednotky vlivem síly Fz

F_{AH1Fz} F_{AH2Fz} F_{BH1Fz} F_{BH2Fz} reakce HORNÍ jednotky síly vlivem síly Fz

F_{AD1Mx} F_{AD2Mx} F_{BD1Mx} F_{BD1Mx} reakce DOLNÍ jednotky vlivem momentu Mx

F_{AH1Mx} F_{AH2Mx} F_{BH1Mx} F_{BH2Mx} reakce HORNÍ jednotky vlivem momentu Mx

F_{AD1My} F_{AD2My} F_{BD1My} F_{BD1My} reakce DOLNÍ jednotky vlivem momentu My

F_{AH1My} F_{AH2My} F_{BH1My} F_{BH2My} reakce HORNÍ jednotky vlivem momentu My

F_{AB1Mz} F_{AB2Mz} F_{BB1Mz} F_{BB2Mz} reakce BOČNÍ jednotky vlivem momentu Mz

F_{AB1Fy} F_{AB2Fy} F_{BB1Fy} F_{BB2Fy} reakce BOČNÍ jednotky vlivem síly Fy

FH_{max} FD_{max} FB_{max} max. hodnoty reakcí krajních jednotek (H,D,B)

2 Zatížení v počátku soustavy souřadnic

$$F_Q := 40 \text{ kN} \quad \dots \text{ tíha zařízení}$$

$$F_R := 120 \text{ kN} \quad \dots \text{ radiální síla působící na kladku}$$

$$F_A := 48 \text{ kN} \quad \dots \text{ axiální síla působící na kladku}$$

3 Vektory sil při jednostranném válečkování

Při jednostranném válečkování lze využívat pouze poloviční hodnoty F_A , F_R .

$$F_1 := [0 \ 0 \ -F_Q] = [0 \ 0 \ -4 \cdot 10^4] \text{ N} \quad r_1 := [0 \ 0 \ 0] \text{ m}$$

$$F_2 := [0 \ 0 \ 0] \text{ N} \quad r_2 := [-600 \ -35 \ 1400] \text{ mm}$$

$$F_3 := \left[\frac{-F_R}{2} \ \frac{-F_A}{2} \ 0 \right] = [-6 \cdot 10^4 \ -2.4 \cdot 10^4 \ 0] \text{ N} \quad r_3 := [600 \ -35 \ 1400] \text{ mm}$$

$$M_1 := r_1^T \times F_1^T = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N} \cdot \text{m} \quad M_2 := r_2^T \times F_2^T = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_3 := r_3^T \times F_3^T = \begin{bmatrix} 3.36 \cdot 10^4 \\ -8.4 \cdot 10^4 \\ -1.65 \cdot 10^4 \end{bmatrix} \text{ N} \cdot \text{m} \quad \text{ORIGIN} := 1 \quad i := 1..4$$

$$M_c := M_1 + M_2 + M_3 = \begin{bmatrix} 3.36 \cdot 10^4 \\ -8.4 \cdot 10^4 \\ -1.65 \cdot 10^4 \end{bmatrix} \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_x := M_{c_1} = (3.36 \cdot 10^4) \text{ N} \cdot \text{m} \quad M_y := M_{c_2} = -8.4 \cdot 10^4 \text{ N} \cdot \text{m} \quad M_z := M_{c_3} = -1.65 \cdot 10^4 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$F_c := F_1^T + F_2^T + F_3^T = \begin{bmatrix} -60 \\ -24 \\ -40 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

$$F_x := F_{c_1} = -6 \cdot 10^4 \text{ N} \quad F_y := F_{c_2} = -2.4 \cdot 10^4 \text{ N} \quad F_z := F_{c_3} = -4 \cdot 10^4 \text{ N}$$

$$F_{y1} := -F_{c_2} = (2.4 \cdot 10^4) \text{ N} \quad \dots \text{ hnací síla pos. mech.}$$

3.1 Reakce jednotek

HORNÍ jednotky

$$[F_{AH1Fz} \ F_{AH2Fz} \ F_{BH1Fz} \ F_{BH2Fz}] := \left\| \begin{array}{l} \text{if } F_z > 0 \\ \left\| [0 \ 0 \ 0 \ 0] \right\| \mathbf{N} \\ \text{else} \\ \left\| \left[\frac{|F_z|}{4} \ \frac{|F_z|}{4} \ \frac{|F_z|}{4} \ \frac{|F_z|}{4} \right] \right\| \end{array} \right\| = [1 \cdot 10^4 \ 1 \cdot 10^4 \ 1 \cdot 10^4 \ 1 \cdot 10^4] \mathbf{N}$$

$$FHFz := [F_{AH1Fz} \ F_{AH2Fz} \ F_{BH1Fz} \ F_{BH2Fz}] = [1 \cdot 10^4 \ 1 \cdot 10^4 \ 1 \cdot 10^4 \ 1 \cdot 10^4] \mathbf{N}$$

$$[F_{AH1Mx} \ F_{AH2Mx} \ F_{BH1Mx} \ F_{BH2Mx}] := \left\| \begin{array}{l} \text{if } M_x \leq 0 \\ \left\| \left[0 \ \frac{|M_x|}{2 \cdot y_{FH}} \ 0 \ \frac{|M_x|}{2 \cdot y_{FH}} \right] \right\| \\ \text{else} \\ \left\| \left[\frac{|M_x|}{2 \cdot y_{FH}} \ 0 \ \frac{|M_x|}{2 \cdot y_{FH}} \ 0 \right] \right\| \end{array} \right\| = [2.947 \cdot 10^4 \ 0 \ 2.947 \cdot 10^4 \ 0] \mathbf{N}$$

$$FHMx := [F_{AH1Mx} \ F_{AH2Mx} \ F_{BH1Mx} \ F_{BH2Mx}] = [2.947 \cdot 10^4 \ 0 \ 2.947 \cdot 10^4 \ 0] \mathbf{N}$$

$$[F_{AH1My} \ F_{AH2My} \ F_{BH1My} \ F_{BH2My}] := \left\| \begin{array}{l} \text{if } M_x \leq 0 \\ \left\| \left[0 \ 0 \ \frac{|M_y|}{(L_{xH} + L_{xD})} \ \frac{|M_y|}{(L_{xH} + L_{xD})} \right] \right\| \\ \text{else} \\ \left\| \left[\frac{|M_y|}{(L_{xH} + L_{xD})} \ \frac{|M_y|}{(L_{xH} + L_{xD})} \ 0 \ 0 \right] \right\| \end{array} \right\| = [4.044 \cdot 10^4 \ 4.044 \cdot 10^4 \ 0 \ 0] \mathbf{N}$$

$$FHM_y := [F_{AH1My} \ F_{AH2My} \ F_{BH1My} \ F_{BH2My}] = [4.044 \cdot 10^4 \ 4.044 \cdot 10^4 \ 0 \ 0] \mathbf{N}$$

$$FH1 := FHFz + FHMx + FHM_y = [79.911 \ 50.443 \ 39.468 \ 10] \mathbf{kN}$$

$$FH1_{max} := \max(FH1) = 79.911 \mathbf{kN} \quad \text{max.reakce HORNÍ jednotky}$$

DOLNÍ jednotky

$$[F_{AD1Fz} \ F_{AD2Fz} \ F_{BD1Fz} \ F_{BD2Fz}] := \left\| \left\| \begin{array}{l} \text{if } F_z \leq 0 \\ \left\| [0 \ 0 \ 0 \ 0] \mathbf{N} \right\| \\ \text{else} \\ \left\| \left[\frac{|F_z|}{8} \ \frac{|F_z|}{8} \ \frac{|F_z|}{8} \ \frac{|F_z|}{8} \right] \right\| \end{array} \right\| = [0 \ 0 \ 0 \ 0] \mathbf{N}$$

$$FDFz := [F_{AD1Fz} \ F_{AD2Fz} \ F_{BD1Fz} \ F_{BD2Fz}] = [0 \ 0 \ 0 \ 0] \mathbf{N}$$

$$[F_{AD1Mx} \ F_{AD2Mx} \ F_{BD1Mx} \ F_{BD2Mx}] := \left\| \left\| \begin{array}{l} \text{if } M_x \leq 0 \\ \left\| \left[\frac{M_x}{2 \cdot y_{FD3}} \ 0 \ \frac{M_x}{2 \cdot y_{FD3}} \ 0 \right] \right\| \\ \text{else} \\ \left\| \left[0 \ \frac{-M_x}{2 \cdot y_{FD3}} \ 0 \ \frac{-M_x}{2 \cdot y_{FD3}} \right] \right\| \end{array} \right\| = [0 \ -1.541 \cdot 10^4 \ 0 \ -1.541 \cdot 10^4] \mathbf{N}$$

$$FDMx := [F_{AD1Mx} \ F_{AD2Mx} \ F_{BD1Mx} \ F_{BD2Mx}] = [0 \ -1.541 \cdot 10^4 \ 0 \ -1.541 \cdot 10^4] \mathbf{N}$$

$$[F_{AD1My} \ F_{AD2My} \ F_{BD1My} \ F_{BD2My}] := \left\| \left\| \begin{array}{l} \text{if } M_x \leq 0 \\ \left\| \left[\frac{-M_y}{2(L_{xH} + L_{xD})} \ \frac{-M_y}{2(L_{xH} + L_{xD})} \ 0 \ 0 \right] \right\| \\ \text{else} \\ \left\| \left[0 \ 0 \ \frac{M_y}{2(L_{xH} + L_{xD})} \ \frac{M_y}{2(L_{xH} + L_{xD})} \right] \right\| \end{array} \right\| = [0 \ 0 \ -2.022 \cdot 10^4 \ -2.022 \cdot 10^4] \mathbf{N}$$

$$FDMy := [F_{AD1My} \ F_{AD2My} \ F_{BD1My} \ F_{BD2My}] = [0 \ 0 \ -2.022 \cdot 10^4 \ -2.022 \cdot 10^4] \mathbf{N}$$

$$FD1 := FDFz + FDMx + FDMy = [0 \ -15.408 \ -20.221 \ -35.63] \mathbf{kN}$$

$$FD1_{max} := |\min(FD1)| = 35.63 \mathbf{kN}$$

...max.reakce DOLNÍ
jednotky

BOČNÍ jednotky

$$[F_{AB1Fx} \ F_{AB2Fx} \ F_{BB1Fx} \ F_{BB2Fx}] := \left\| \begin{array}{l} \text{if } F_x > 0 \\ \left\| \left[\begin{array}{cc} 0 & 0 \\ \frac{-F_x}{2} & \frac{-F_x}{2} \end{array} \right] \right\| \\ \text{else} \\ \left\| \left[\begin{array}{cc} \frac{-F_x}{2} & \frac{-F_x}{2} \\ 0 & 0 \end{array} \right] \right\| \end{array} \right\| = [3 \cdot 10^4 \ 3 \cdot 10^4 \ 0 \ 0] \text{ N}$$

$$FBFx := [F_{AB1Fx} \ F_{AB2Fx} \ F_{BB1Fx} \ F_{BB2Fx}] = [3 \cdot 10^4 \ 3 \cdot 10^4 \ 0 \ 0] \text{ N}$$

$$[F_{AB1Mz} \ F_{AB2Mz} \ F_{BB1Mz} \ F_{BB2Mz}] := \left\| \begin{array}{l} \text{if } M_z > 0 \\ \left\| \left[\begin{array}{cc} 0 & \frac{M_z}{L_{yD2}} \\ \frac{-M_z}{L_{yD2}} & \frac{-M_z}{L_{yD2}} \end{array} \right] \right\| \\ \text{else} \\ \left\| \left[\begin{array}{cc} \frac{-M_z}{L_{yD2}} & 0 \\ 0 & \frac{M_z}{L_{yD2}} \end{array} \right] \right\| \end{array} \right\| = [2.698 \cdot 10^4 \ 0 \ 0 \ -2.698 \cdot 10^4] \text{ N}$$

$$FBMz := [F_{AB1Mz} \ F_{AB2Mz} \ F_{BB1Mz} \ F_{BB2Mz}] = [2.698 \cdot 10^4 \ 0 \ 0 \ -2.698 \cdot 10^4] \text{ N}$$

$$FB1 := FBFx + FBMz = [56.983 \ 30 \ 0 \ -26.983] \text{ kN}$$

$$FB1_{max} := \max(|\max(FB1) \ \min(FB1)|) = 56.983 \text{ kN}$$

...max.reakce BOČNÍ jednotky

4 Vektory sil při oboustranném válečkování

$$F_1 := [0 \ 0 \ -F_Q] = [0 \ 0 \ -4 \cdot 10^4] \text{ N} \quad r_1 := [0 \ 0 \ 0] \text{ m}$$

$$F_2 := [-F_R \ -F_A \ 0] = [-1.2 \cdot 10^5 \ -4.8 \cdot 10^4 \ 0] \text{ N} \quad r_2 := [600 \ 0 \ 1400] \text{ mm}$$

$$F_3 := [F_R \ -F_A \ 0] = [1.2 \cdot 10^5 \ -4.8 \cdot 10^4 \ 0] \text{ N} \quad r_3 := [-600 \ 0 \ 1400] \text{ mm}$$

$$M_1 := r_1^T \times F_1^T = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N}\cdot\text{m} \quad M_2 := r_2^T \times F_2^T = \begin{bmatrix} 6.72 \cdot 10^4 \\ -1.68 \cdot 10^5 \\ -2.88 \cdot 10^4 \end{bmatrix} \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_3 := r_3^T \times F_3^T = \begin{bmatrix} 6.72 \cdot 10^4 \\ 1.68 \cdot 10^5 \\ 2.88 \cdot 10^4 \end{bmatrix} \text{ N}\cdot\text{m} \quad \text{ORIGIN} := 1 \quad i := 1..4$$

$$M_c := M_1 + M_2 + M_3 = \begin{bmatrix} 1.344 \cdot 10^5 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_x := M_{c_1} = (1.344 \cdot 10^5) \text{ N}\cdot\text{m} \quad M_y := M_{c_2} = 0 \text{ N}\cdot\text{m} \quad M_z := M_{c_3} = 0 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$F_c := F_1^T + F_2^T + F_3^T = \begin{bmatrix} 0 \\ -96 \\ -40 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

$$F_x := F_{c_1} = 0 \text{ N} \quad F_y := F_{c_2} = -9.6 \cdot 10^4 \text{ N} \quad F_z := F_{c_3} = -4 \cdot 10^4 \text{ N}$$

$$F_{y1} := -F_{c_2} = 96 \text{ kN} \quad \dots \text{hnací síla pos. mech.}$$

4.1 Reakce jednotek

HORNÍ jednotky

$$[F_{AH1Fz} \ F_{AH2Fz} \ F_{BH1Fz} \ F_{BH2Fz}] := \left\| \begin{array}{l} \text{if } F_z > 0 \\ \left\| [0 \ 0 \ 0 \ 0] \right\| \mathbf{N} \\ \text{else} \\ \left\| \left[\frac{|F_z|}{4} \ \frac{|F_z|}{4} \ \frac{|F_z|}{4} \ \frac{|F_z|}{4} \right] \right\| \end{array} \right\| = [1 \cdot 10^4 \ 1 \cdot 10^4 \ 1 \cdot 10^4 \ 1 \cdot 10^4] \mathbf{N}$$

$$FHFz := [F_{AH1Fz} \ F_{AH2Fz} \ F_{BH1Fz} \ F_{BH2Fz}] = [1 \cdot 10^4 \ 1 \cdot 10^4 \ 1 \cdot 10^4 \ 1 \cdot 10^4] \mathbf{N}$$

$$[F_{AH1Mx} \ F_{AH2Mx} \ F_{BH1Mx} \ F_{BH2Mx}] := \left\| \begin{array}{l} \text{if } M_x \leq 0 \\ \left\| \left[0 \ \frac{|M_x|}{2 \cdot y_{FH}} \ 0 \ \frac{|M_x|}{2 \cdot y_{FH}} \right] \right\| \\ \text{else} \\ \left\| \left[\frac{|M_x|}{2 \cdot y_{FH}} \ 0 \ \frac{|M_x|}{2 \cdot y_{FH}} \ 0 \right] \right\| \end{array} \right\| = [1.179 \cdot 10^5 \ 0 \ 1.179 \cdot 10^5 \ 0] \mathbf{N}$$

$$FHMx := [F_{AH1Mx} \ F_{AH2Mx} \ F_{BH1Mx} \ F_{BH2Mx}] = [1.179 \cdot 10^5 \ 0 \ 1.179 \cdot 10^5 \ 0] \mathbf{N}$$

$$[F_{AH1My} \ F_{AH2My} \ F_{BH1My} \ F_{BH2My}] := \left\| \begin{array}{l} \text{if } M_x \leq 0 \\ \left\| \left[0 \ 0 \ \frac{|M_y|}{(L_{xH} + L_{xD})} \ \frac{|M_y|}{(L_{xH} + L_{xD})} \right] \right\| \\ \text{else} \\ \left\| \left[\frac{|M_y|}{(L_{xH} + L_{xD})} \ \frac{|M_y|}{(L_{xH} + L_{xD})} \ 0 \ 0 \right] \right\| \end{array} \right\| = [0 \ 0 \ 0 \ 0] \mathbf{N}$$

$$FHM_y := [F_{AH1My} \ F_{AH2My} \ F_{BH1My} \ F_{BH2My}] = [0 \ 0 \ 0 \ 0] \mathbf{N}$$

$$FH2 := FHFz + FHMx + FHM_y = [127.871 \ 10 \ 127.871 \ 10] \mathbf{kN}$$

$$FH2_{max} := \max(FH2) = 127.871 \mathbf{kN} \quad \text{max.reakce HORNÍ jednotky}$$

DOLNÍ jednotky

$$[F_{AD1Fz} \ F_{AD2Fz} \ F_{BD1Fz} \ F_{BD2Fz}] := \left\| \left\| \begin{array}{l} \text{if } F_z \leq 0 \\ \left\| [0 \ 0 \ 0 \ 0] \mathbf{N} \right\| \\ \text{else} \\ \left\| \left[\frac{|F_z|}{8} \ \frac{|F_z|}{8} \ \frac{|F_z|}{8} \ \frac{|F_z|}{8} \right] \right\| \end{array} \right\| \right\| = [0 \ 0 \ 0 \ 0] \mathbf{N}$$

$$FDFz := [F_{AD1Fz} \ F_{AD2Fz} \ F_{BD1Fz} \ F_{BD2Fz}] = [0 \ 0 \ 0 \ 0] \mathbf{N}$$

$$[F_{AD1Mx} \ F_{AD2Mx} \ F_{BD1Mx} \ F_{BD2Mx}] := \left\| \left\| \begin{array}{l} \text{if } M_x \leq 0 \\ \left\| \left[\frac{M_x}{2 \cdot y_{FD3}} \ 0 \ \frac{M_x}{2 \cdot y_{FD3}} \ 0 \right] \right\| \\ \text{else} \\ \left\| \left[0 \ \frac{-M_x}{2 \cdot y_{FD3}} \ 0 \ \frac{-M_x}{2 \cdot y_{FD3}} \right] \right\| \end{array} \right\| \right\| = [0 \ -6.163 \cdot 10^4 \ 0 \ -6.163 \cdot 10^4] \mathbf{N}$$

$$FDMx := [F_{AD1Mx} \ F_{AD2Mx} \ F_{BD1Mx} \ F_{BD2Mx}] = [0 \ -6.163 \cdot 10^4 \ 0 \ -6.163 \cdot 10^4] \mathbf{N}$$

$$[F_{AD1My} \ F_{AD2My} \ F_{BD1My} \ F_{BD2My}] := \left\| \left\| \begin{array}{l} \text{if } M_x \leq 0 \\ \left\| \left[\frac{-M_y}{2(L_{xH} + L_{xD})} \ \frac{-M_y}{2(L_{xH} + L_{xD})} \ 0 \ 0 \right] \right\| \\ \text{else} \\ \left\| \left[0 \ 0 \ \frac{M_y}{2(L_{xH} + L_{xD})} \ \frac{M_y}{2(L_{xH} + L_{xD})} \right] \right\| \end{array} \right\| \right\| = [0 \ 0 \ 0 \ 0] \mathbf{N}$$

$$FDMy := [F_{AD1My} \ F_{AD2My} \ F_{BD1My} \ F_{BD2My}] = [0 \ 0 \ 0 \ 0] \mathbf{N}$$

$$FD2 := FDFz + FDMx + FDMy = [0 \ -61.634 \ 0 \ -61.634] \mathbf{kN}$$

$$FD2_{max} := |\min(FD2)| = 61.634 \mathbf{kN} \quad \dots \text{max.reakce DOLNÍ jednotky}$$

BOČNÍ jednotky

$$[F_{AB1Fx} \ F_{AB2Fx} \ F_{BB1Fx} \ F_{BB2Fx}] := \left\| \begin{array}{l} \text{if } F_x > 0 \\ \left\| \left[\begin{array}{cc} 0 & 0 \\ \frac{-F_x}{2} & \frac{-F_x}{2} \end{array} \right] \right\| \\ \text{else} \\ \left\| \left[\begin{array}{cc} \frac{-F_x}{2} & \frac{-F_x}{2} \\ 0 & 0 \end{array} \right] \right\| \end{array} \right\| = [0 \ 0 \ 0 \ 0] \ N$$

$$FBFx := [F_{AB1Fx} \ F_{AB2Fx} \ F_{BB1Fx} \ F_{BB2Fx}] = [0 \ 0 \ 0 \ 0] \ N$$

$$[F_{AB1Mz} \ F_{AB2Mz} \ F_{BB1Mz} \ F_{BB2Mz}] := \left\| \begin{array}{l} \text{if } M_z > 0 \\ \left\| \left[\begin{array}{ccc} 0 & \frac{M_z}{L_{yD2}} & \frac{-M_z}{L_{yD2}} \\ 0 & 0 & 0 \end{array} \right] \right\| \\ \text{else} \\ \left\| \left[\begin{array}{ccc} \frac{-M_z}{L_{yD2}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{M_z}{L_{yD2}} \end{array} \right] \right\| \end{array} \right\| = [0 \ 0 \ 0 \ 0] \ N$$

$$FBMz := [F_{AB1Mz} \ F_{AB2Mz} \ F_{BB1Mz} \ F_{BB2Mz}] = [0 \ 0 \ 0 \ 0] \ N$$

$$FB2 := FBFx + FBMz = [0 \ 0 \ 0 \ 0] \ kN$$

$$FB2_{max} := \max(FB2) = 0 \ kN$$

...max.reakce BOČNÍ jednotky

5 Návrh a kontrola krajních valivých jednotek

$$T_c := 4000 \ hr \quad \dots \text{celková doba běhu}$$

$$S_{0dov} := 2 \quad \dots \text{dovolená hodnota - statická bezpečnost}$$

5.1 Max. reakce

$$FH_{max} := \max(FH1_{max}, FH2_{max}) = 127.871 \ kN$$

$$FD_{max} := \max(FD1_{max}, FD2_{max}) = 61.634 \ kN$$

$$FB_{max} := \max(FB1_{max}, FB2_{max}) = 56.983 \ kN$$

5.2 Statická bezpečnost a výběr tanků

Horní

$$FH_{max} = 127.871 \text{ kN}$$

$$C_{0H} := S_{0dov} \cdot FH_{max} = 255.742 \text{ kN}$$

RUS26126 - počet: 4

$$C_{0H} := 209 \text{ kN} \quad C_H := 122 \text{ kN}$$

$$S_{0H} := \frac{C_{0H}}{FH_{max}} = 1.634$$

Dolní

$$FD_{max} = 61.634 \text{ kN}$$

$$C_{0D} := S_{0dov} \cdot FD_{max} = 123.267 \text{ kN}$$

RUS19105 - počet: 8

$$C_{0D} := 123 \text{ kN} \quad C_D := 68 \text{ kN}$$

$$S_{0D} := \frac{C_{0D}}{FD_{max}} = 1.996$$

Boční

$$FB_{max} = 56.983 \text{ kN}$$

$$C_{0B} := S_{0dov} \cdot FB_{max} = 113.966 \text{ kN}$$

RUS19105 - počet: 4

$$C_{0B} := 123 \text{ kN} \quad C_B := 68 \text{ kN}$$

$$S_{0B} := \frac{C_{0B}}{FB_{max}} = 2.159$$

5.3 Dynamická bezpečnost

$$v_c := 0.5 \frac{m}{s}$$

$$f_n := 0.4 \text{ mm}$$

$$D_{min} := 250 \text{ mm}$$

$$v_f := f_n \cdot \frac{v_c}{\pi \cdot D_{min}} = 15.279 \frac{mm}{min}$$

$$l_c := v_f \cdot T_c = 3666.93 \text{ m}$$

Horní

$$L_H := \left(\frac{C_H}{FH_{max}} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 10^5 \cdot m = (8.55 \cdot 10^4) \text{ m}$$

$$S_{dynH} := \frac{L_H}{l_c} = 23.316 \quad \dots \text{dynamická bezpečnost}$$

Dolní

$$L_D := \left(\frac{C_D}{FH_{max}} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 10^5 \cdot m = (1.218 \cdot 10^4) \text{ m}$$

$$S_{dynD} := \frac{L_D}{l_c} = 3.323 \quad \dots \text{dynamická bezpečnost}$$

Boční

$$L_B := \left(\frac{C_B}{FH_{max}} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 10^5 \cdot m = (1.218 \cdot 10^4) \text{ m}$$

$$S_{dynB} := \frac{L_B}{l_c} = 3.323 \quad \dots \text{dynamická bezpečnost}$$

6 Zatížení lišty dolních valivých jednotek

$$FD1 := FD_{max} = 61.634 \text{ kN} \quad \dots \text{krajní jednotka}$$

$$FD2 := FD_{max} \cdot \frac{L_{yD2} - y_s}{L_{yD3} - y_s} = 37.173 \text{ kN} \quad \dots \text{vnitřní jednotka}$$

$$F_1 := [0 \ 0 \ -FD1] = [0 \ 0 \ -6.163 \cdot 10^4] \text{ N}$$

$$F_2 := [0 \ 0 \ -FD2] = [0 \ 0 \ -3.717 \cdot 10^4] \text{ N}$$

$$r_1 := [35 \ 12.2 \ 0] \text{ mm}$$

$$r_2 := [105 \ 12.2 \ 0] \text{ mm}$$

$$M_p := \sum_{i=1}^2 r_i^T \times F_i^T = \begin{bmatrix} -1.205 \cdot 10^3 \\ 6.06 \cdot 10^3 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$F_p := \sum_{i=1}^2 F_i = [0 \ 0 \ -9.881 \cdot 10^4] \text{ N}$$

$$r_p := [-70 \ -78 \ 0] \text{ mm}$$

$$M_S := r_p^T \times F_p^T + M_p = \begin{bmatrix} 6.501 \cdot 10^3 \\ -856.127 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ N} \cdot \text{m}$$

PŘÍLOHA Č. 15

Valivé jednotky

Linear roller bearings RUS19105 (Series RUS)

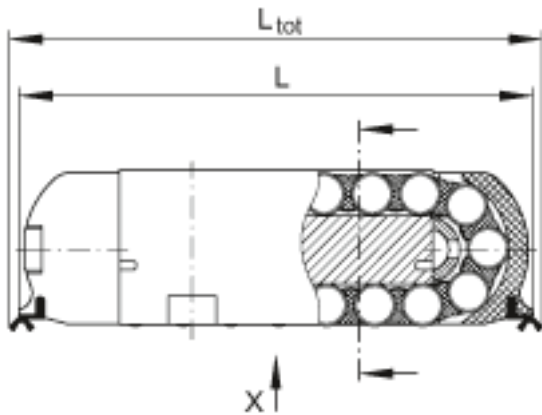
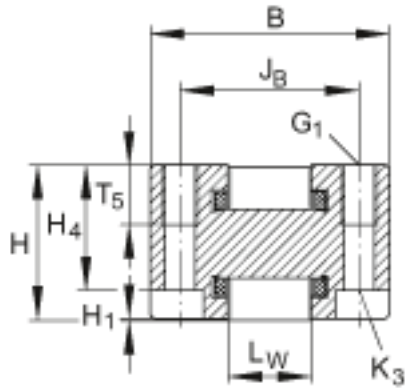
with spacer elements

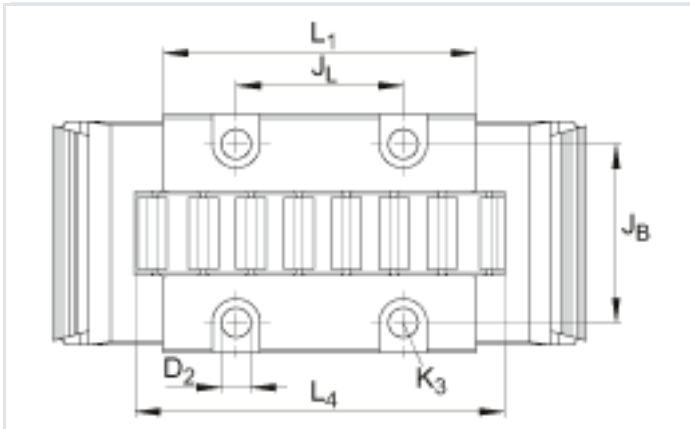
The datasheet is only an overview of dimensions and basic load ratings of the selected product. Please always observe all the guidelines in these overview pages. Further information is given on many products under the menu item "Description". You can also order comprehensive information via the Catalogue ordering system (https://www.schaeffler.de/content.schaeffler.de/en/news_media/index.jsp) or by telephone on +49 (91 32) 82 - 28 97.

L	105,5 mm
B	27 mm
H	19 mm
D2	3,5 mm
G1	<p>M4 for fixing screws to DIN ISO 4762-12.9</p> <p>Max. tightening torque [MA]:</p> <p>M4 = 5 Nm</p> <p>M6 = 17 Nm</p> <p>M8 = 41 Nm</p> <p>M10 = 83 Nm</p> <p>M14 = 229 Nm</p> <p>The stated torques represent maximum values for the reliable transmission of forces in vibration-free, quasistatic applications (S0=1). We recommend that the tightening torques of the screw connection to the adjacent construction should be determined at the customer under the specific application conditions and operating conditions, observing the data in VDI Guideline 2230 Part 1 (2015) and the data in the description.</p>

H ₁	0,2 mm	
H ₄	15,2 mm	
J _B	20,6 mm	Tolerance: +0,1/-0,1
J _L	50 mm	Tolerance: +0,1/-0,1
K ₃	M3	<p>for fixing screws to DIN ISO 4762-12.9</p> <p>Max. tightening torque [MA]:</p> <p>M4 = 5 Nm</p> <p>M6 = 17 Nm</p> <p>M8 = 41 Nm</p> <p>M10 = 83 Nm</p> <p>M14 = 229 Nm</p> <p>The stated torques represent maximum values for the reliable transmission of forces in vibration-free, quasistatic applications (S0=1). We recommend that the tightening torques of the screw connection to the adjacent construction should be determined at the customer under the specific application conditions and operating conditions, observing the data in VDI Guideline 2230 Part 1 (2015) and the data in the description.</p>
L _{1 max}	79 mm	
L ₄	85 mm	Minimum support length
L _{tot}	109 mm	≈
L _w	10 mm	
T ₅	6,2 mm	
m	0,32 kg	≈ Mass
C	68000 N	Basic dynamic load rating

C₀ 123000 N Basic static load rating





View X

Linear roller bearings RUS26126 (Series RUS)

with spacer elements

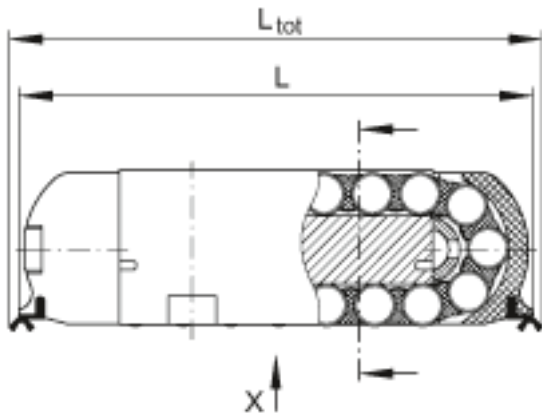
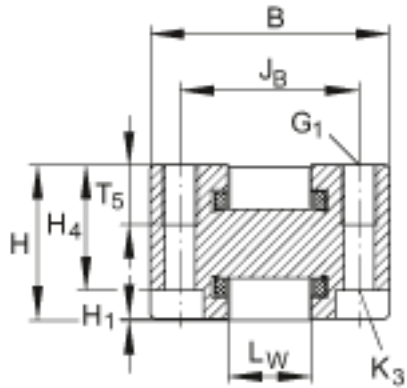
The datasheet is only an overview of dimensions and basic load ratings of the selected product. Please always observe all the guidelines in these overview pages. Further information is given on many products under the menu item "Description". You can also order comprehensive information via the Catalogue ordering system (https://www.schaeffler.de/content.schaeffler.de/en/news_media/index.jsp) or by telephone on +49 (91 32) 82 - 28 97.

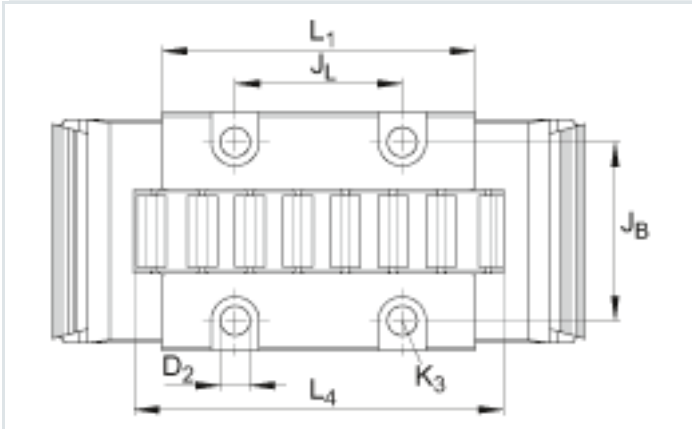
L	126,5 mm
B	40 mm
H	26 mm
D ₂	4,9 mm
G ₁	<p>M6 for fixing screws to DIN ISO 4762-12.9</p> <p>Max. tightening torque [MA]:</p> <p>M4 = 5 Nm</p> <p>M6 = 17 Nm</p> <p>M8 = 41 Nm</p> <p>M10 = 83 Nm</p> <p>M14 = 229 Nm</p> <p>The stated torques represent maximum values for the reliable transmission of forces in vibration-free, quasistatic applications (S0=1). We recommend that the tightening torques of the screw connection to the adjacent construction should be determined at the customer under the specific application conditions and operating conditions, observing the data in VDI Guideline 2230 Part 1 (2015) and the data in the description.</p>

H ₁	0,2 mm	
H ₄	21 mm	
J _B	30 mm	Tolerance: +0,1/-0,1
J _L	68 mm	Tolerance: +0,1/-0,1
K ₃	M4	<p>for fixing screws to DIN ISO 4762-12.9</p> <p>Max. tightening torque [MA]:</p> <p>M4 = 5 Nm</p> <p>M6 = 17 Nm</p> <p>M8 = 41 Nm</p> <p>M10 = 83 Nm</p> <p>M14 = 229 Nm</p> <p>The stated torques represent maximum values for the reliable transmission of forces in vibration-free, quasistatic applications (S0=1). We recommend that the tightening torques of the screw connection to the adjacent construction should be determined at the customer under the specific application conditions and operating conditions, observing the data in VDI Guideline 2230 Part 1 (2015) and the data in the description.</p>
L _{1 max}	93 mm	
L ₄	103 mm	Minimum support length
L _{tot}	130 mm	≈
L _w	14 mm	
T ₅	10,2 mm	
m	0,8 kg	≈ Mass
C	122000 N	Basic dynamic load rating

C₀

209000 N Basic static load rating





View X

PŘÍLOHA Č. 16

Mechanismus posuvu

Customer data		Your contact	
Company	ZČU v Plzni	ZČU v Plzni	
Contact		Martin Beber	
Street		30100	
ZIP / Town		beber@students.zcu.cz	
Phone			
E-mail			
Your project:	Project 1	Date:	18.07.2020
Your variation:	Variant 1		
Your axes:	Axis 1		

1 General notes

The data provided by you forms the basis for the calculation performed with cymex®. WITTENSTEIN alpha does not assume any responsibility for the accuracy and completeness of this data – by ordering, you are confirming the accuracy of the data provided by you.

The calculation documentation is based on your customized design. This non-binding recommendation does not release you from your duties or responsibilities, which include compliance with legal and safety regulations, and completion of a functional test. We remind you that the permitted load values for the selected products may not be exceeded under any operating conditions.

This recommendation, which is based on the calculation performed with cymex® is not suitable for application and/or transfer to other products, data, applications, etc.

Please note that the cymex® calculation documentation is protected by copyright.

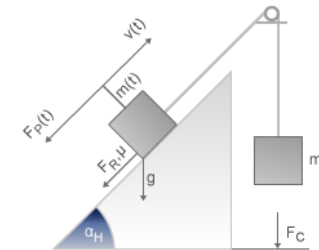
2 Your application



2.1 Project description

2.2 Linear load application

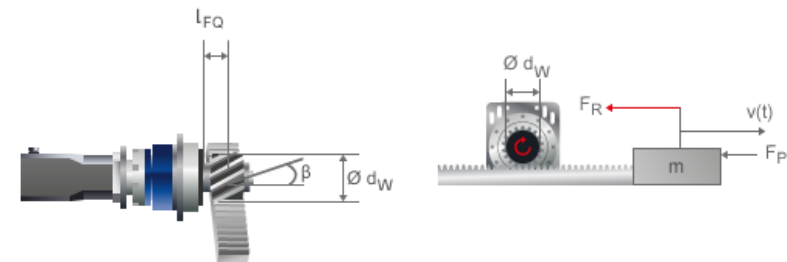
Parameter	Value	Parameter	Value
Friction coefficient μ	0.05	Total mass to be moved m	4000 kg
Friction force F_R	0 N	Max. process force F_P	48000 N
Angle to horizontal α_H	0 °	Max. speed v_{max}	0.26 m/s
Compensation force F_C	0 N	Max. acceleration a_{max}	1 m/s ²
Counter mass m_c	0 kg		



Missing data has been replaced with empirical data, which must be checked and corrected if necessary.

2.3 Rack and pinion manual mechanism

Parameter	Value	Parameter	Value
Diameter pinion d_w	15 mm	Helix angle pinion β	0 °
Lever arm lateral force l_{F_Q}	60 mm	Efficiency η	99.5 %

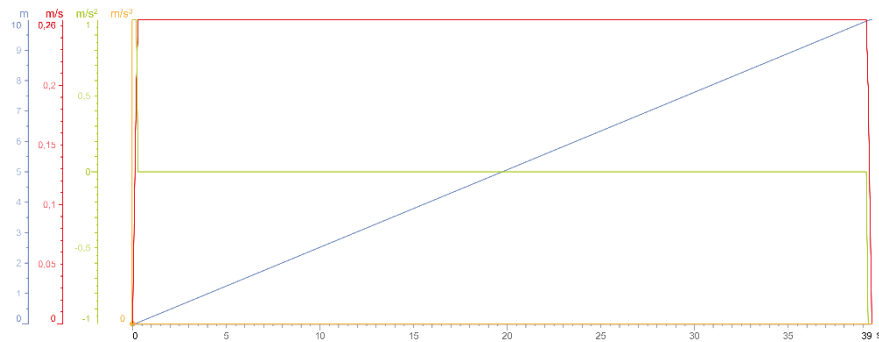


Missing data has been replaced with empirical data, which must be checked and corrected if necessary.

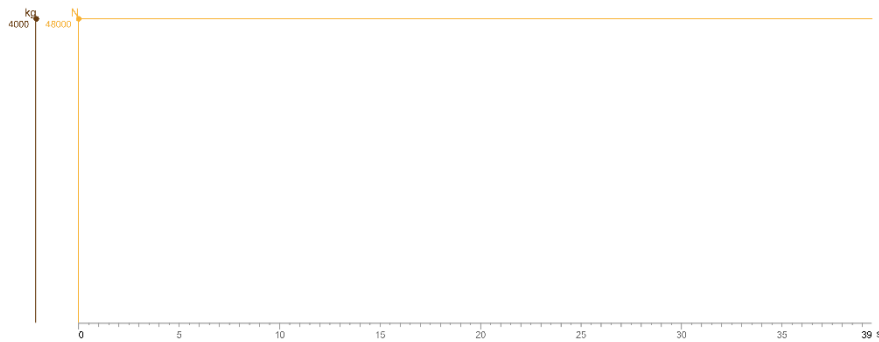
2.4 Cycle data

Parameter	Value	Parameter	Value
Movement duration t_{mov}	39.47 s	Duty cycle ED	100 %
Cycle duration t_{cyc}	39.47 s	Number of cycles per hour n/h	91.21

2.5 Movement profile



2.6 Load profile



3 Drive design

3.1 Coupling transformation

Parameter	Value
Moment of inertia J	0 kgcm ²



3.2 Gearbox

Type: Low backlash planetary gearbox TP+
Designation: TP050S-MF1-4-011-2S
Utilization total: 97 %

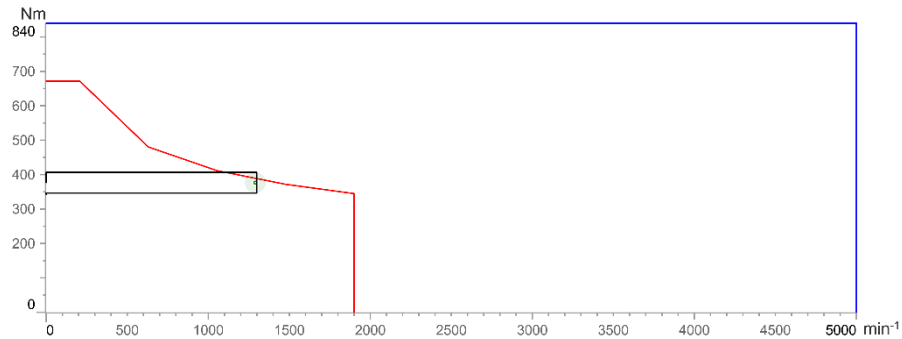


Features	Value
Ratio i	4
Output design	Flange
Max. Backlash value j_t	≤ 3 arcmin
Design keyword	Standard

Parameter	Calculated Value	Permissible Value	Utilization
Max. acceleration torque at output (with impact factor 1) $T_{2\alpha}$ (fs)	406.75 Nm	840 Nm	48 %
Nominal torque at output T_{2N}	376.61 Nm	389.42 Nm	97 %
Max. speed rotative n_{1Max}	1298.7 min ⁻¹	5000 min ⁻¹	26 %
Nominal speed rotative n_{1N}	1290.31 min ⁻¹	1427 min ⁻¹	90 %
Max. axial force F_{2AMax}	0 N	6130 N	0 %
Max. tilting moment M_{2KMMax}	0 Nm	1335 Nm	0 %
Ratio of inertia lambda λ with respect to gearbox output	0.93	-	-
Bearing lifetime L_{h10}	>20000 h	-	-

¹⁾ WITTENSTEIN recommends using this λ value for determining the control precision

Gearbox characteristic curve



Gearbox characteristic curve key

Grey	Characteristic curve application
Black	Characteristic curve application (with load factor 1)
Green	Operating point of application (T_N and n_{1N})
Red	S1 characteristic curve
Blue	S5 characteristic curve

Messages

- ✖ Errors

- ⚠ Warnings

- i Notes

3.3 Coupling transformation

Parameter	Value
Moment of inertia J	0 kgcm ²



3.4 Motor

Manufacturer: Bosch Rexroth
Type: MSK101E-0200-FN-_-_-
Utilization total: 92 %

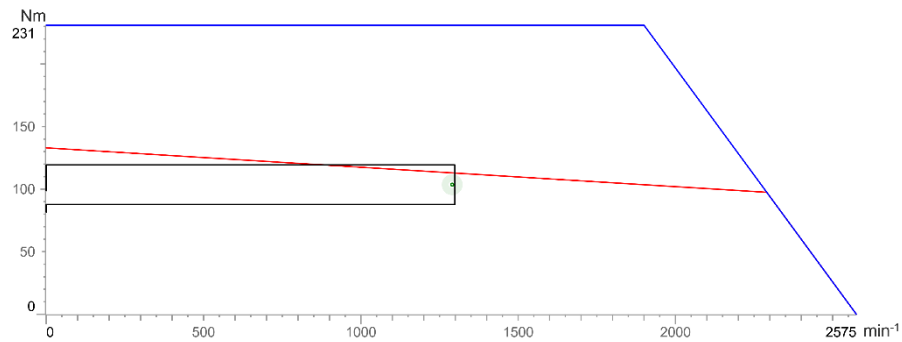


Features	Value
Inertia J	138 kgcm ²
Shaft diameter d	38 mm

Parameter	Calculated value	Permissible value	Utilization
Max. torque T_{Max}	119.37 Nm	231 Nm	52 %
Max. speed n_{Max}	1298.7 min ⁻¹	3500 min ⁻¹	37 %
Nominal speed n_N	1290.31 min ⁻¹	3500 min ⁻¹	37 %
Ratio of inertia λ with respect to motor shaft	1.11	-	-
Average torque T_{RMS}	103.58 Nm	See S1 characteristic curve	-
Utilization curve (S1)	-	-	92 %
Max. utilization curve (S5)	-	-	58 %

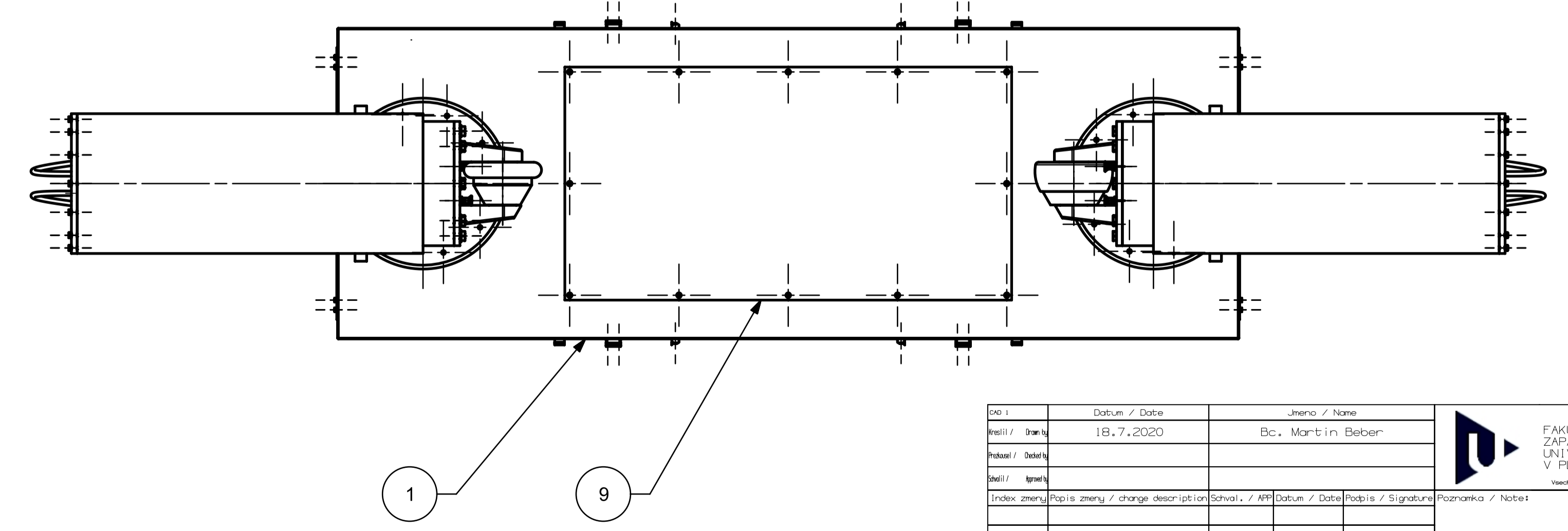
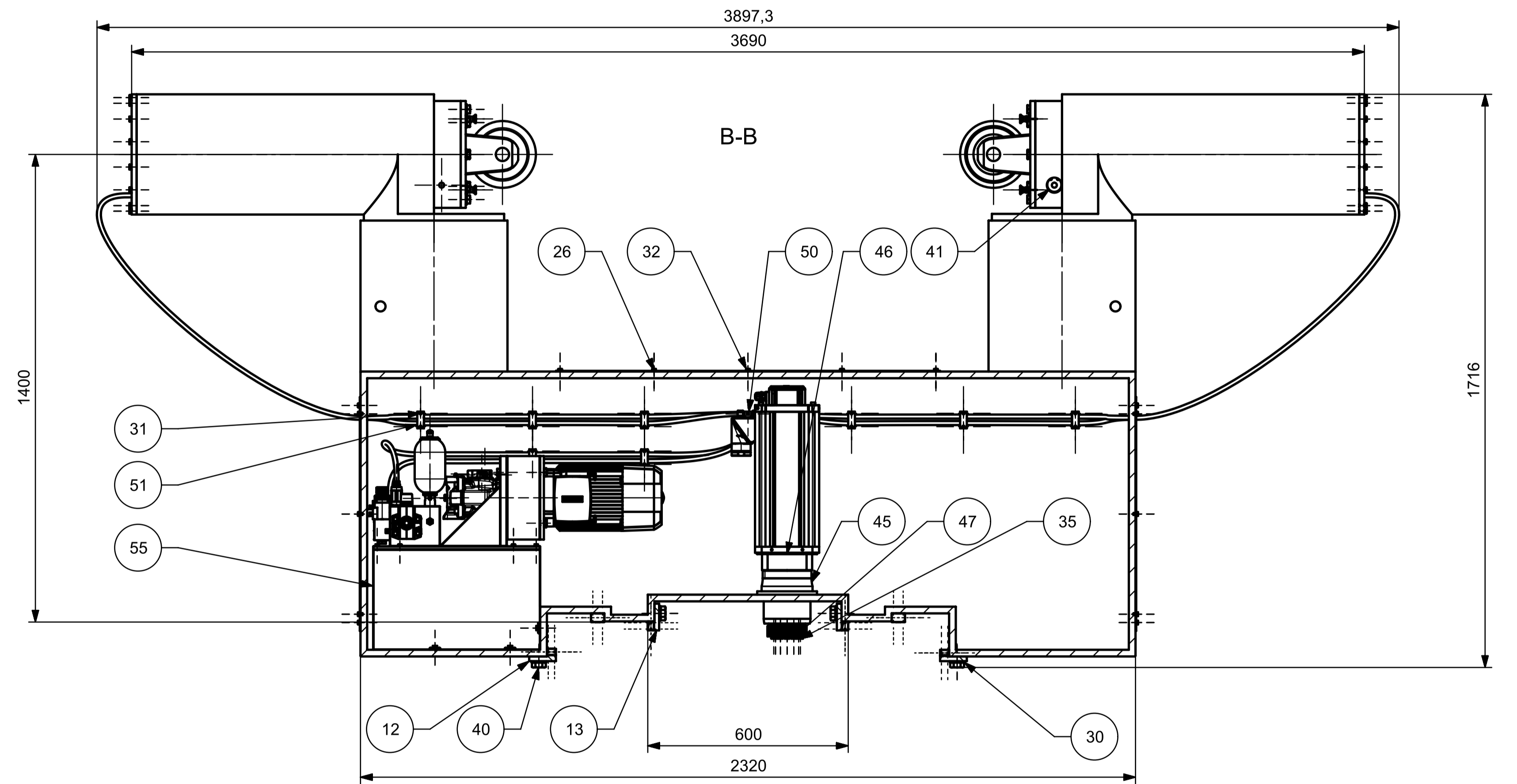
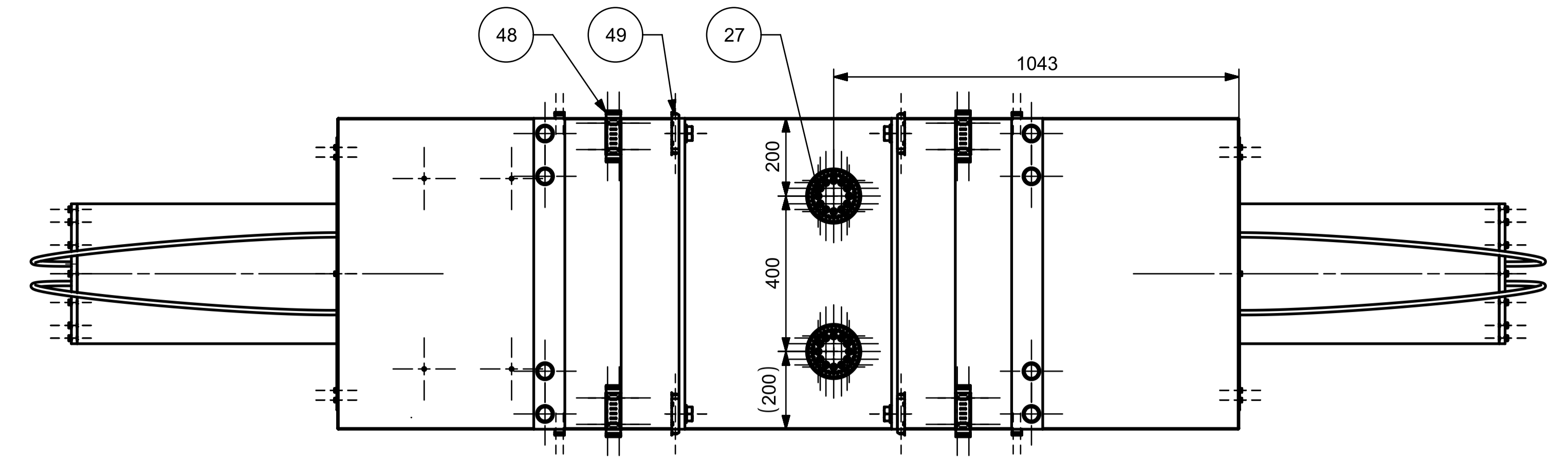
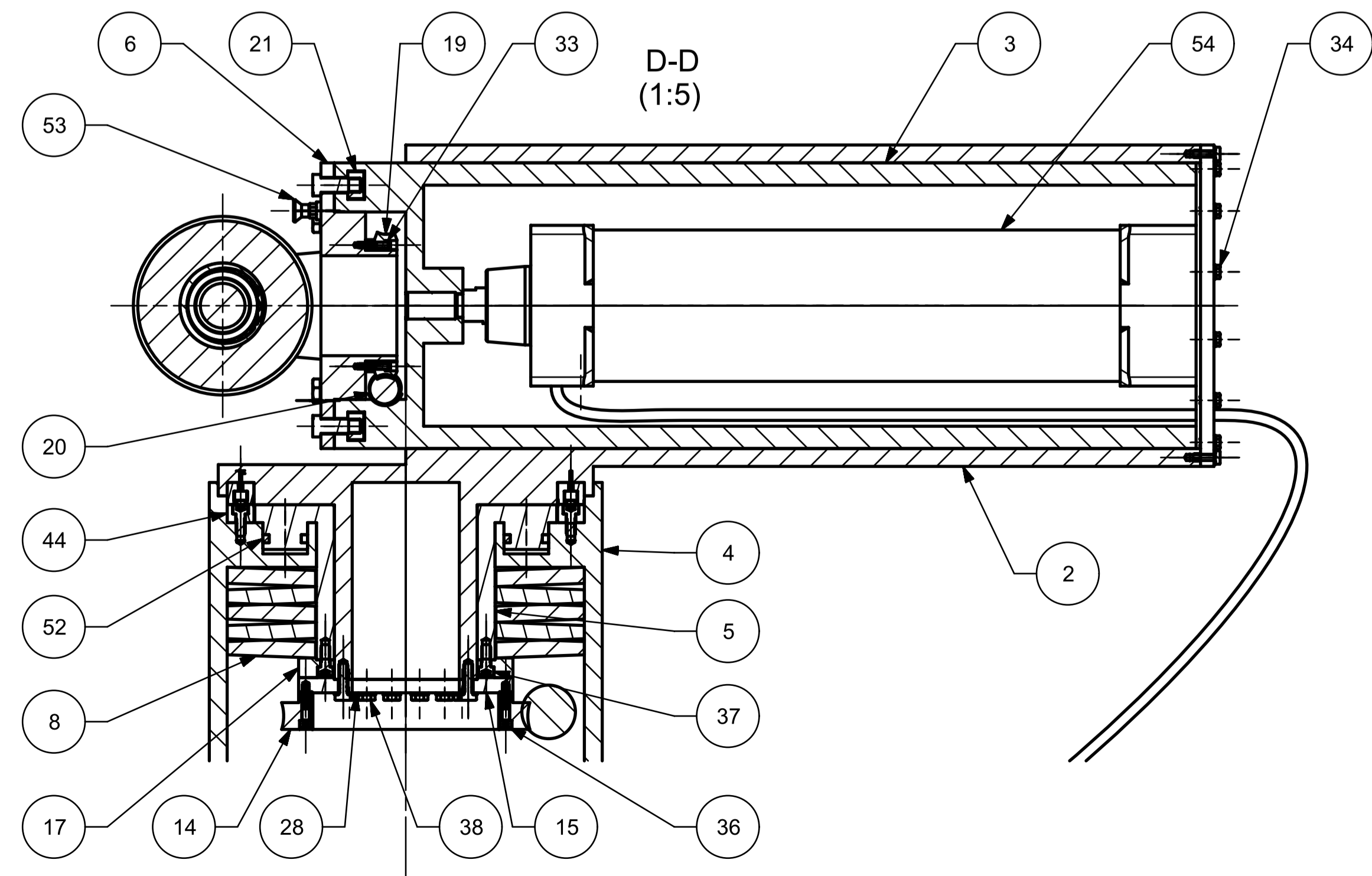
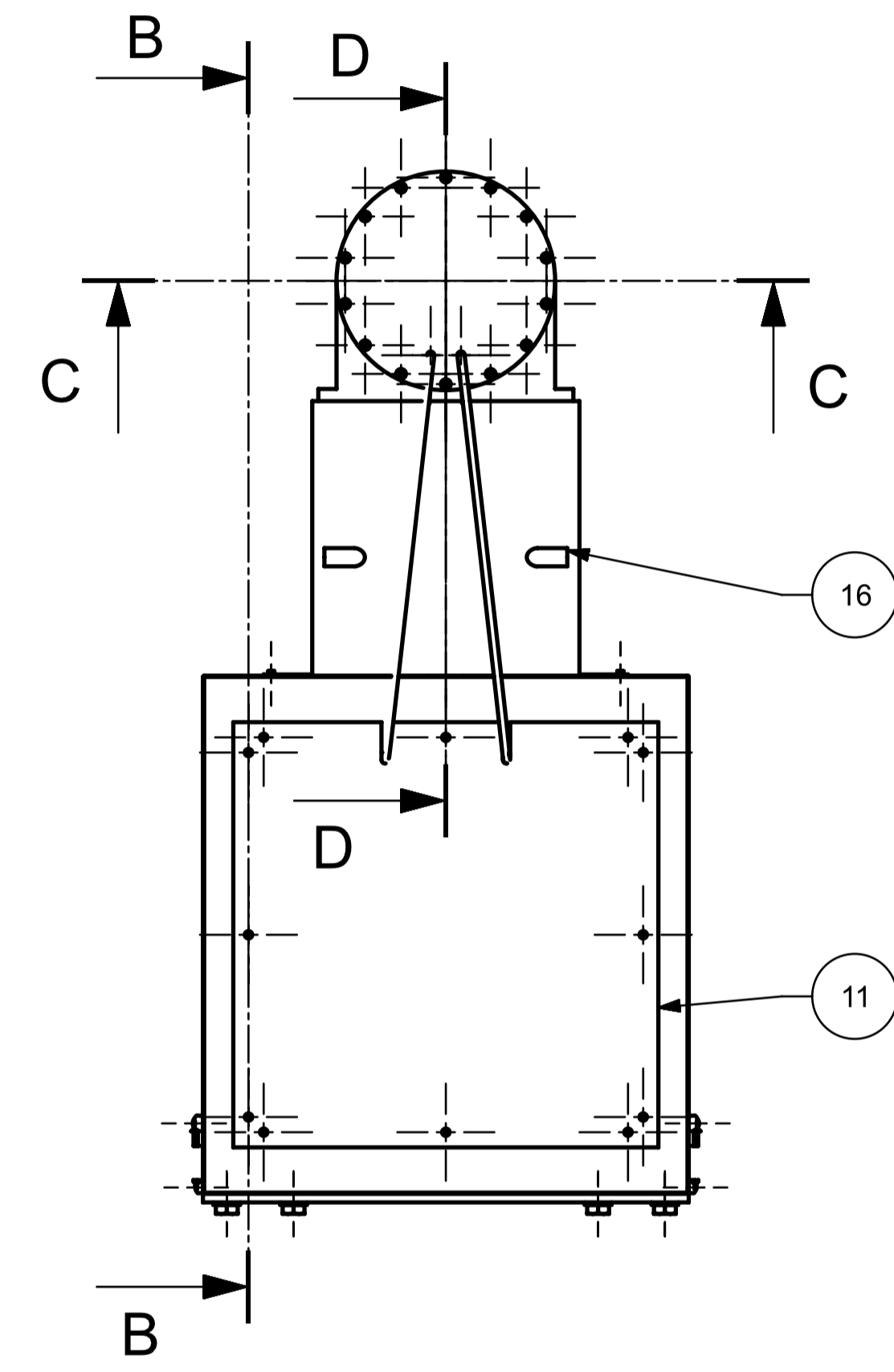
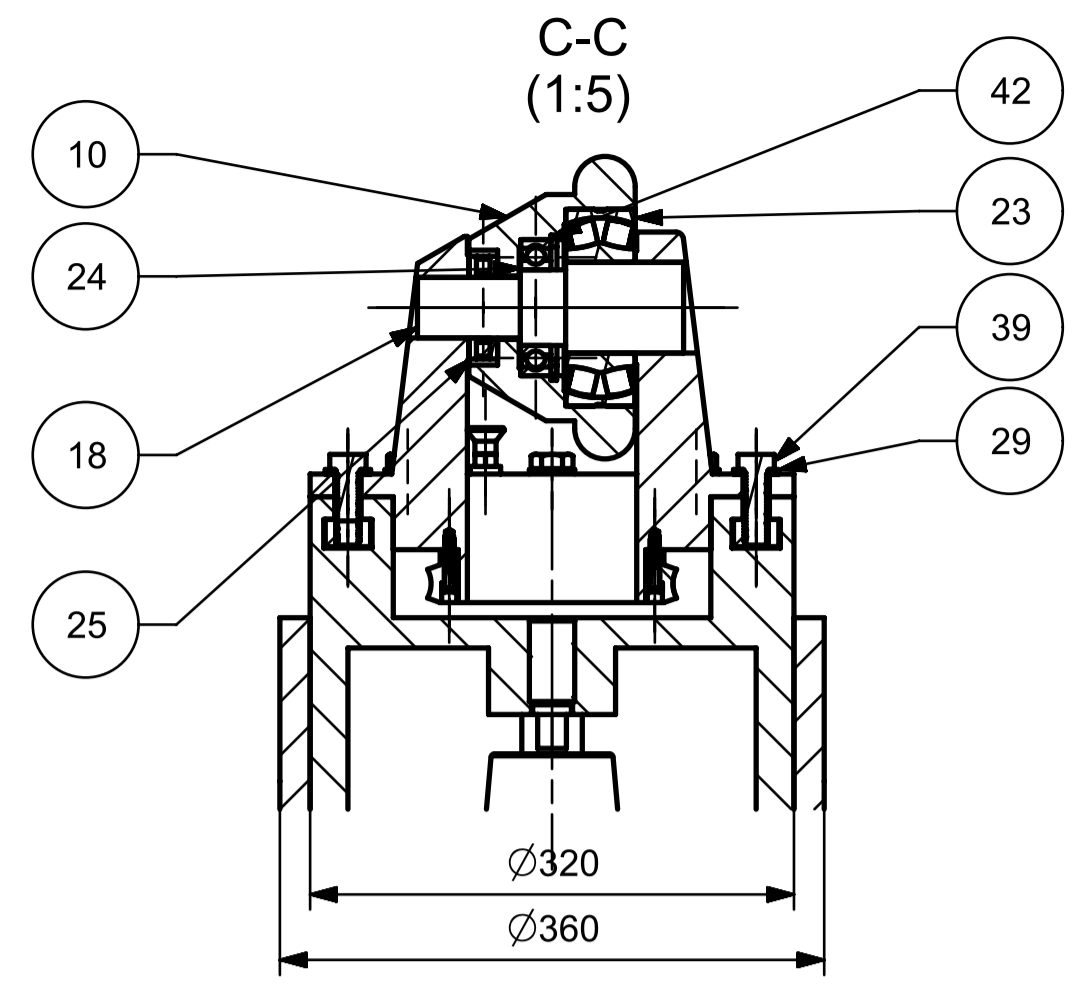
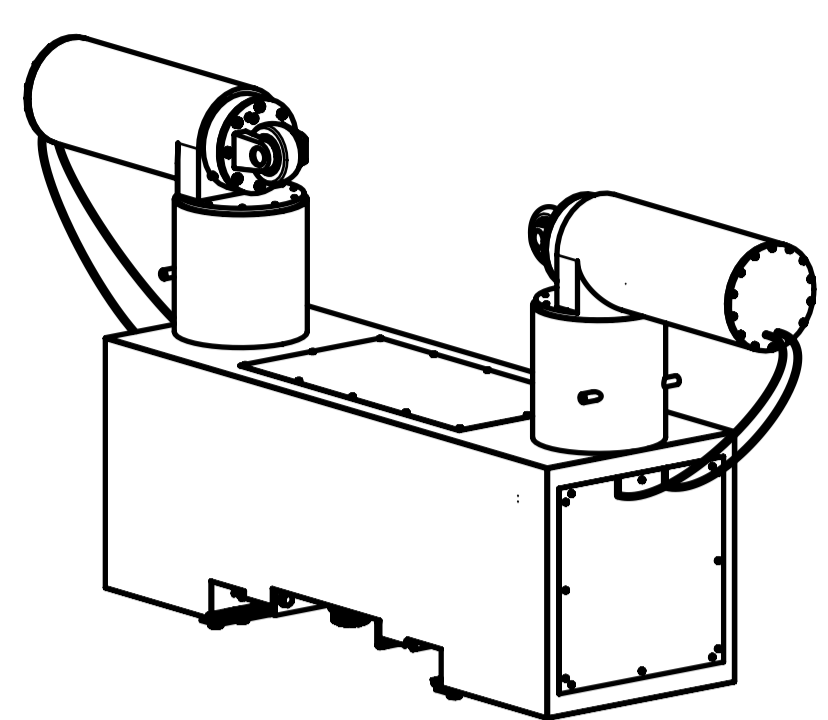
The motor in the application design is included for example purposes only. It is the responsibility of the manufacturer to confirm the suitability of the motor. Please note that some values may not be defined by certain manufacturers.

Motor characteristic curves




Motor characteristic curve key

Black	Characteristic curve application
Green	Operating point application (T_{RMS} und n_N)
Red	S1 characteristic curve
Blue	S5 characteristic curve



Proj. / Sheet	Datum / Date	Jmeno / Name	FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERSITY V PLZNI Všechna práva vyhrazena / All rights reserved
Projekční / Design	18.7.2020	Bc. Martin Beber	
Model / Model			
Sheet / Sheet			
Index change	Popis změny / change description	Schvál. / APP	Datum / Date
		Podpis / Signature	Poznámka / Note
Tolerance	Subor-model / ASM-file	Projekt / Project	DP
Tolerance	V0 leKovaci zaCizen	Projekt / Project	3895 kg
ISO 8015	Subor-vykres / DWG-file	Subor / Sheet	
ISO 128	V0 leKovaci zaCizen	Číslo kresla / No.	001
Nazev / Title		Rev. / Rev.	
VALECKOVACÍ ZARÍZENÍ		Číslo výkresu / Drawing No.	KKS_DP_001
VYKRES SESTAVY		List / sheet no. 1	Pocet listu / sheets 4
		Formát / Format	A1

4		3		2		1	
POZ.	POPIS					HMOT. (kg)	MNOŽ.
1	SANĚ					1110,97	1
2	TĚLESO VEDENÍ					216,20	2
3	PINOLA						2
4	VĚŽ					126,16	2
5	TĚLESO ZDVIHU					25,93	2
6	TĚLESO VÁLEČKOVACÍ HLAVICE					24,49	2
7	VÁLEČEK VYHLAZOVACÍ					14,30	1
8	TALÍŘOVÁ PRUŽINA					13,20	10
9	KRYCÍ PLECH HORNÍ					10,80	1
10	VÁLEČEK TVÁŘECÍ					9,09	1
11	KRYCÍ PLECH BOČNÍ					7,64	2
12	LIŠTA DOLNÍ					7,45	2
13	LIŠTA BOČNÍ					7,07	2
14	ŠNEKOVÉ KOLO 1					6,79	2
15	PŘÍRUBA NATÁČENÍ					4,11	2
16	ŠNEK 1					3,87	2
17	PŘÍRUBA UPNUTÍ					3,73	2
18	OSA					2,86	2
19	ŠNEKOVÉ KOLO 2						2
20	ŠNEK 2						2
21	MATICE					0,21	16
22	VÍČKO					0,17	2
23	LOŽISKO SKF 22312 E					2,95	2
24	LOŽISKO SKF 6210					0,46	2
25	LOŽISKO 81208 TN					0,25	1



CAD 1		Datum / Date		Jmeno / Name		 <p>FAKULTA STROJNI ZAPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI</p> <p><small>Vsechna práva vyhrazena / All rights reserved</small></p>
Kreslil / Drawn by		25.7.2020		Martin Beber		
Přezkoušel / Checked by						
Schválil / Approved by						
Index změny	Popis změny / change description	Schvál. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznámka / Note:	
 Tolerance / Tolerovani ISO 128 ISO 8015 ISO 2768mK	Soubor-model / ASM-file		Projekt / Project:		DP	Meritko / Scale 1 : 10
	<input type="checkbox"/> ležkovad <input type="checkbox"/> zdřazen		C. sestavy / Assembly No.			
	Soubor-vykres / DRW-file		C. hmot. sestavy		3895 kg	
<input type="checkbox"/> ležkovad <input type="checkbox"/> zdřazen		Rev.		Cislo vykresu / Drawing No.		Format
Název / Title VALECKOVACI ZARIZENI KUSOVNIK				KKS_DP_001		A4
		List / sheet no. 2		Pocet listu / sheets 4		

4

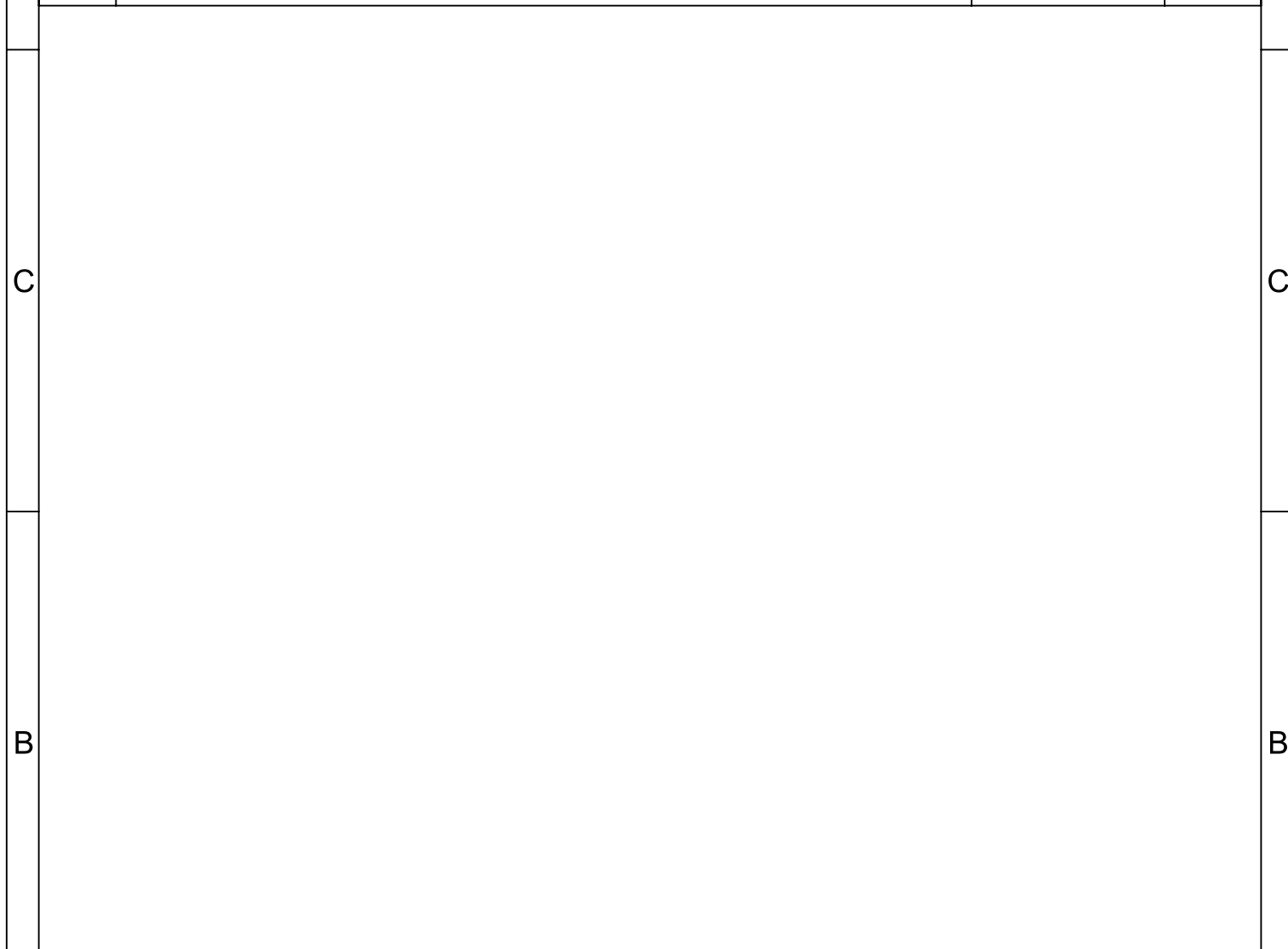
3

2

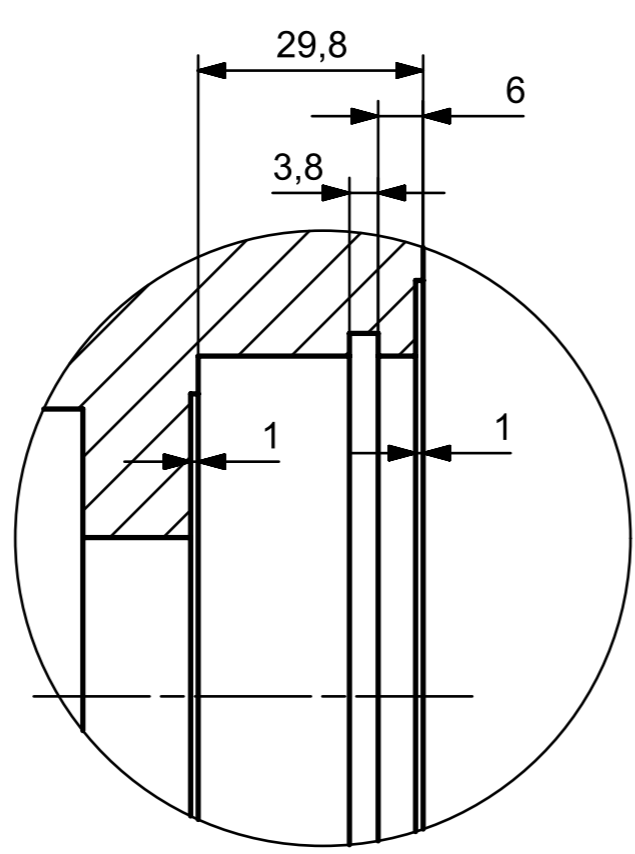
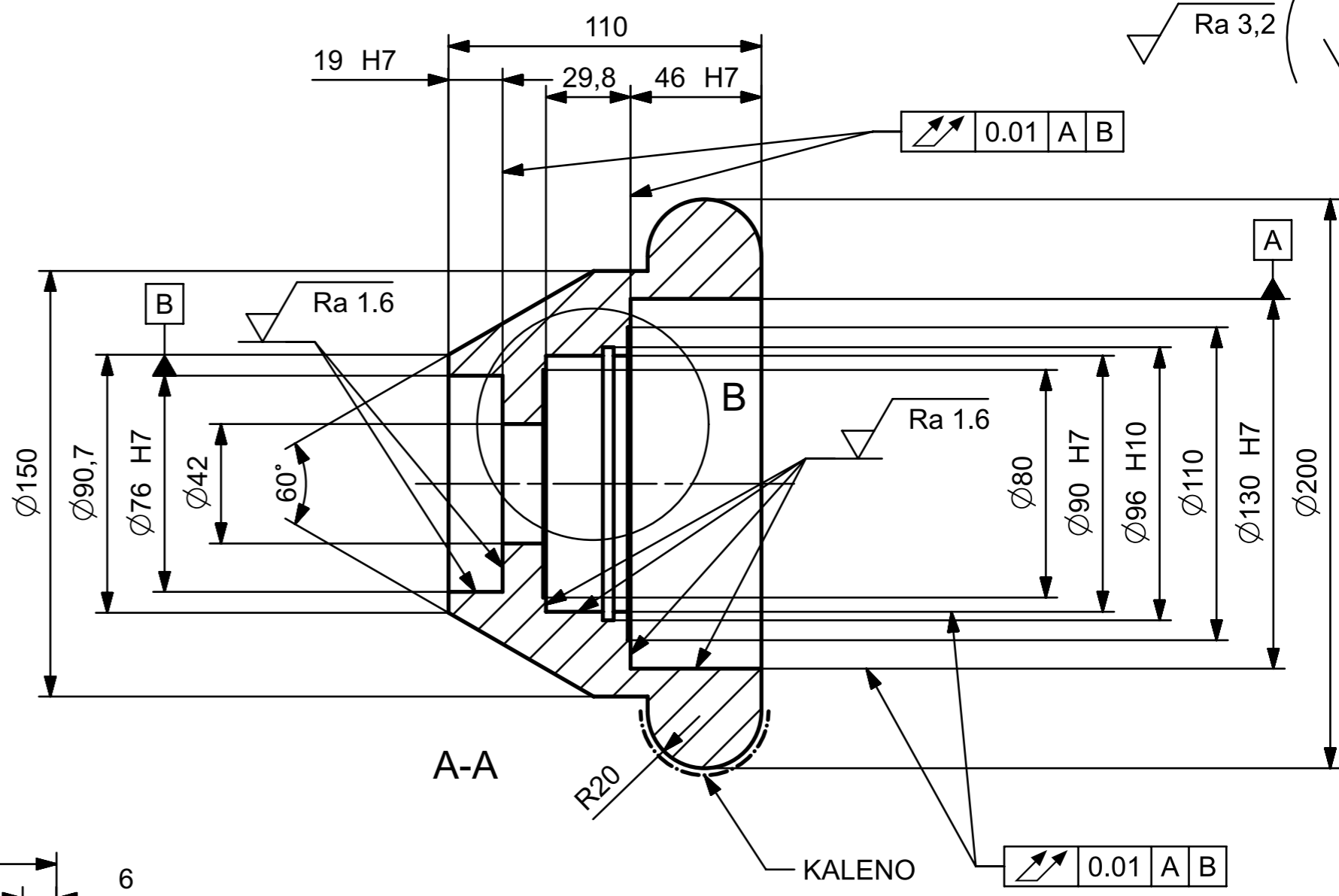
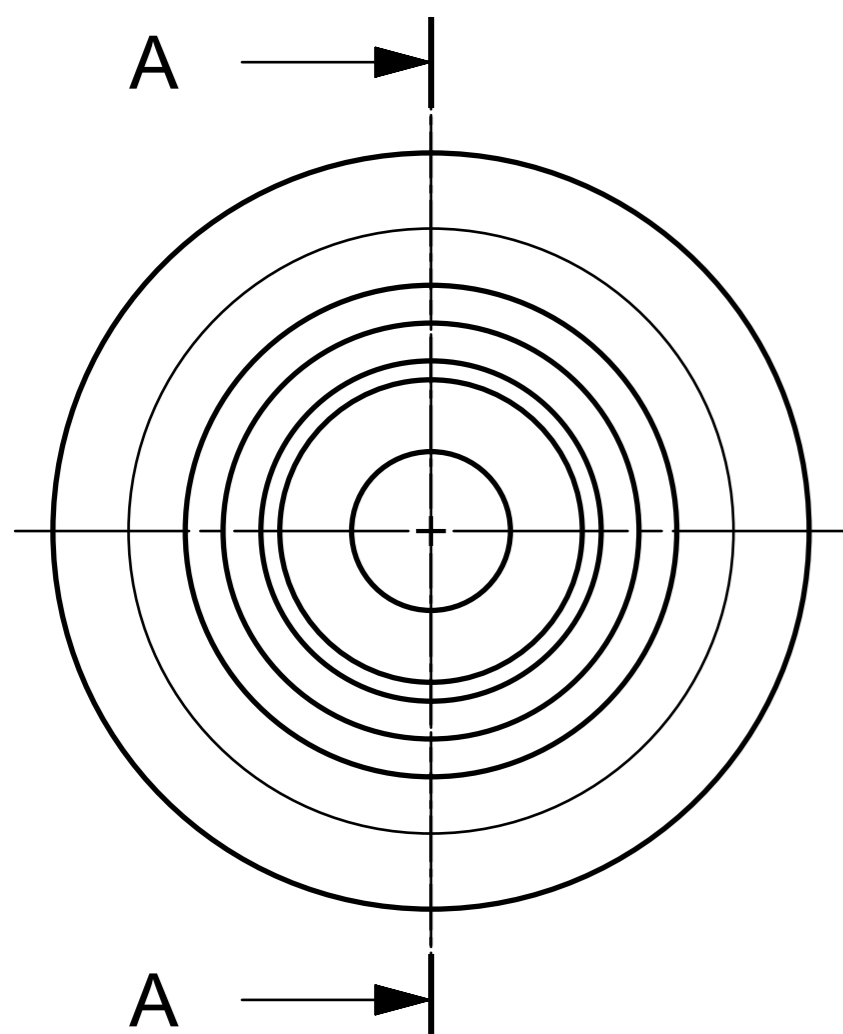
1

4		3		2		1	
POZ.	POPIS			HMOT. (kg)	MNOŽ.		
25	LOŽISKO SKF 81208 TN			0,25	1		
26	PODLOŽKA 6			-	36		
27	PODLOŽKA 8			-	52		
28	PODLOŽKA 10			-	28		
29	PODLOŽKA 16			0,01	8		
30	PODLOŽKA 24			0,03	12		
31	ŠROUB M3X16			-	34		
32	ŠROUB M6X10 - 8.8			-	36		
33	ŠROUB M6X30			0,01	16		
34	ŠROUB M8X25			0,01	28		
35	ŠROUB M8X40			0,02	24		
36	ŠROUB M8X45			-	16		
37	ŠROUB M10X20 - 10.9			0,03	68		
38	ŠROUB M10X35			0,03	28		
39	ŠROUB M16X50 - 10.9			0,11	8		
39	ŠROUB M16X50 - 10.9			0,10	8		
40	ŠROUB M24X35 - 12.9			0,24	12		
41	POJISTNÝ KROUŽEK 45			0,01	2		
42	POJISTNÝ KROUŽEK 90			0,05	2		
44	HIRTH RING ROHM 400 -120			5,71	4		
45	PŘEVODOVKA WITTENSTEIN TP 050S-MF1-4-0I1-2S			26,42	2		
46	SERVOPOHON BOSCH REXROTH MSK101E-0200-FN			-	2		
47	PASTOREK WITTENSTEIN RMW 300-444-21G0-055			2,15	2		
48	VALIVÁ JEDNOTKA INAFAG RUS26126			0,96	4		
48	KOLIK_9			0,01	16		
CAD 1	Datum / Date		Jmeno / Name		 <p>FAKULTA STROJNI ZAPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI</p> <p><small>Vsechna práva vyhrazena / All rights reserved</small></p>		
Kreslil / Drawn by	25.7.2020		Martin Beber				
Prozkoušel / Checked by							
Schválil / Approved by							
Index změny	Popis změny / change description	Schvál. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznámka / Note:		
A	 Tolerance / Tolerování ISO 128 ISO 8015 ISO 2768mK	Soubor-model / ASM-file		Projekt / Project: DP		Měřítko / Scale	
		<input type="checkbox"/> le <input type="checkbox"/> kovad <input type="checkbox"/> za <input type="checkbox"/> zen <input type="checkbox"/>		C. sestavy / Assembly No.		1 : 10	
		Soubor-vykres / DRW-file		C. hmot. sestavy / 3895 kg			
		<input type="checkbox"/> le <input type="checkbox"/> kovad <input type="checkbox"/> za <input type="checkbox"/> zen <input type="checkbox"/>		Císlo vykresu / Drawing No.		Format	
Název / Title				Rev.	Císlo vykresu / Drawing No.		Format
VALECKOVACÍ ZARÍZENÍ					KKS_DP__001		A4
KUSOVNIK					List / sheet no. 3	Počet listů / sheets 4	
4		3		2		1	



4		3		2		1	
POZ.	POPIS			HMOT. (kg)	MNOŽ.		
49	VALIVÁ JEDNOTKA INAFAG RUS19105			0,39	12		
50	T SPOJKA T06SCF			0,13	2		
51	CLAMP			0,12	9		
52	PÍSTNÍ TĚSNĚNÍ K735-X50X36X9			0,07	8		
53	ARETAČNÍ ČEP K0338 1206			0,06	4		
54	HYDROMOTOR 125 - 550			71,60	2		
55	HYDRAULICKÝ AGREGÁT			1,28	1		

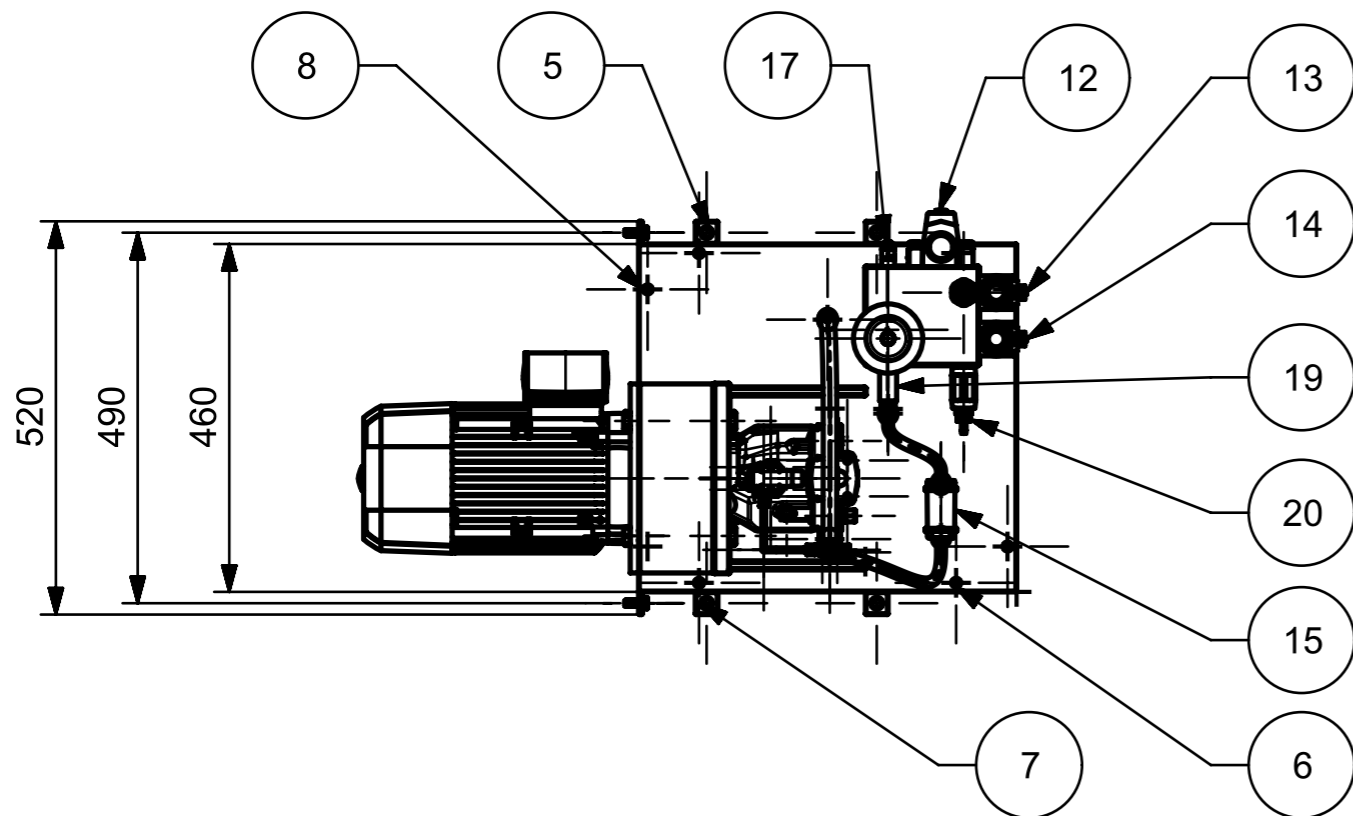
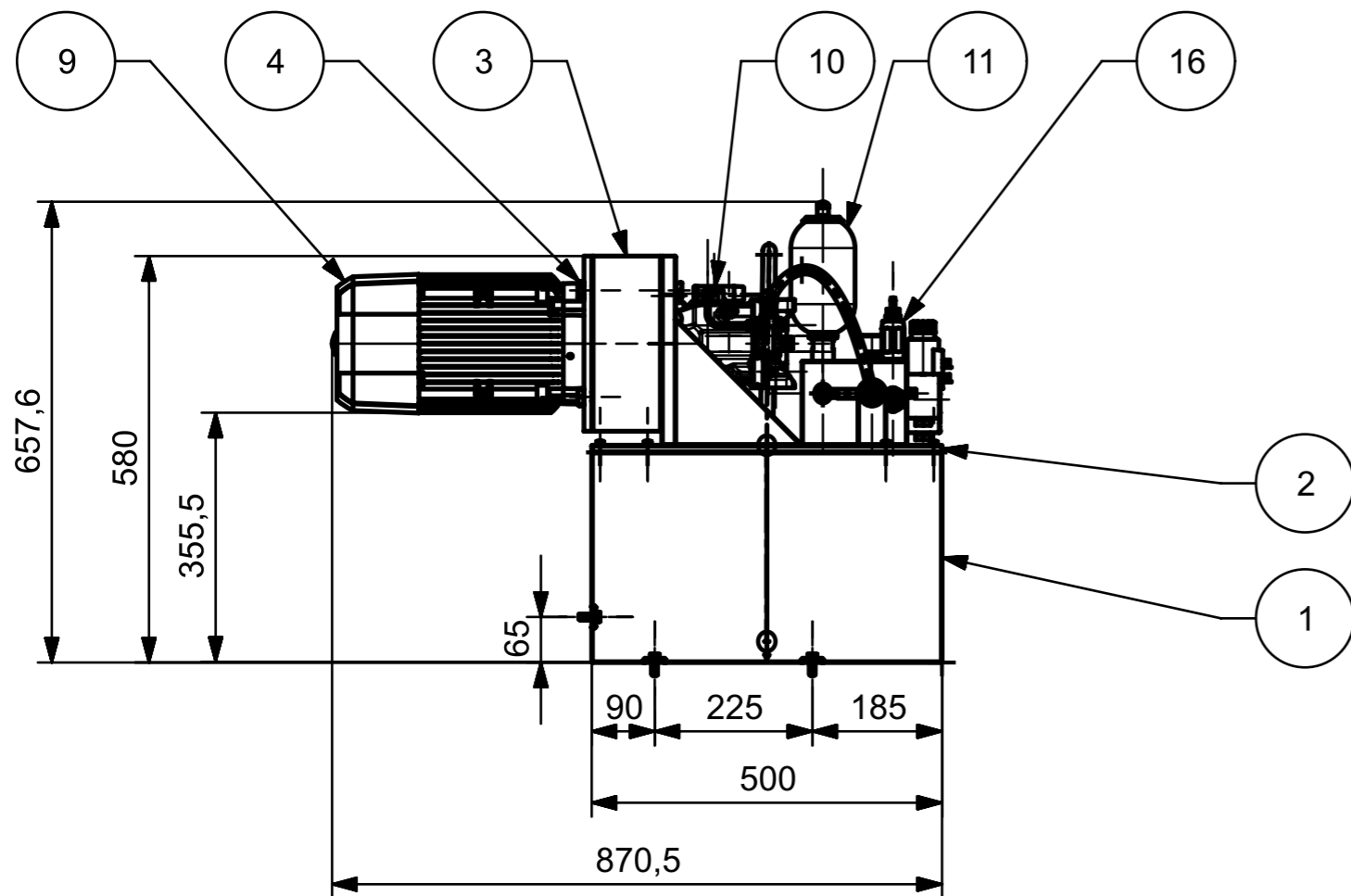


CAD 1		Datum / Date		Jmeno / Name		 <p>FAKULTA STROJNI ZAPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI</p> <p><small>Vsechna práva vyhrazena / All rights reserved</small></p>
Kreslil / Drawn by		25.7.2020		Martin Beber		
Překoušel / Checked by						
Schválil / Approved by						
Index změny	Popis změny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznámka / Note:	
 Tolerance / Tolerování ISO 128 ISO 8015 ISO 2768mK	Soubor-model / ASM-file		Projekt / Project:		DP Meritko / Scale 1 : 10	
	<input type="checkbox"/> le <input type="checkbox"/> kovad <input type="checkbox"/> za <input type="checkbox"/> zen <input type="checkbox"/>		C.sestavy / Assembly No.			
	Soubor-vykres / DRW-file		C.hmot.sestavy		3895 kg	
<input type="checkbox"/> le <input type="checkbox"/> kovad <input type="checkbox"/> za <input type="checkbox"/> zen <input type="checkbox"/>		Rev.		Císlo vykresu / Drawing No.		
Nazev / Title VALECKOVACÍ ZARÍZENÍ KUSOVNIK				KKS_DP_001 List / sheet no. 4 Pocet listu / sheets 4		
4		3		2		1





TVÁŘECÍ PLOCHU VÁLEČKU KALIT 62-64 HRC

10	KR 210-120	/	9,090	KKS_DP_001	-			
Poz.	Nazev - rozmer	Polotovary	Material konecny/vychozí	T.O.	C.hmot.	H.hmot	Císlo vykresu sestavy	Pocet ks.
Pos.	Title - size	Blank	End material/Start material	C.W.	Weight	R.weight	Assembly drawing no.	Quant.
CAD I	Datum / Date		Jmeno / Name		 FAKULTA STROJNI ZAPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI Vsechna práva vyhrazena / All rights reserved			
Kreslil / Drawn by	23.7.2020		Martin Beber					
Průzkoušel / Checked by								
Schválil / Approved by								
Index změny	Popis změny / change description	Schvál. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznámka / Note:			
 Tolerance Tolerovani ISO 128 ISO 8015 ISO 2768mK		Soubor-model / ASM-file Kladka		Projekt Project: DP		Meritko Scale 1:2		
		Soubor-vykres / DRW-file Kladka		Cestovny / Assembly No. KKS_DP_001				
Nazev / Title VALECEK TVARECI VYROBNÍ VYKRES				Rev. Císlo vykresu / Drawing No. KKS_DP_002		Format A3		
				List / sheet no. 1		Pocet listu / sheets 1		



20	KONCOVKA 3D082-8-4		3
19	ZPĚTNÝ VENTIL S6A00-10420J3		1
17	PŘEPOUŠTĚCÍ VENTIL DBDS 4 K1X 200V		1
16	ŠKRTÍCÍ VENTIL MK 6 G 1X		2
15	HYDRAULICKÝ FILTR REXROTH F4W6		1
14	VENTIL SMĚROVÝ SEDLOVÝ M-3SED 6 CK1X 350CG24K4		1
13	VENTIL SMĚROVÝ SEDLOVÝ M-3SED 6 UK1X 350CG24K4		1
12	TLAKOVÝ REDUKČNÍ VENTIL REXROTH DR 10-5-4X/100YMV		1
11	AKUMULÁTOR EHV 10		1
10	ČERPADLO BOSCH AA10VSO-18		1
9	ELEKTROMOTOR SIEMENS 1AL132S-4		1
8	PODLOŽKA 6	CSN EN ISO 7089	8
7	PODLOŽKA 8	CSN EN ISO 7089	6
6	ŠROUB M6X20 - 8.8	CSN EN ISO 4017	8
5	ŠROUB M8X25 - 8.8	CSN EN ISO 4017	6
4	ŠROUB M14X60 - 8.8	CSN EN ISO 4017	8
3	SPOJKA	SPVS1-01-03	1
2	BLOK	SPVS1-01-02	1
1	NADRZ	SPVS1-01-01	1
POZ.	NÁZEV - OZNAČENÍ	VÝKRES/NORMA/M ATERIÁL	MNOŽ.

CAD I	Datum / Date	Jmeno / Name	 FAKULTA STROJNÍ ZAPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI <small>Vsechna práva vyhrazena / All rights reserved</small>	
Kreslil / Drawn by	19.07.2020	MARTIN BEBER		
Průzkoušel / Checked by				
Schválil / Approved by				
Index změny	Popis změny / change description	Schvál. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature
 Tolerance / Tolerování ISO 128 ISO 8015 ISO 2768mk	Soubor-model / ASM-file hydraulicky_obvod		Projekt / Project:	Meritko / Scale 1:10
	Soubor-vykres / DRW-file hydraulicky_obvod		C. sestavy / Assembly No.	
Název / Title HYDRAULICKÁ JEDNOTKA		Rev. 0	Císlo vykresu / Drawing No. SPVS1-01	Format A3
			List / sheet no. 1	Pocet listu / sheets 1