

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: Stavba výrobních strojů a zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Převodovka pohonu vertikálního odstředivého čerpadla hasicího
systému

Autor: Bc. Jakub Václavík
Vedoucí práce: Doc. Ing. Jaroslav Krátký, Phd.

Akademický rok 2016/2017

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
Fakulta strojní
Akademický rok: 2016/2017

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Jakub VÁCLAVÍK**
Osobní číslo: **S14N0059K**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení**
Název tématu: **Převodovka pohonu vertikálního odstředivého čerpadla
hasičského systému**
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Základní požadavky:

Zpracování výpočtů a konstrukce planetové převodovky pro vertikální čerpadla. Využití dvojité šikmé ozubení dle konstrukce Wikov. Zpracování výpočtů pro 3 různé převody dle zadání. Převodovka bude opatřena přírubou pro přímé uchycení motoru. Převodovka musí obsahovat zpětnou brzdu dimenzovanou na 100% jmenovitého M_k v opačném směru. Převodovka musí být osazena axiálním ložiskem pro zachycení sil od čerpadla.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Vypracování konstrukčního návrhu včetně systémové specifikace a variant koncepčních návrhů, výběr optimálního.
2. Zjištění klíčových vlastností konstrukčního návrhu s potřebnými technickými výpočty a hodnocením.
3. Vypracování potřebné technické dokumentace.
4. Komplexní hodnocení navrženého řešení.

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Rozsah kvalifikační práce: **50-70 stran A4**
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**
Seznam odborné literatury:

HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojního inženýra. Brno: Computer press, 1999

AMERICAN NATIONAL STANDARDS INSTITUTE AGMA 6023-A88 Ser. USA: American Gear Manufactures Assn, 1989

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

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Jaroslav Krátký, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů
Konzultant diplomové práce: **Ing. Adam Štekl**
WIKOV Gear, s.r.o., Plzeň

Datum zadání diplomové práce: **19. září 2016**
Termín odevzdání diplomové práce: **2. června 2017**



Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan



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

V Plzni dne 19. září 2016

Prohlášení o autorství

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

V Plzni dne:

.....

Podpis autora

Autorská práva

Podle zákona o právu autorském. č.35/1965 Sb. (175/1996 Sb. ČR) § 17 a Zákona o vysokých školách č. 111/1998 Sb. je využití a společenské uplatnění výsledků diplomové práce, včetně uváděných vědeckých a technických poznatků nebo jakékoli nakládání s nimi možné pouze na základě autorské smlouvy za souhlasu autora, společnosti Wikov Gear s.r.o. se sídlem v plzni a Fakulty strojní Západočeské univerzity v Plzni.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Bc. Václavík	Jméno Jakub	
STUDIJNÍ OBOR	N2301 Stavba výrobních strojů a zařízení		
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Krátký, Phd.	Jméno Jaroslav	
PRACOVISŤE	ZČU - FST – KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Převodovka pohonu vertikálního odstředivého čerpadla hasicího systému		

FAKULTA	Strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2017
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	180	TEXTOVÁ ČÁST	150	GRAFICKÁ ČÁST	30
---------------	-----	---------------------	-----	----------------------	----

STRUČNÝ POPIS	Tato diplomová práce pojednává o průmyslových převodovkách a jejich použití pro pohon vertikálních čerpadel hasicích systémů. Hlavní část práce je zaměřena na výpočet a konstrukční návrh vertikální planetové převodovky s dvojitě šikmým ozubením. Součástí práce je návrh mazacího systému a ekonomické zhodnocení výrobních nákladů.
KLÍČOVÁ SLOVA	Průmyslové převodovky, planetové převodovky, vertikální čerpadla, výpočet ozubení, výpočet hřídelí, výpočet ložisek, dvojitě šikmé ozubení, ekonomické zhodnocení, MKP, CAD, Kisssoft, Kisssys, Wikov

SUMMARY SHEET OF DIPLOMA THESIS

AUTHOR	Surname Bc. Václavík		Name Jakub	
FIELD OF STUDY	N2301 -Mechanical Engineering - Design of Manufacturing Machines and Equipment			
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Krátký, Phd.		Name Jaroslav	
INSTITUTION	ZČU - FST – KKS			
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable	
TITLE OF THE WORK	Gearbox for drive of vertical pump of firefighting systém			

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2017
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	180	TEXT PART	150	GRAPHICAL PART	30
----------------	-----	------------------	-----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION	This diploma thesis refers about industrial gearboxes and their use for vertical pump drive systems. Main part of thesis is focused on calculation and design concept of of vertical planetary gearbox with double helical teeth. The thesis also include design of lubrication systema and economical evaluation of gearbox manufacturing costs.
KEY WORDS	Industrial gearboxes, planetary gearboxes (epicyclic), vertical pumps, gear rating calculation, shaft calculation, bearing calculation, double helical gearing, economic conclusion, FEM, CAD, Kisssoft, Kisssys, Wikov

Poděkování

Děkuji všem pracovníkům KKS FST ZČU, kteří mi s touto prací radili, a především pak panu Doc. Ing. Krátkému Phd. za jeho ochotu a udělené rady při naší spolupráci. Dále děkuji konzultantovi zadávající firmy Ing. Šteklovi. Dále děkuji firmě Wikov Gear s.r.o. za poskytnutí pomoci a podkladů, potřebných k vypracování této práce.

Obsah

Seznam obrázků	11
Seznam příloh.....	13
1 Cíle práce.....	15
2 Představení společnosti Wikov Gear s.r.o.....	15
3 Rešerše	16
3.1 Průmyslové převodovky.....	16
3.1.1 Funkce převodovek.....	16
3.1.2 Typy převodovek	17
3.1.2.1 Čelní převodovky	17
3.1.2.2 Kuželové převodovky.....	18
3.1.2.3 Kuželo-čelní převodovky	19
3.1.2.4 Šnekové převodovky	20
3.1.2.5 Planetové převodovky	21
3.2 Vertikální čerpadla	26
4 Rozbor zadání.....	28
4.1 Upřesnění zadání	28
4.2 Současné řešení firmy Wikov	28
4.2.1 Čelní vertikální převodovky firmy Wikov.....	28
4.2.2 Kuželové vertikální převodovky firmy Wikov	29
4.3 Variantní návrh.....	30
5 Konstrukční návrh.....	32
5.1 Technické parametry	32
5.2 Konstrukce převodovky	33
5.2.1 Zátěžné stavy převodovky:	34
5.2.2 Popis funkce převodovky.....	34
5.3 Výpočtový model	35
5.4 Výpočet ozubení.....	36
5.5 Konstrukční návrh planetového kola a čepu	39
5.5.1 Výpočet planetových ložisek	39
5.5.2 Výpočet planetového čepu.....	41

5.5.3	Výpočet šroubů planetového kola.....	42
5.6	Konstrukční řešení centrálního pastorku.....	44
5.6.1	Výpočet hřídele centrálního pastorku	44
5.6.2	Výpočet podélných kolíků	45
5.6.3	Návrh KM matice	45
5.6.4	Výpočet drážkování	45
5.7	Konstrukční řešení vstupní hřídele.....	46
5.7.1	Výpočet vstupní hřídele	47
5.7.2	Výpočet ložisek vstupní hřídele.....	47
5.7.3	Výpočet per vstupního čepu.....	48
5.7.4	Výběr zpětné brzdy	48
5.8	Konstrukční řešení unášeče	48
5.8.1	Výpočet podélných kolíků unášeče.....	49
5.8.2	Výpočet hřídele unášeče	49
5.8.3	Výpočet ložisek unášeče	50
5.8.4	Výpočet per výstupního čepu.....	51
5.8.5	MKP výpočet unášeče.....	51
5.8.5.1	Definice okrajových podmínek	51
5.8.5.2	Zasíťování.....	52
5.8.5.3	Napětí	53
5.9	MKP výpočet skříně.....	54
5.9.1	Nominální zátěžný stav	54
5.9.1.1	Definice okrajových podmínek	54
5.9.1.2	Zasíťování modelu.....	55
5.9.1.3	Deformace	56
5.9.1.4	Napětí	57
5.9.2	Zátěžný stav s rázovou silou	58
5.9.2.1	Okrajové podmínky	58
5.9.2.2	Deformace	59
5.9.2.3	Napětí	59
5.10	Návrh mazacího systému	60
5.10.1	Vyhodnocení ztrát a účinnosti.....	61

5.10.2	Průtoky mazanými místy	61
6	Výpočet alternativních převodů	64
6.1	Podmínky výpočtu.....	64
6.2	Výpočet pro převod 3,687	64
6.3	Výpočet pro převod 7,687	65
7	Ekonomické hodnocení	67
8	Závěr.....	69
9	Bibliografie.....	70

Seznam obrázků

Obrázek 2-1: Logo společnosti Wikov	15
Obrázek 3-1: Čelní převodovka (6).....	17
Obrázek 3-2: Kuželová jednostupňová převodovka (14).....	18
Obrázek 3-3: Kuželočelní dvoustupňová převodovka (13)	19
Obrázek 3-4: Šneková jednostupňová převodovka (7).....	20
Obrázek 3-5: Planetová jednostupňová převodovka (8).....	21
Obrázek 3-6: Sdružené planetové uspořádání (1).....	22
Obrázek 3-7: Jednoduché planetové uspořádání (1).....	22
Obrázek 3-8: Složené planetové uspořádání (1)	22
Obrázek 3-9: Schéma planetové převodovky s planetárním uspořádáním (1)	23
Obrázek 3-10: Plovoucí člen s jednou spojkou (1).....	25
Obrázek 3-11: Plovoucí člen se dvěma spojkami (1).....	26
Obrázek 3-12: Příklady vertikálních čerpadel (2).....	26
Obrázek 3-13: Detail rotoru axiálního turbínového čerpadla (9).....	27
Obrázek 4-1: Sschéma uspořádání pohonu	28
Obrázek 4-2: Současná koncepce převodovek C1VX	29
Obrázek 4-3: Současná koncepce převodove FI - FI	30
Obrázek 4-4: Graf výsledků technicko-ekonomického hodnocení.....	31
Obrázek 5-1: Momentová křivka vertikální pumpy.....	32
Obrázek 5-2: 3D model převodovky.....	33
Obrázek 5-3: Grafické zobrazení výpočtového modelu.....	35
Obrázek 5-4: Kinematické schéma výpočtového modelu.....	36
Obrázek 5-5: Zobrazení zubové mezery centrálního pastorku a korunového kola.....	37
Obrázek 5-6: Model planetového kola.....	39
Obrázek 5-7: Schéma toroidního ložiska SKF (10)	40
Obrázek 5-8: Výpočtový model a grafické vyhodnocení výsledků deformace a napětí planetového kola	41
Obrázek 5-9: Výsledky pro kontaktní tlak.....	43
Obrázek 5-10: Okrajové podmínky MKP výpočtu planetového kola.....	43
Obrázek 5-11: Model centrálního pastorku.....	44
Obrázek 5-12: Výpočtový model a grafické zobrazení napětí v centrálním pastorku.....	44

Obrázek 5-14: Kulový podélný profil při pohledu na bok zubu a podélná soudečkovitost (crowning) (11)	46
Obrázek 5-14: Profil drážkování při pohledu z čela	46
Obrázek 5-15: Model sestavy vstupní hřídele	46
Obrázek 5-16: Výpočtový model a grafické zobrazení napětí ve vstupní hřídeli	47
Obrázek 5-17: Princip funkce zpětné brzdy (12)	48
Obrázek 5-18: Sestava unášeče	49
Obrázek 5-19: Výpočtový model a grafické zobrazení napětí v tělese unášeče	50
Obrázek 5-20: Graf vlivu axiálního zatížení na životnost ložiska SKF 29348	51
Obrázek 5-21: Okrajové podmínky	52
Obrázek 5-22: Zasítování unášeče	52
Obrázek 5-234: Napětí v tělese unášeče	53
Obrázek 5-24: Definice okrajových podmínek	54
Obrázek 5-25: Definice okrajových podmínek	55
Obrázek 5-26: Zasítování	55
Obrázek 5-27: Deformace skříně	56
Obrázek 5-28: Deformace skříně detail	56
Obrázek 5-29: Napětí ve skříně	57
Obrázek 5-30: Napětí ve skříně detail	57
Obrázek 5-31: Definice okrajových podmínek	58
Obrázek 5-32: Deformace skříně	59
Obrázek 5-33: Napětí ve skříně	59
Obrázek 5-34: Schéma rozvodů oleje	62
Obrázek 5-35: Schéma obdenného mazacího agregátu	63
Obrázek 5-36: Detail rozvodů oleje v unášeči	63

Seznam příloh

Příloha č.1 – Výpočet ozubení	71
Příloha č.2 – Výpočet planetového kola	83
Příloha č.3 – Výpočet koaxiálních hřídelí.....	98
Příloha č.4 – Výpočet drážkování	135
Příloha č.5 – Výpočet předepjatého spoje planety	137
Příloha č.6 – Výpočet per unášeče	142
Příloha č.7 – Výpočet per vstupní hřídele	146
Příloha č.8 - Výkres: centrální pastorek - č.v.: DP_KKS_VD001	volně
Příloha č.9 - Výkres: sestava centrálního pastorku - č.v.: DP_KKS_VS001	volně
Příloha č.10 - Výkres: těleso unášeče - č.v.: DP_KKS_VS002... ..	volně
Příloha č.11 - Výkres: sestava unášeč - č.v.: DP_KKS_VS003	volně
Příloha č.12 - Výkres: vertikální planetová převodovka - č.v.: DP_KKS_VS005	volně

Použité veličiny a jejich jednotky

NÁZEV VELIČINY	ZNAČKA VELIČINY	MEZINÁRODNÍ ZNAČKA JEDNOTKY
Prostor a čas ČSN ISO 31 – 1 01 1300		
úhel, (rovinný úhel)	α, β	° (stupeň)
Délka	L	mm
Poloměr	R, r	
Průměr	D, d	
Šířka	B	
Plocha	S	m ²
Objem	V	m ³
gravitační zrychlení	g	m/s ²
Mechanika ČSN ISO 31 – 3 01 1300		
Hmotnost	m	Kg
Hustota	ρ	kg/m ³
Moment setrvačnosti	I	kg.m ²
Síla	F	N
Moment kroucí	Mk	N . m
Tlak	p	MPa
normálové napětí	σ	
smykové napětí	τ	
modul pružnosti v tahu	E	
Výkon	P	kW
Účinnost	η	bezrozměrný
Teplo ČSN ISO 31 – 4 01 1300		
Celsiova teplota	t	°C
Různé Další zdroje a konvence		
Počet zubů centrálního pastorku	Zcp	bezrozměrný
Počet zubů planetového kola	Zpl	
Počet zubů korunového kola	Zkk	
Převodový poměr	i	min ⁻¹
Otáčky centrálního pastorku	n _{cp}	
Otáčky planetového kola	n _{pl}	
Otáčky unášeče	n _u	
Otáčky korunového kola	n _{kk}	bezrozměrný
Distribuce zatížení	L _f	
Počet planetových kol	N _{pl}	N
Radiální síla	F _R	
Axiální síla	F _{AX}	h
Obvodová síla	F _o	
Životnost ozubení	Lh	° (stupeň)
Modifikovaná životnost ložisek	Lnmh	
Úhel záběru	α	
Úhel stoupání šroubovice ozubení	β	

1 Cíle práce

Tato práce vznikla na základě potřeby vytvořit řadu planetových převodovek s dvojitě šikmým ozubením pro vertikální čerpadla jako alternativu k čelním a kuželovým vertikálním převodovkám.

Cílem práce je navrhnout konstrukční řešení takovéto převodovky pro zadané parametry s detailním konstrukčním zpracováním. Dále výpočtově vyřešit toto zadání pro dva další převodové poměry. Snahou bude unifikace dílů pro tyto dva převody.

Převodovka ponese vertikální asynchronní elektromotor, bude osazena zpětnou brzdou a axiálním ložiskem pro zachycení axiálních sil od vertikální pumpy.

2 Představení společnosti Wikov Gear s.r.o.

Společnost Wikov Gear s.r.o. je výrobce průmyslových převodovek sídlící v Plzni v areálu bývalých Škodových závodů. Wikov Gear je součástí skupiny Wikov Industry zahrnující Wikov Gear, Wikov MGI, Wikov Sázavan a Orbital2.



Obrázek 2-1: Logo společnosti Wikov

Každá ze společností má odlišné zaměření:

- Wikov MGI se zaměřuje spíše na menší převodovky ve větších sériích, např. převodovky pro kolejová vozidla a větrné elektrárny. Disponuje také technologií pro tepelné zpracování.
- Wikov Sázavan se zaměřuje na přesné obrábění strojních součástí a celků a výrobu malých kuželových kol.
- Orbital 2 je konstrukční kancelář zaměřující se na vývoj inovací pro skupinu Wikov. Také se zaměřují na konstrukci planetových převodovek.
- Wikov Gear se zaměřuje na výrobu velkých pomaluběžných průmyslových převodovek spíše kusové (prototypové) a malosériové výroby. Jedná se především o převodovky pro těžbu a zpracování minerálů, hutnictví a metalurgii, cukrovarnictví, chemický průmysl a dopravu surovin. Dále pak na výrobu rychloběžných převodovek především pro chemický průmysl a energetiku. Společnost také vyrábí zubové vyrovnávací spojky.

Základy společnosti Wikov položily roku 1878 pánové Wichterle a Procházka založením společného podniku. Roku 1918 nahradil ve společnosti Procházku pan Kovářik a v té době spojením jmen zakladatelů vzniká společnost Wikov. Po válce byla společnost privatizována a přejmenována na Agrostroj Prostějov.

Značka Wikov pak byla znovu vzkříšena až roku 2004, založením společnosti Wikov Industry a.s.. V té době taktéž vznikla společnost Orbital 2 a odkoupením společnosti ČKD Hronov a.s. firma Wikov MGI a.s. V roce 2005 odkoupila skupina Wikov společnost Škoda Gear (dříve Škoda ozubená kola s.r.o.) a vznikl Wikov Gear s.r.o.. Dalším odkoupením v roce 2012, kdy byli odkoupeny Strojírny Sázavan s.r.o. a přejmenovány na Wikov Sázavan s.r.o., se pak ustanovilo současné složení skupiny Wikov.

3 Rešerše

3.1 Průmyslové převodovky

3.1.1 Funkce převodovek

Převodovka je zařízení, které slouží primárně pro změnu otáček mezi vstupní a výstupní hřídelí a tím i změnu velikosti přenášeného krouticího momentu. V jiných případech může sloužit také pro změnu směru otáčení nebo pro změnu vzájemné polohy vstupní a výstupní hřídele, případně pro překlenutí vzdálenosti mezi stroji.

Základními komponenty každé převodovky (kromě variátorů a třecích převodů) jsou ozubená kola většinou s evolventním profilem zubu. Evolventa je křivka tvořená odvalováním přímky po kružnici. Její výhodou je snadná výroba a dobré záběrové vlastnosti zubů. Používají se však i jiné křivky např.: paloida, cykloida, eloida, cyklo-paloida... .

Krouticí moment se předává z jednoho ozubeného kola na druhé pomocí tvarového styku boků zubů. Rozdílným počtem zubů je pak dosažena změna otáček a krouticího momentu dle převodového poměru. Převodový poměr se spočítá snadno dle následující rovnice, kde $z_{1,2}$ vyjadřuje počet zubů kol, $n_{1,2}$ počet otáček kol a $M_{k1,2}$ krouticí moment příslušných kol, resp. hřídelů, η vyjadřuje účinnost celého převodového stupně. Účinnost jednoho ozubeného soukolí i s ložisky se pohybuje okolo 99 %. Jedná se tedy o velmi účinný mechanismus. Ztráty vznikají v zubovém záběru, v ložiscích a případně vířením okolního vzduchu a lubrikačního média.

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{M_{k2}}{M_{k1} \cdot \eta_{12}} \quad \text{Rovnice 3-1: Výpočet převodového poměru}$$

Pro vícestupňové převodovky lze vypočítat převodový poměr násobením jednotlivých převodů mezi sebou.

$$i_c = i_{12} \cdot i_{34} \dots i_n \quad \text{Rovnice 3-2: Výpočet celkového převodového poměru}$$

Pokud je výsledná hodnota převodového poměru větší než jedna, jedná se o převod do pomala, tedy snížení otáček a nárůst krouticího momentu. V opačném případě, tedy je-li vypočtený převodový poměr menší než jedna, jedná se o převod do rychla, otáčky se tím zvyšují při poklesu krouticího momentu.

Některé převodovky jsou konstruovány tak, že nemají pouze jeden fixní převodový poměr. Namísto toho disponují několika variantami převodového poměru řazenými pomocí spojek

nebo přesuvných kol. U velkých průmyslových převodovek je většinou vzhledem k obtížné synchronizaci otáček jednotlivých hřídelí řazení prováděno pouze za klidu. Řadící mechanismus může být ovládaný ručně, pneumaticky, hydraulicky či elektricky. U velkých převodovek je většinou použito řazení pomocí ručně ovládané páky nebo hydraulickým válcem. U ovládaného řazení se někdy používá natačecí zařízení, které pomalu otáčí jedním z hřídelů převodovky a usnadňuje zařazení přesuvnou zubovou spojkou.

U menších automobilových synchronizovaných převodovek je řazení umožněno i za běhu. Díky řazení je možno dosáhnout většího rozsahu otáček a momentů na výstupu a tak například v případě spalovacích motorů využívat motor stále v optimálním rozsahu otáček.

3.1.2 Typy převodovek

Převodovky se dají rozdělit do několika kategorií podle způsobu vnitřního uspořádání, přenosu zatížení a vzájemné polohy hřídelů.

3.1.2.1 Čelní převodovky

Hlavním rysem čelní převodovky je rovnoběžnost všech hřídelí v celé převodovce. U vícestupňových převodovek lze dosáhnout i koaxiálního uspořádání vstupního a výstupního hřídele. U běžných převodovek pak leží všechny hřídele v jedné dělicí rovině, není to však nutností.



Obrázek 3-1: Čelní převodovka (6)

Jedná se o konstrukčně jednoduchý typ převodovek. Na jednom převodovém stupni se běžně dosahuje převodu až 6, lze však dosáhnout i většího. Větší převod v jednom stupni bývá problematický vzhledem ke snižování průměru pastorku při zachování osové vzdálenosti, či navyšování osové vzdálenosti a průměru kola. Snižování průměru pastorku vede k jeho větším deformacím, zvýšení napětí a zhoršení sezení ozubení v důsledku deformace. Naopak zvýšení osové vzdálenosti a průměru kola zvyšuje hmotnost celku. Mnohdy bývá výhodnější rozdělit jeden velký převod na dva menší.

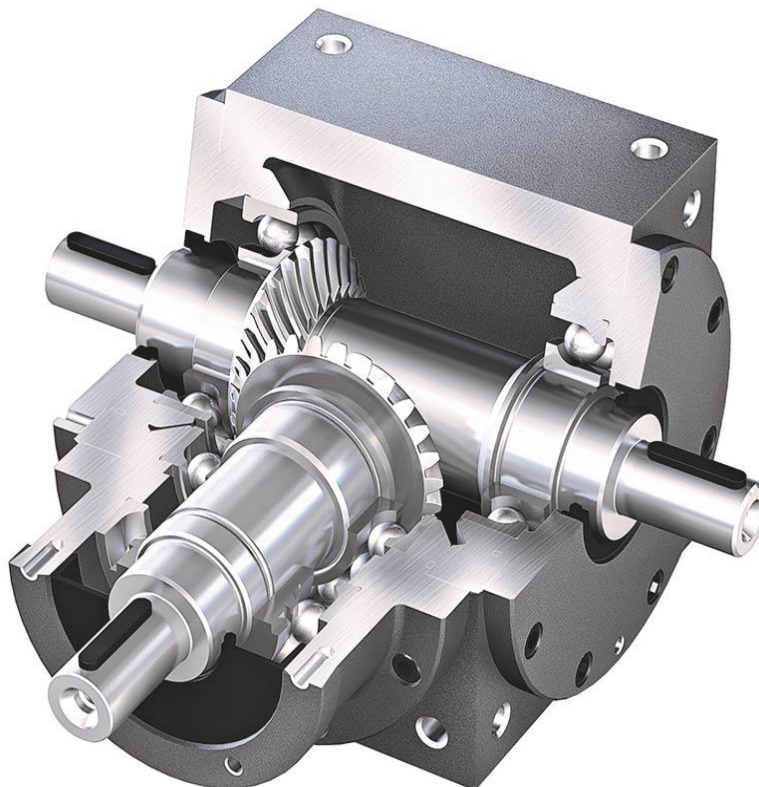
U čelních převodovek lze využít přímé, šikmé i dvojité šikmé ozubení. V praxi se většinou využívá šikmého ozubení pro vyšší únosnost, lepší záběrové podmínky a nižší hlučnost než u přímého. Šikmé ozubení bohužel generuje axiální sílu, kterou je nutno zachytit v ložiscích. Tím klade větší požadavky na únosnost ložisek.

V některých případech se využívá dvojité šikmého ozubení, především pokud je snaha eliminovat axiální síly od ozubení. Pokud je využito dvojité šikmé ozubení, musí vždy zachytávat axiální síly pouze jedna z hřídelí a ostatní musí být axiálně volné. To umožní „naplavání“ ozubení do optimální polohy v důsledku vzniku axiálních sil a rovnoměrné rozdělení přenášeného točivého momentu do obou větví ozubení.

V případě potřeby přenést příliš velké zatížení na krátkou vzdálenost, nebo nedostatku prostoru se také používá dělení výkonu do více větví takzvaný „split torque“. Jedná se o uspořádání, kdy na jednom hřídeli jsou dva pastorky, které zabírají s různými koly na dvou různých hřídelích, obvykle umístěných nad a pod dělicí rovinou. Každý z těchto hřídelů je pak opatřen vlastním pastorkem zabírajícím se společným kolem. Tím je zajištěno sloučení momentů. Tímto lze dosáhnout snížení celkové osové vzdálenosti.

3.1.2.2 Kuželové převodovky

Kuželová převodovka je většinou jednostupňová. Hřídele již nejsou rovnoběžné, zabírají pod určitým úhlem - nejčastěji 90° . Toho se využívá pro spojení dvou různoběžných hřídelí. Ve zvláštním případě, když je pastorek umístěn mimo osu kola, mohou být hřídele i mimoběžné, jedná se pak o tzv. hypoidní soukolí.



Obrázek 3-2: Kuželová jednostupňová převodovka (14)

U kuželového soukolí se nejčastěji používají kola se šikmým ozubením, zlepšují se tím záběrové podmínky a snižuje hluk a vibrace. Výroba dvojité šikmého šípového soukolí je velmi náročná – nepoužívá se.

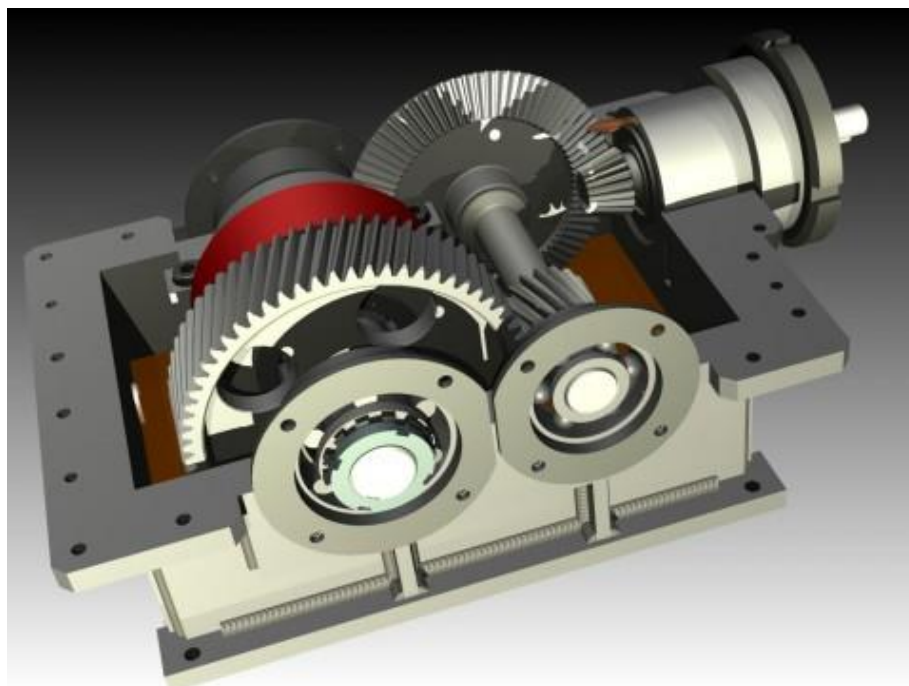
Pastorek bývá většinou umístěn letmo. Při použití ložiska u vrcholu kužele většinou nezůstává místo v prostoru hřídele kola a zároveň většinou není možné vyrobít čep pro ložisko, z důvodu kolize s nástrojem při výrobě ozubení. Z tohoto důvodu je nutno v ložiscích zachytit klopný moment vznikající od radiální síly v ozubení a zároveň značnou axiální sílu způsobenou kuželovitostí kol a zároveň sklonem zubů.

Kolo bývá umístěno na hřídeli uložené na obou koncích. Opět je nutno zachytávat axiální sílu. Využívá se dvou vzájemně předepnutých ložisek, aby se zajistila přesná vzájemná poloha kola a pastorku. Jelikož životnost a únosnost je značně závislá na sezení ozubení a tedy vzájemné poloze.

U kuželových převodovek s pouze jedním směrem otáčení je výhodné volit sklon ozubení tak, aby se kuželová kola při provozu ze záběru vytlačovala, tedy aby axiální síla působila směrem ze skříně převodovky. V opačném případě mají kola snahu se vtahovat do sebe a hrozí vymezení vůlí v ozubení.

3.1.2.3 Kuželo-čelní převodovky

Vychází ze spojení kuželové a čelní převodovky. Převážně se jedná o převodovky se vstupním kuželovým stupněm a dalšími čelními stupni. Jedná se o nejčastěji používaný typ převodovky pro pasové dopravníky.

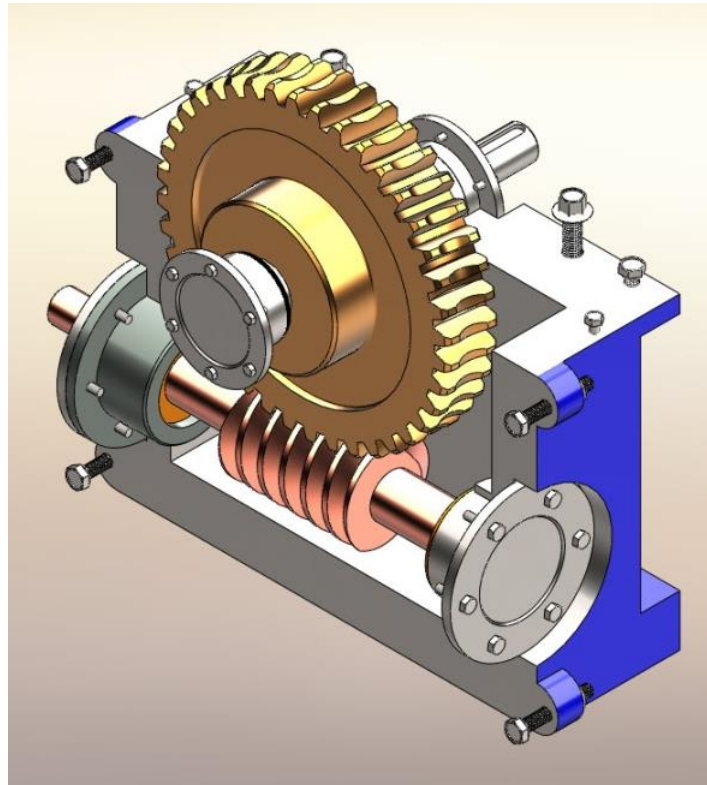


Obrázek 3-3: Kuželočelní dvoustupňová převodovka (13)

3.1.2.4 Šnekové převodovky

Šnekové převodovky jsou převodovky s mimoběžnými hřídeli. Vzájemný úhel os jejich hřídelí je 90° . Vzhledem k nízkému počtu zubů šnekového pastorku tento degraduje z ozubeného kola na evolventní jednochodý až dvanáctichodý závit. Nejčastěji však jednochodý až tříchodý.

Šnekové převodovky jsou optimálním řešením, pro aplikace, kde je nutný hladký chod (ve šnekovém soukolí nevznikají rázy ani vibrace) a dosažení vysokého převodového poměru až 100.



Obrázek 3-4: Šneková jednostupňová převodovka (7)

Šnek i šnekové kolo se vyrábí ve dvou variantách: válcové a globoidní. Výroba Globoidního šneku je náročná a drahá, proto se převážně nepoužívá. Nejčastější variantou je válcový šnek a globoidní šnekové kolo. Výroba globoidního kola není výrazně dražší ani náročnější oproti válcovému. Proto se hojně využívá pro lepší záběrové podmínky a vyšší únosnost.

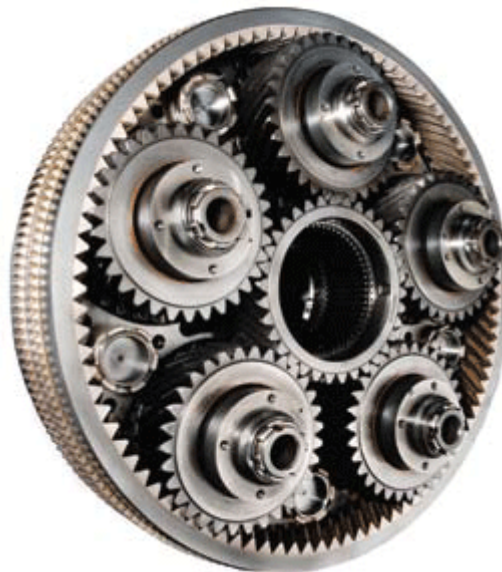
U šnekových převodovek může být za určitých podmínek dosaženo samosvornosti. To znamená, že nelze převodovku pohánět prostřednictvím kola. V praxi je význam takový, že pokud je hnané zařízení připojeno na hřídel kola, nemůže se samovolně roztočit. Toho lze využít například u jeřábů, kde odpadá nutnost použití brzdy.

U šnekových převodovek vzniká značná axiální síla, což zvyšuje nároky na ložiska šnekového pastorku. Ve většině případů se pro její zachycení používají čistě axiální ložiska, v případě obousměrného chodu i dvě axiální ložiska vzájemně předepnutá.

Další nevýhodou je velký podíl smykového tření v ozubení, díky čemuž vznikají výrazné ztráty. Účinnost šnekových převodovek se pohybuje přibližně od 95% do 45% v závislosti na úhlu stoupání šneku, povrchové úpravě ozubení, kluzných podmínkách. Tím se generuje velké množství tepla, které je zapotřebí odvádět. Skříně proto bývají žebrované, někdy i s nuceným prouděním vzduchu, případně s oběhovým mazáním a chladičem v mazacím okruhu.

3.1.2.5 Planetové převodovky

Tyto převodovky budou probrány nejpodrobněji, jelikož je tato diplomová práce zaměřena právě na konstrukci planetové převodovky.



Obrázek 3-5: Planetová jednostupňová převodovka (8)

Planetová převodovka se skládá z centrálního pastorku, planetového kola nebo kol, unášeče a korunového kola. Toto uspořádání zaručuje, že planetová převodovka je vždy koaxiální. Převodovka může fungovat jako diferenciál, pakliže ani jeden z jejích členů není stacionární. Jestliže je jeden člen stacionární, jedná se o převodovku. Její vlastnosti se přímo odvíjí od toho, o který člen jde.

3.1.2.5.1 Pevný prvek převodovek

Stacionární centrální pastorek – uspořádání solární

Stacionární unášeč – uspořádání hvězdné

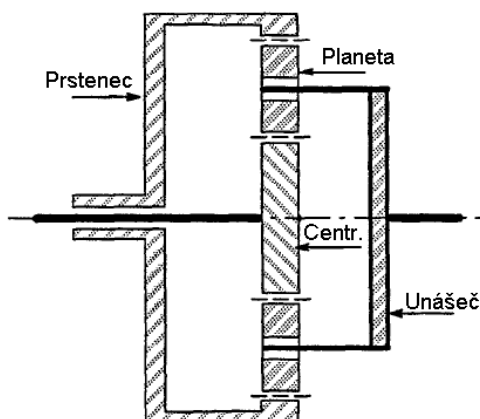
Stacionární korunové kolo – uspořádání planetové

3.1.2.5.2 Základní druhy uspořádání

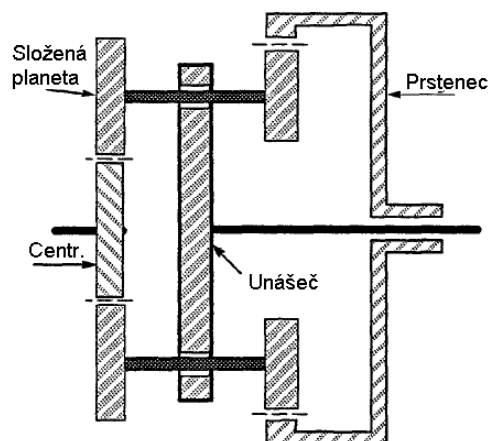
Jednoduché – jedná se o základní druh planetové převodovky skládající se z centrálního pastorku, planet, unášeče a korunového kola.

Složené – u tohoto druhu uspořádání jsou vždy dvě planetová kola spojena na jedné hřídeli. Tímto způsobem lze dosáhnout většího nebo naopak menšího převodového poměru než u jednoduchého uspořádání.

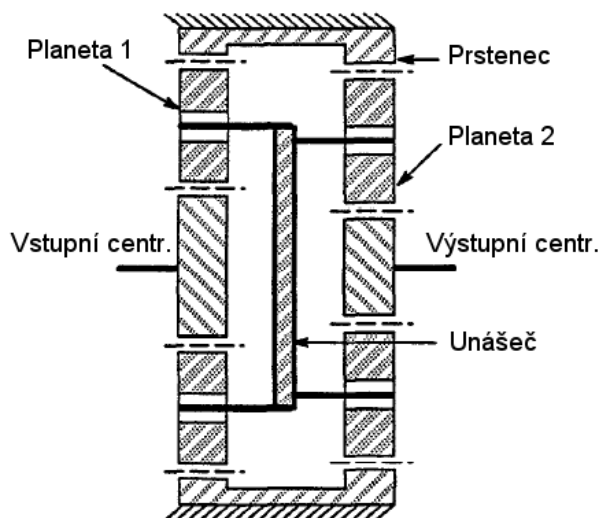
Sdružené – Jedná se o uspořádání nejméně dvou planetových stupňů tak, že dva prvky jsou společné pro oba převody. Na obrázku (Obrázek 3-6) je to např. unášec a korunové kolo.



Obrázek 3-7: Jednoduché planetové uspořádání (1)



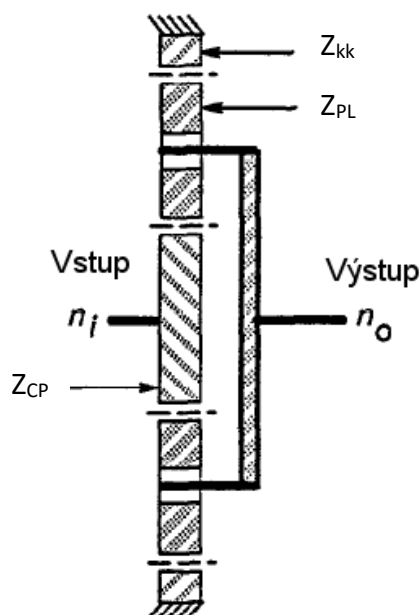
Obrázek 3-8: Složené planetové uspořádání (1)



Obrázek 3-6: Sdružené planetové uspořádání (1)

3.1.2.5.3 Způsob určování převodového poměru planetové převodovky

Určení převodového poměru bude demonstrováno na jednoduchém případě planetové převodovky s planetárním uspořádáním. Tedy se vstupem momentu na centrální pastorek a výstupem z unášeče. Stacionárním členem je korunové kolo.



Obrázek 3-9: Schéma planetové převodovky s planetárním uspořádáním (1)

Určení převodového poměru a rychlostí otáčení rozdělíme do několika kroků. Nejprve si představíme, že je převodový stupeň zablokovaný a určíme směr a rychlost otáčení. V tomto případě by se všechny členy kromě planet otáčely stejnou rychlostí, proto použijeme znak +1 jelikož se jedná o totožnou rychlost a směr otáčení. Otočíme o jednu otáčku. V tuto chvíli jsme neuvažovali stacionární polohu žádného členu.

V druhém kroku předpokládáme, že výstupní člen (unášeč) je aretován. Reakční člen (korunové kolo) poté otočíme o jednu otáčku zpět a sledujeme natočení ostatních členů. V tu chvíli je převodový poměr počet zubů korunového kola dělený počtem zubů centrálního pastorku, protože planetové kolo plní pouze funkci vloženého kola a nepodílí se tedy na změně převodu.

Tabulka pro určení převodového poměru				
Stav/Člen	CP	PL	U	KK
Blokovaný převod	+1	0	+1	+1
Blokovaný unášeč	Z_{KK}/Z_{CP}	$-Z_{KK}/Z_{PL}$	0	-1
Výsledný převod	$1+Z_{KK}/Z_{CP}$	$-Z_{KK}/Z_{PL}$	1	0

Tabulka 3-1: Tabulka pro určení převodového poměru (1)

Superpozicí pak získáme celkový převodový poměr a relativní rychlosti jednotlivých komponent.

Jak je patrné z tabulky, korunové kolo se těmito pohyby otočilo o jednu otáčku vpřed a opět o jednu zpět. Výsledné natočení je tedy nulové a splňuje stacionární požadavek.

Unášeč se otočil o jednu otáčku vpřed v souhlasném směru s centrálním pastorkem, který se během této rotace otočil $(1+z_{kk}/z_{cp})$ krát. Z toho vyplývá celkový převodový poměr $(z_{cp} + z_{kk})/z_{cp}$.

$$n_u = n_{cp} \cdot \frac{z_{kk}}{z_{cp} + z_{kk}} \quad \text{Rovnice 3-3: Výpočet otáček unášeče (1)}$$

Planetová kola se otáčejí kolem vlastní osy proti směru vstupního pastorku rychlostí n_p .

$$n_p = n_u \cdot \left(\frac{-z_{kk}}{z_{pl}} \right) \quad \text{Rovnice 3-4: Výpočet otáček planetového kola (1)}$$

Převodové poměry a rychlosti pro ostatní konfigurace a uspořádání se určují obdobně.

3.1.2.5.4 Podmínky smontovatelnosti

Jestliže má planetová převodovka více nežli jednu planetu a uvažuje se pravidelné rozmístění planet, je zapotřebí kontrolovat podmínku smontovatelnosti. Ta je pro jednoduchý planetový převod zajištěna, jestliže je součet zubů na centrálním pastorku a zubů korunového kola dělený počtem planet celé číslo.

$$\frac{(z_{kk} + z_{cp})}{N_{pl}} = \text{celé číslo} \quad \text{Rovnice 3-5: Ověření smontovatelnosti (1)}$$

Pro každou variantu vnitřního uspořádání planetové převodovky se tato kontrola provádí dle jiného vztahu. Pokud není dodržena podmínka smontovatelnosti, je nutno rozmístit jednotlivé planety nerovnoměrně čímž, se naruší ideální rozložení sil a dochází k tomu, že jednotlivé páry zubů na různých planetových kolech jsou v různé fázi záběru.

3.1.2.5.5 Rozložení zatížení

U planetového převodu s pouze jednou planetou by byl moment přenášen v plné výši právě přes tuto planetu. Jelikož se ale většinou používají planetové převodovky s více planetami je nutno určit, jaké maximální zatížení může procházet jednou planetou. Vzhledem k výrobním nepřesnostem a deformacím v mechanismu při zatížení je nutno uvažovat, že rozdělení zatížení není ideální. To znamená, že přes každou planetu se může přenášet odlišné zatížení. Tím dochází k přetížení některých planet a naopak k odlehčení jiných. Tento nepoměr v přenášeném výkonu se zohledňuje koeficientem sdílení zatížení viz. následující tabulka.

Přibližný podíl celkového zatížení na jednu planetu dle AGMA								
N_{pl}	1	2	3	4	5	6	7	8
Lf	1	0,58	0,41	0,33	0,27	0,23	0,21	0,19

Tabulka 3-2: Podíl celkového zatížení na jednu planetu (1)

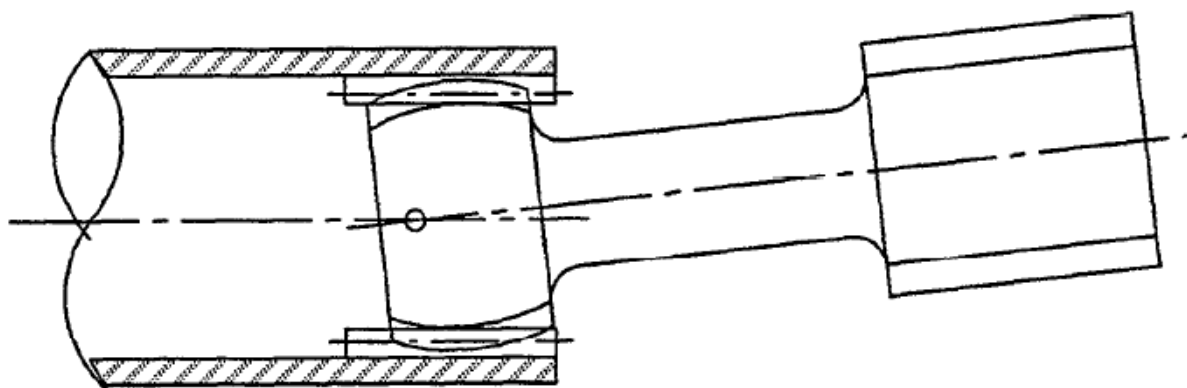
Z této tabulky je patrné, že použití vyššího množství planet nemusí být za každou cenu přínosem.

3.1.2.5.6 Plovoucí člen

Vzhledem k výrobním nepřesnostem je vhodné zachovat jeden ze členů převodu plovoucí. V drtivé většině případů se jedná o centrální pastorek nebo v případě vícečetných planetových převodovek i o unášeč, jelikož je to u nich snáze proveditelné.

Vzhledem k silám v ozubení si pak daný člen radiálně „naplave“. V případě šikmého nebo dvojitě šikmého ozubení pak naplavání proběhne i v axiálním směru. Tím se docílí rovnoměrnějšího rozdělení momentu mezi jednotlivé zubové záběry a dojde ke snížení zatížení. Zároveň se snižuje šance, že se vyskytne zadírání v důsledku vymezení zubové vůle.

Pro naplavání je zásadní použití vnitřních spojek. Používají se zubové spojky se kulovou hlavou, jelikož jsou schopny vyrovnávat úhlové úchyty a axiální dilatace či pohyby.



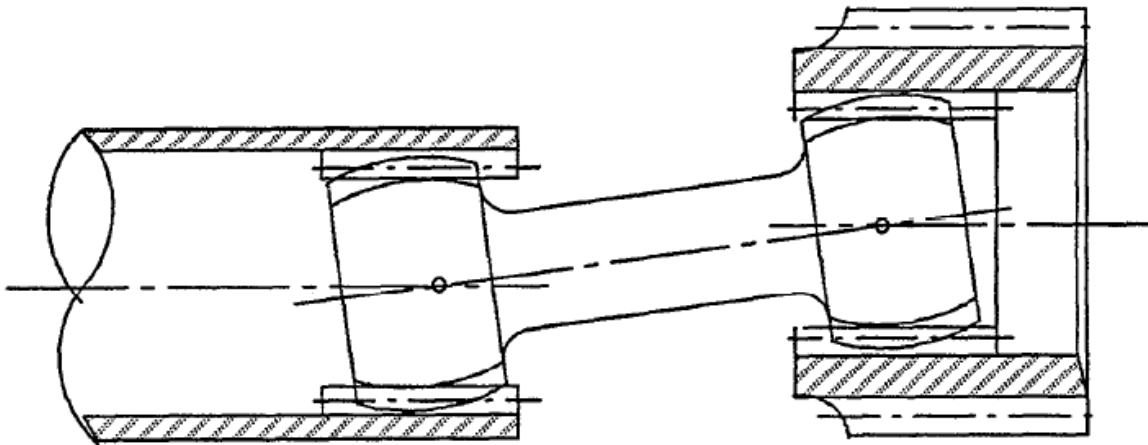
Obrázek 3-10: Plovoucí člen s jednou spojkou (1)

Tím je umožněno například použití centrální pastorku bez ložisek. Radiální poloha centrálního pastorku je v tomto případě zajištěna působením sil v drážkování spojky a zároveň působením sil v zubovém záběru s planetami unášeče, jehož poloha je přesně definována ložisky. Axiální poloha je zajištěna dorazem v náboji spojky a dorazem pastorku, který se opírá o unášeč.

V případě plovoucího unášeče je centrální pastorek uložen v ložiscích. Unášeč je potom vystředěn prostřednictvím radiálních sil od zubových záběrů planet s centrálním pastorkem a korunovým kolem. Axiální poloha je opět zajištěna pomocí dorazů.

Jednoho spojkového ozubení se používá, nepředpokládá-li se velké úhlové vychýlení. Například pokud jsou korunová kola pevně spojena a vzájemně přesně centrována (např. pokud tvoří skříň). Nebo pokud jsou úhlová vychýlení velmi malá (velká vzdálenost drážkování od ozubení).

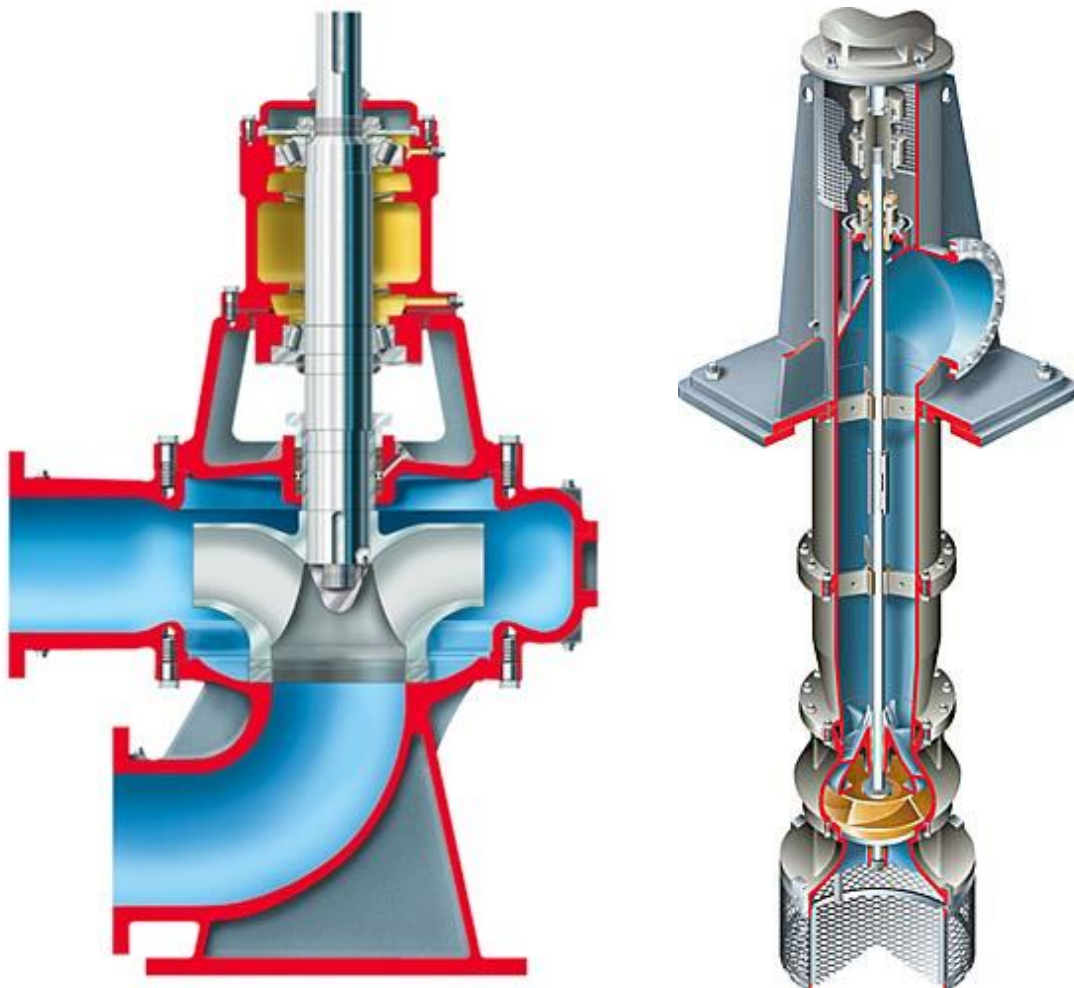
Pokud se předpokládá úhlové vychýlení, používá se dvou spojek.



Obrázek 3-11: Plovoucí člen se dvěma spojkami (1)

3.2 Vertikální čerpadla

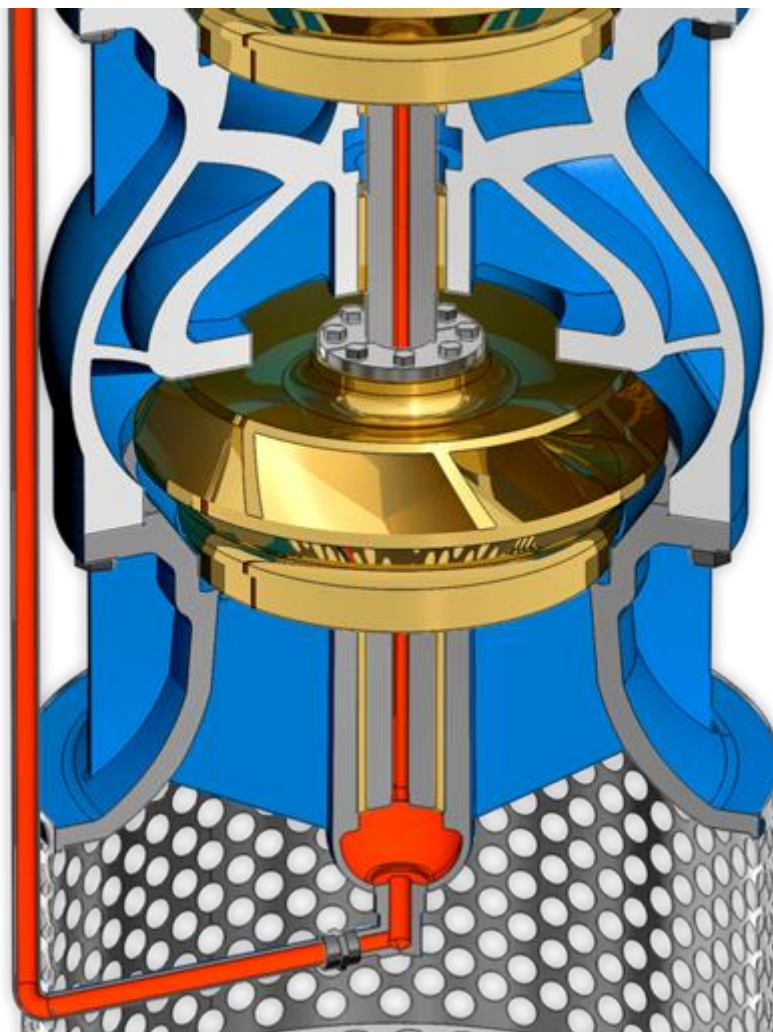
Na obrázku (Obrázek 3-12) jsou vidět dva základní zástupci vertikálních čerpadel.



Obrázek 3-12: Příklad vertikálních čerpadel (2)

Vlevo na obrázku (Obrázek 3-12) je radiální odstředivé čerpadlo ve vertikální konfiguraci s vlastním ložiskovým blokem. Toto čerpadlo funguje tak, že kapalina je nasávána středem rotoru a díky odstředivým silám způsobeným rotací lopatek čerpadla je urychlována v radiálním směru a vytlačována na obvod rotoru, kde má již vysokou rychlost a vyšší tlak. Tato čerpadla dosahují vysokých průtoků až 45 500 m³/h. Z daného je patrné, že toto čerpadlo není schopno si kapalinu samo nasát a musí být tedy před začátkem čerpání zavodněné. (2)

Vpravo na obrázku (Obrázek 3-12) je axiální turbínové čerpadlo ve vertikální konfiguraci. Rotor čerpadla je modifikovanou obdobou Francisovi turbíny. Čerpadlo může mít i několik rotorů řazených za sebou, čímž se zvyšuje tlak, průtok a výtlačak kapaliny. Rotor čerpadla je ponořen v čerpané kapalině, po roztočení je kapalina lopatkami urychlována v radiálním i axiálním směru (diagonálně). Tato čerpadla dosahují průtoků až 13 600 m³/h při tlaku až 100 bar. (2)



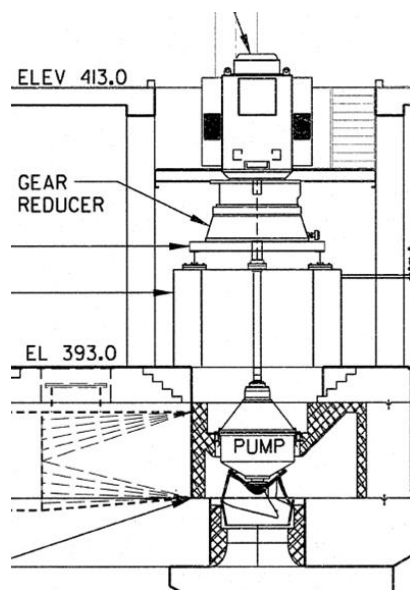
Obrázek 3-13: Detail rotoru axiálního turbínového čerpadla (9)

Oba typy čerpadel mohou mít vlastní ložiskový blok. V tom případě není na výstupní čep převodovky či motoru kladen požadavek na přenos externích silových zatížení. V některých případech jsou rotory osazeny pouze radiálními ložisky a o zachycení axiálních sil se stará převodovka nebo motor. Speciálně u radiálních čerpadel pak může být rotor čerpadla přímo nasazen na výstupní čep převodovky a ta pak zachytává i radiální síly od rotoru.

4 Rozbor zadání

4.1 Upřesnění zadání

- 1) Zpracování výpočtů a konstrukce planetové převodovky pro vertikální čerpadla.
- 2) Využití dvojité šikmé ozubení.
- 3) Umožnění montáže motoru přímo na převodovku prostřednictvím přechodového dílu.
- 4) Osazení převodovky zpětnou brzdou dimenzovanou na 100% nominálního momentu.
- 5) Osazení převodovky axiálním ložiskem pro zachycení sil od rotoru čerpadla.



Obrázek 4-1: Sschéma uspořádání pohonu

Z přiloženého obrázku (Obrázek 4-1) je vidět koncepce pohonu vertikálního čerpadla. Čerpadlo je umístěno vespod. Je spojeno pomocí spojky s převodovkou umístěnou nad ním. Na převodovce je osazen motor spojen s převodovkou pomocí pružné spojky.

4.2 Současné řešení firmy Wikov

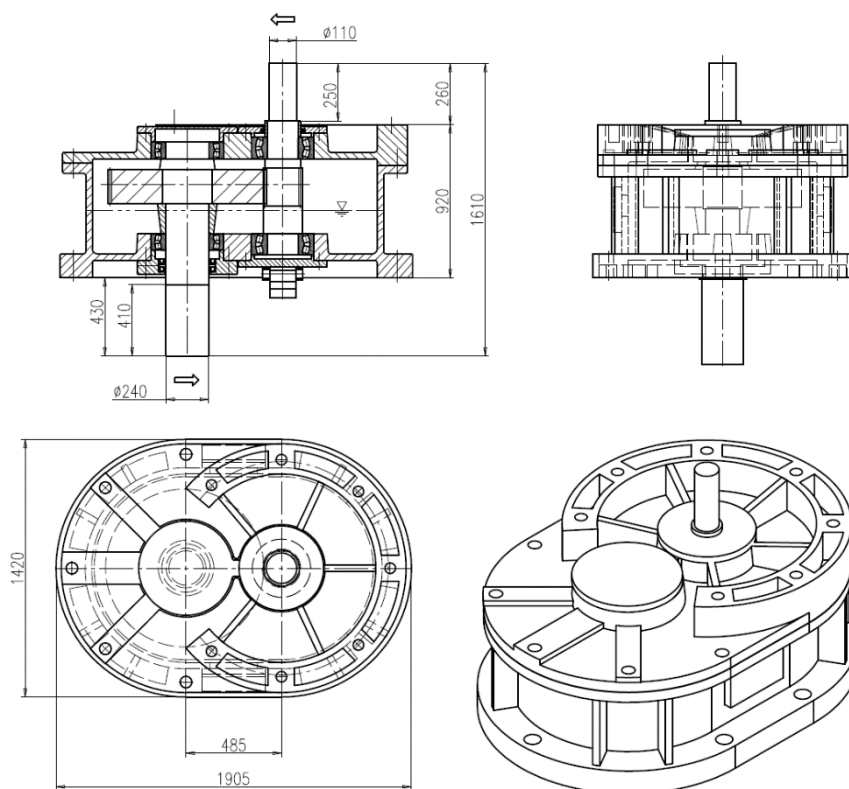
V současné době využívá fi. Wikov pro vertikální čerpadla jedno nebo dvou-stupňové čelní vertikální převodovky a jedno-stupňové kuželové převodovky.

Čelní převodovky jsou vždy používány v kombinaci s elektromotorem, protože standartní diesellový agregát není vhodný k práci ve vertikální pozici.

Kuželové převodovky naopak většinou využívají diesellový agregát, ale lze u nich použít i elektromotor.

4.2.1 Čelní vertikální převodovky firmy Wikov

V drtivé většině případů se využívají jedno-stupňové převodovky. Mají vertikálně umístěné hřídele uložené ve valivých ložiscích. Nejčastěji se používají dvouřadá soudečková ložiska, jelikož dobře snášejí deformace hřídelí a drobné výrobní nepřesnosti, mají také vysokou únosnost. Pokud je kladen požadavek na přenos axiální síly přes převodovku, je na výstupní hřídel dodáno navíc axiální ložisko.



Obrázek 4-2: Současná koncepce převodovek C1VX

Na skříni je patrný obloukový náliček (návarek) sloužící k uchycení motoru, či přechodového rámu pro motor. Skříň je vyztužená, aby nedocházelo k deformacím od hmotnosti motoru, která je u motoru v rádech stovek kW značná. Skříň je koncipována tak, aby se do ní vešel dostatek oleje a ozubení přitom nebrodilo. Docházelo by tak k velkým ztrátám a hrozilo by pění oleje a jeho degradace.

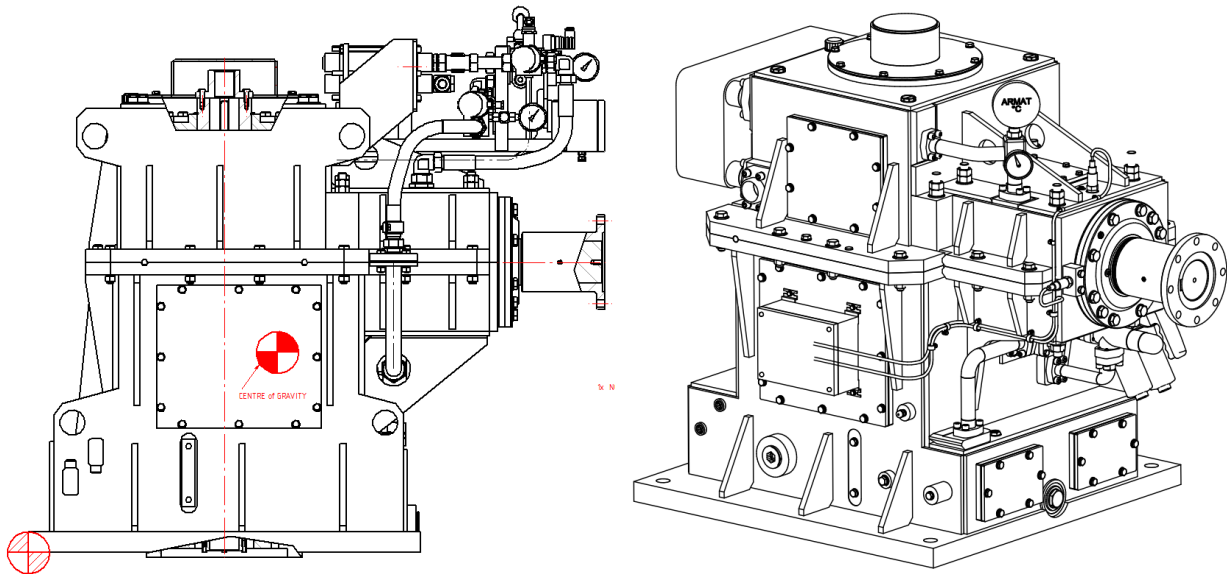
U těchto převodovek je nutno použít nucený oběh oleje pro mazání zubového záběru a ložisek v horní části skříně. K tomu se využívá nejčastěji mechanické čerpadlo připojené na jednu z hřídelí nebo externí čerpadlo. V omezeném množství případů se pak používá externí mazací systém (zařízení s vlastním elektrickým čerpadlem, filtrací, rezervoárem...). Často je do oběhu zapojen i chladič, jelikož je snaha dodávat co nejmenší převodovky, které jsou schopné přenést potřebný výkon. To znamená navyšování výkonu nad hranici přirozené schopnosti odvodu tepla.

4.2.2 Kuželové vertikální převodovky firmy Wikov

Jedná se vždy o jednostupňové převodovky s horizontálně umístěnou vstupní hřídelí a vertikální výstupní hřídelí. V závislosti na umístění kuželového kola je možno dosáhnout obou směrů otáčení výstupní hřídele – dieselový agregát se točí pouze na jednu stranu.

Kuželový pastorek je radiálně zajištěn dvouřadým soudečkovým ložiskem a o axiální polohu a přesné ustavení do záběru se stará dvojice kuželíkových ložisek vzájemně předepnutá. Výstupní hřídel je často dutá a hřídel rotoru čerpadla tak prochází celou převodovkou a je v horní části uchycena pomocí pera a KM matice. Výstupní hřídel je uložena radiálně pomocí

válečkových ložisek a axiálně je podepřena axiálním soudečkovým ložiskem. Toto ložisko má velmi vysokou únosnost. Hřídel je dále osazena zpětnou brzdou.



Obrázek 4-3: Současná koncepce převodovky FI - FI

Převodová skříň slouží jako zásobník oleje a celé olejové hospodářství je u tohoto typu součástí převodovky. Ozubení i ložiska jsou mazány tlakově, protože nelze dosáhnout mazání rozstříkem. O chlazení se stará vždy chladič.

4.3 Variantní návrh

Budou zváženy 4 varianty způsobu realizace zadání.

- 1) Jako první varianta byla zvolena jednostupňová nebo dvoustupňová čelní převodovka s vertikálním uspořádáním.
- 2) Druhou variantou je kuželová převodovka.
- 3) Třetí variantou je jednostupňová planetová převodovka s přímým ozubením.
- 4) Poslední variantou je jednostupňová planetová převodovka s dvojitě šikmým ozubením.

Technické a ekonomické hodnocení je provedeno subjektivně na základě zvolených parametrů a bodovací stupnice kde: 1-nejhorší; 4-nejlepší.

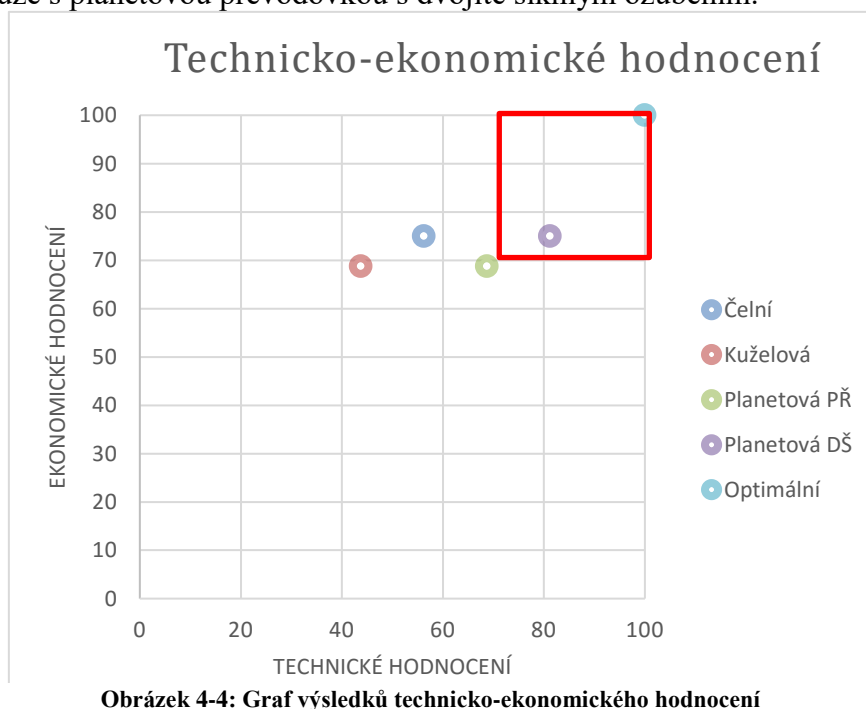
Technické hodnocení					
Varianta	Čelní	Kuželová	Planetová PŘ	Planetová DŠ	Optimální
Složitost	3	2	2	1	4
Hmotnost	1	1	2	4	4
Rozměry	2	2	3	4	4
Životnost	3	2	4	4	4
Celkem	9	7	11	13	16
%	56	44	69	81	100
Ekonomické hodnocení					
Varianta	Čelní	Kuželová	Planetová PŘ	Planetová DŠ	Optimální
Prodejní cena	3	3	4	4	4
Materiálové náklady	2	2	3	4	4
Náklady na ložiska	4	3	2	2	4
Výrobní náklady	3	3	2	2	4
Celkem	12	11	11	12	16
%	75	69	69	75	100

Tabulka 4-1: Tabulka technicko-ekonomického hodnocení

Na základě zvolených atributů a výsledků zobrazených v grafu je patrné, že planetová převodovka s dvojitě šikmým ozubením je z technického pohledu nejlepším řešením především díky koaxiálnímu uspořádání, malým rozměrům a možnosti montáže motoru přímo na převodovku.

Z ekonomického pohledu je rovnocenná s čelní variantou. Toto je dáno především tím, že planetové převodovky dosahují až poloviční hmotnosti oproti čelním. Hmotnost je ale vykoupena vyšší složitostí a výrobní náročností.

V součtu obou hodnocení, ale poráží čelní variantu technicky. Proto bude nadále uvažováno pouze s planetovou převodovkou s dvojitě šikmým ozubením.



Obrázek 4-4: Graf výsledků technicko-ekonomického hodnocení

5 Konstrukční návrh

5.1 Technické parametry

Technické parametry převodovky		
Atribut	Značení	Hodnota
Výkon motoru	P [kW] / [HP]	2237 / 3000
Nominální vstupní moment	M_k [Nm]	17 640
Nominální výstupní moment	M_k [Nm]	101 240
Otáčky motoru	n_1 [min ⁻¹]	1200
Otáčky čerpadla	n_2 [min ⁻¹]	211
Převodový poměr	i [-]	5,687
Aplikační faktor	KA [-]	2
Axiální síla nominální	Faxn [kN]	-500
Axiální síla rázová	Faxr [kN]	+200
Životnost ozubení	Lh [h]	50 000
Životnost ložisek	Lnmh [h]	25 000

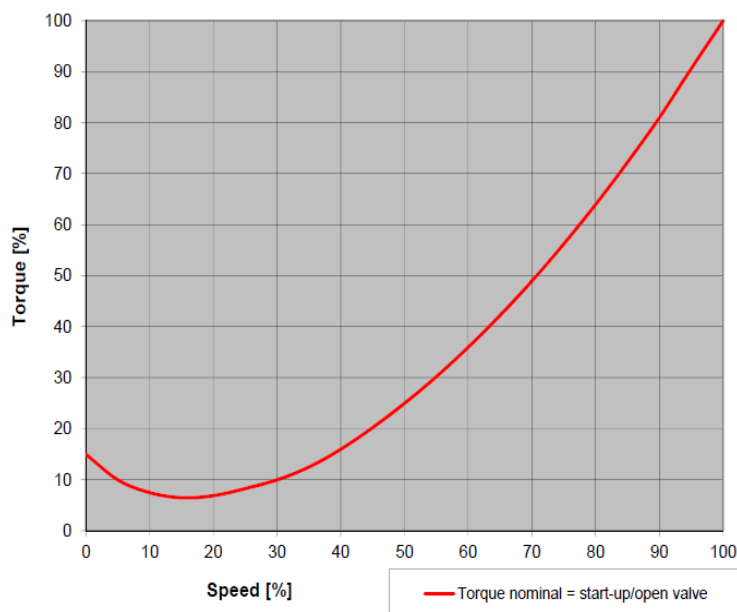
Tabulka 5-1: Požadované parametry převodovky

Pump/motor will be start-up against open valve

$M_{100\%} =$: 74675 ft-Lbs

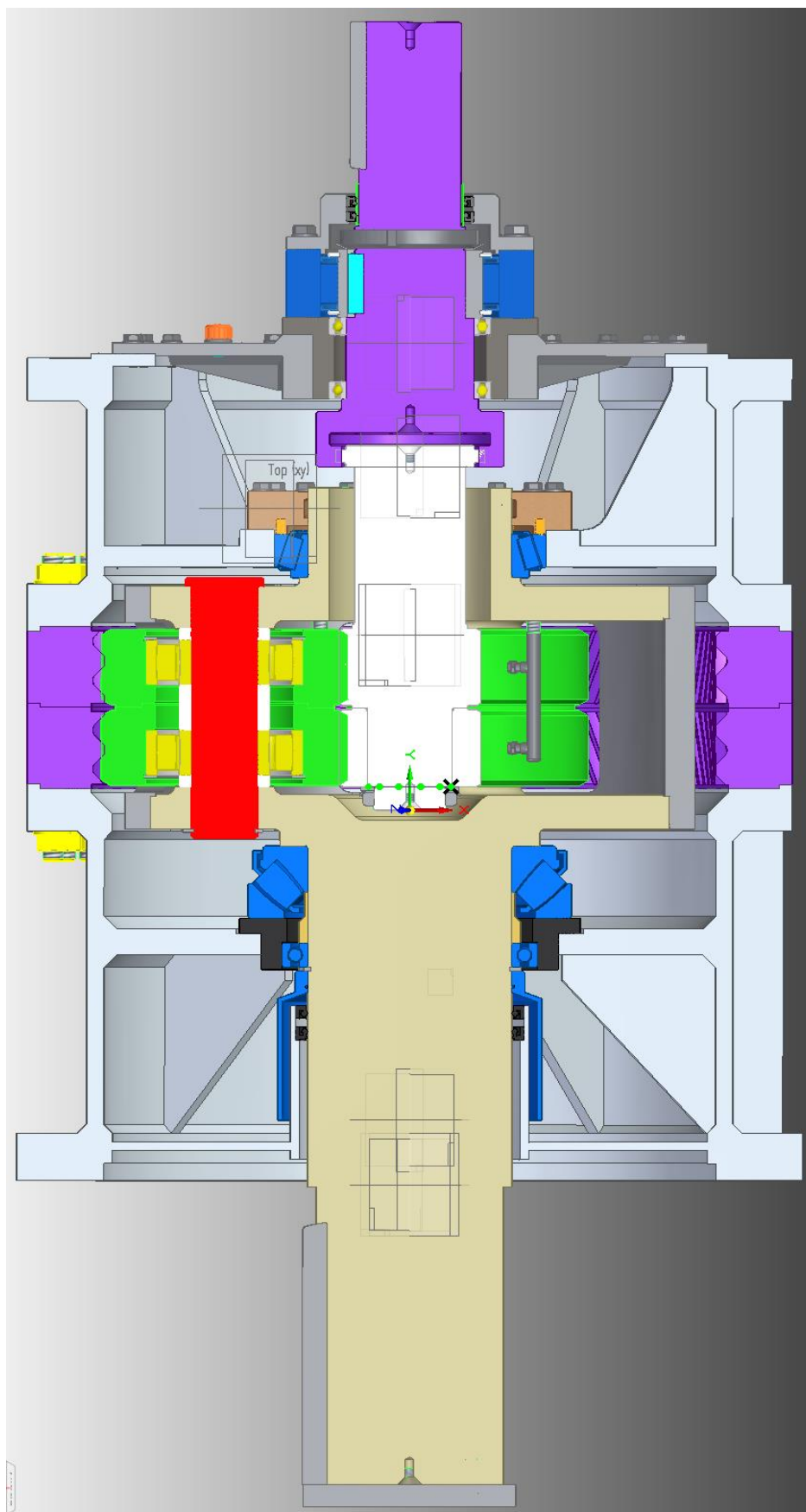
$n_{100\%} =$: 211 rpm

J (mR²) = : 118842 lb-ft²



Obrázek 5-1: Momentová křivka vertikální pumpy

5.2 Konstrukce převodovky



Obrázek 5-2: 3D model převodovky

5.2.1 Zátěžné stavy převodovky:

- 1) Nominální zatížení – zatížení nominálním momentem a nominální ax. silou
- 2) Přetížení – zatížení dvojnásobným momentem a nominální ax. silou
- 3) Stop stav – zatížení nominálním momentem v nepracovním směru – moment je zachycen zpětnou brzdou
- 4) Rázové zatížení – při vypnutí čerpadla nebo uzavření ventilu čerpadla může dojít ke vzniku rázové síly v opačném směru než nominální

5.2.2 Popis funkce převodovky

Jedná se o planetovou převodovku s dvojitě šikmým ozubením a s vertikálním uložením hřídelí. Rotory jsou uloženy ve svařované skříně skládající se z pěti dílů – dvou korunových kol, spodního svařence, vrchního svařence a víka.

Sestava vstupního pastorku je uložena ve víku skříně. Poloha vstupního pastorku je axiálně stabilní.

Centrální pastorek je uložen axiálně i radiálně volně pomocí kulového drážkování, které umožňuje axiální posuv a úhlové vychýlení. Axiální poloha centrálního pastorku je dána pomocí různých sklonů v ozubení, tím pádem i protichůdnému působení axiálních sil. Tím dojde k axiálnímu zastředění šípů ozubení centrálního pastorku vůči šípům planetového kola, tím je dosaženo rovnoměrného rozložení zatížení na jednotlivé větve ozubení. K radiálnímu zastředění dojde v důsledku působení radiálních sil z ozubení. Při rozmístění tří planetových kol v pravidelném intervalu 120° dojde k působení právě tří sil, které jsou ideální k dosažení správné polohy a rovnoměrného rozložení sil do všech tří planetových kol.

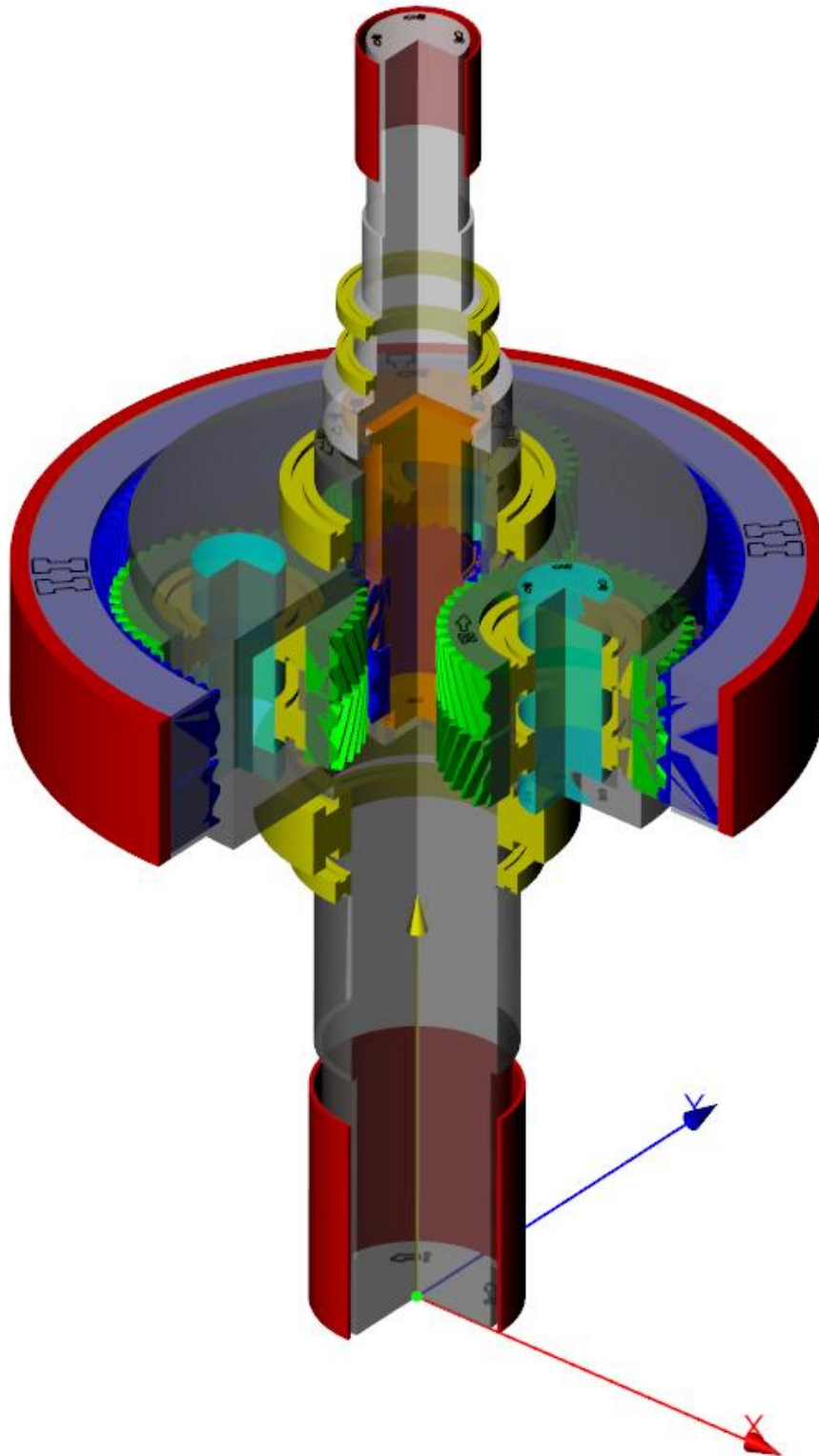
Unášeč je uložen radiálně pomocí kuličkového ložiska ve spodním dílu skříně a pomocí kuželíkového ložiska v horním dílu skříně. Zachycení axiálních sil od rotoru čerpadla probíhá pomocí axiálního soudečkového ložiska při nominálním působení axiální síly. Při působení zpětné síly je axiální síla zachycena pomocí kuželíkového ložiska v horní části skříně. Toto kuželíkové ložisko je pro nominální stav předepnuto pomocí pružin tak aby bylo dosaženo minimálního zatížení. Ve spodní části unášeče je přišroubována příložka, která přenáší axiální zatížení ze spojky na unášeč.

Planetová kola jsou uložena axiálně volně tak aby se mohla vlivem axiálních sil axiálně zastředit působením sil v ozubení a dosáhlo se tak rovnoměrné distribuce zatížení na obě větve ozubení.

Korunová kola jsou součástí skříně. Jedná se tedy o stacionární prvek planetové převodovky.

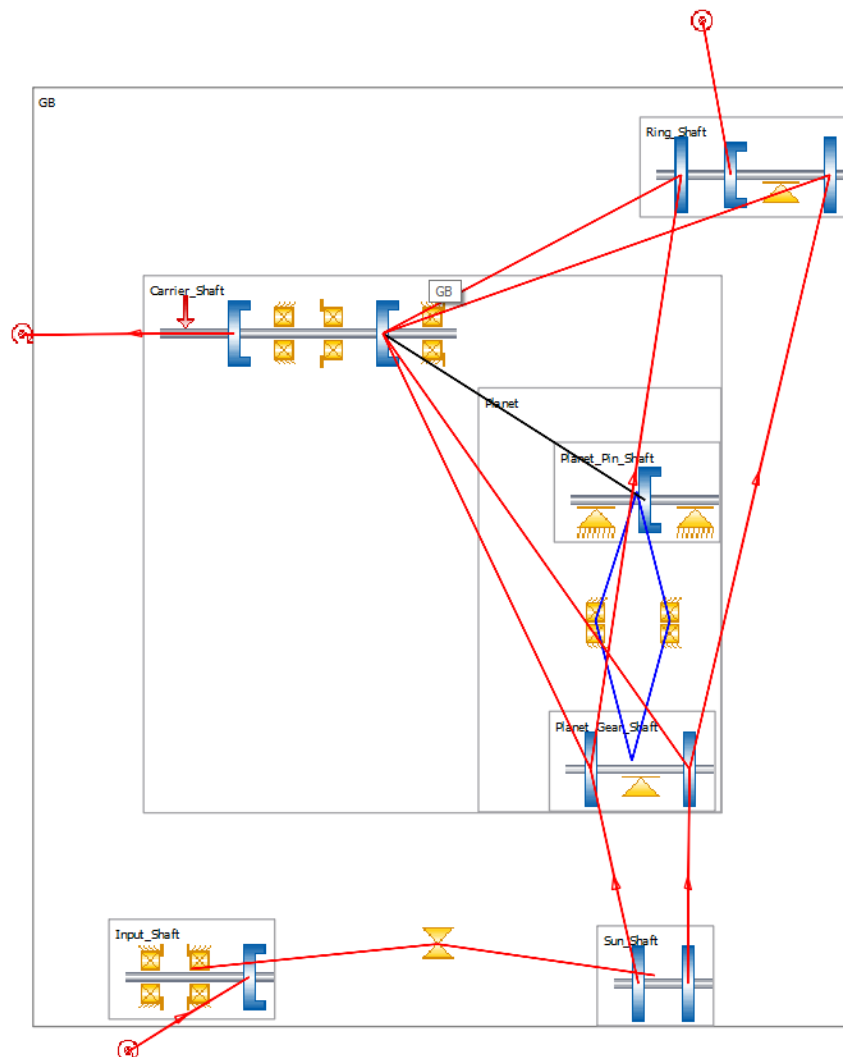
5.3 Výpočtový model

Veškeré výpočty ozubení, hřídelí, ložisek, per a drážkování jsou provedeny pomocí výpočetního softwaru Kisssoft, který je nadstavbou softwaru Kisssoft. Jedná se o specializovaný software pro výpočet ozubení, rotorů, ložisek a dalších součástí.



Obrázek 5-3: Grafické zobrazení výpočtového modelu

Na obrázku (Obrázek 5-4) zobrazeno kinematické schéma z výpočetního softwaru.



Obrázek 5-4: Kinematické schéma výpočtového modelu

5.4 Výpočet ozubení

Geometrický a pevnostní návrh ozubení je proveden dle normy DIN3990: 1987 Method B (YF method C). Aplikační faktor je dle zadání $KA=2$ tzn., že převodovka je schopna krátkodobě např. ve formě rázů nebo rozběhu motoru přenášet až dvojnásobný moment. Bezpečnostní faktory jsou dle normy DIN 3990 minimálně následující:

SF = 1,4 - únavová bezpečnost v patě ozubení (bezpečnost proti fraktuře zubu)

SH = 1 - bezpečnost proti Hertzovým tlakům na boku ozubení (bezpečnost na pitting)

SS = 1,8 - bezpečnost vůči zadírání – vnitřní teplota (bezpečnost v průběhu záběru)

SB = 1 - bezpečnost vůči zadírání – dopadová teplota (při vstupu zubu do záběru)

Uvažované faktory ovlivňující únosnost a životnost ozubení:

K_γ – koeficient distribuce zatížení mezi jednotlivé planety – zvolen 1,15 pro tři planetová kola (ve WG se dle dlouhodobých zkušeností používá 1 pro přímé ozubení)

$K_{H\beta}$ - koeficient distribuce tlaku na boku zubu (vliv sezení ozubení) volen individuálně viz tabulka (Tabulka 5-2) v závislosti na šířce ozubení

K_v – dynamický koeficient – závislý na obvodové rychlosti v ozubení, ovlivněn přesností ozubení

Q - přesnost ozubení dle DIN 3961, pro pastorek a planetová kola zvolena přesnost DIN6 vzhledem k použitému materiálu, nástroji a tedy i nutnosti broušení. Korunové kolo v přesnosti DIN 9 z důvodu nízké obvodové rychlosti a postačujícího obrázení hotově.

Materiál ozubení:

Centrální pastorek: cementační ocel 18CrNiMo7-6 +Q (povrch 61 HRC jádro 30+ HRC)

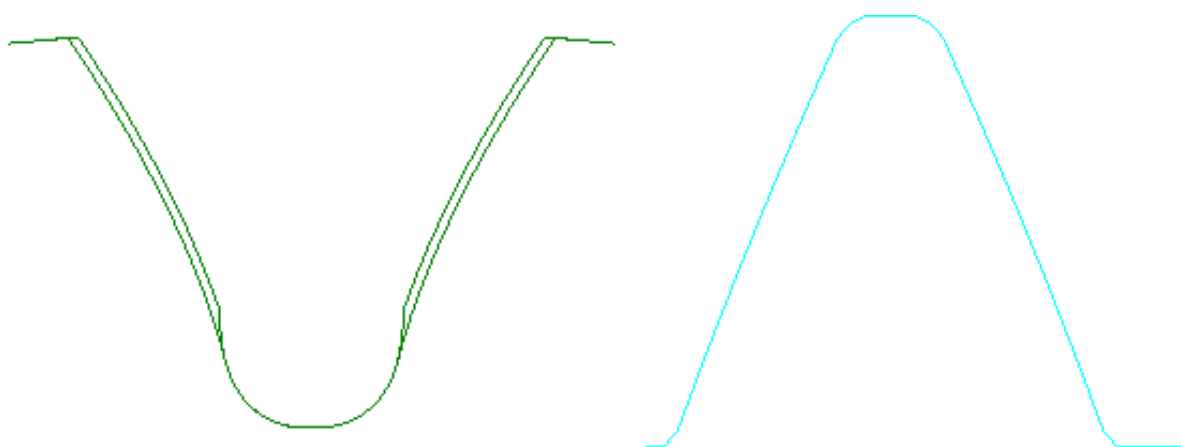
Planetové kolo: cementační ocel 18CrNiMo7-6 +Q (povrch 61 HRC jádro 30+ HRC)

Korunové kolo: šlechtěná ocel 34CrNiMo7-6 (šlechtěno na 240-280 HBW)

Typ oleje: minerální olej bez aditiv ISO VG 220; teplota oleje: 60°C; tlakové mazání

Geometrie nástroje:

Centrální pastorek a planetové kolo – frézování nástroji „protuberanz“ a následné broušení. Protuberanz je speciální odvalovací fréza, která vytváří cílené podřezání zubů tak, že je možné vytvořit hlubší patu zubu a použít tak větší patní rádius, což příznivě ovlivňuje únosnost ozubení. Také umožňuje brousit bok zubu tak, že po broušení nezůstává na boku vrub, který by snižoval únosnost. Na obrázku vlevo zubová mezera centrálního pastorku. Horní linie zobrazuje profil po frézování spodní linie po finálním broušení.



Obrázek 5-5: Zobrazení zubové mezery centrálního pastorku a korunového kola

Korunové kolo - Profil ISO 53.2:1997 Profil C – obráženo na hotovo pomocí obrážecího kolečka se standartním profilem dle ISO.

Variantní návrh ozubení – 5.687					
Varianta	I	II	III	IV	V
Modul [mm]	6			8	
α [°]	20°				
β [°]	24°7'12''			28°44'6''	
Z_{cp} [-]	21	22	23	18	19
Z_{pl} [-]	38	41	43	33	35
Z_{kk} [-]	-96	-104	-109	-84	-89
N_{pl} [-]	3				
i-skutečný [-]	5,571	5,727	5,739	5,667	5,684
i-potřebný [-]	5,687				
i-rozdíl [%]	-2	+0,7	+0,9	-0,4	-0,1
Geometrie ozubení					
B_{cp} [mm]	235	205	185	205	165
D_{cp} [mm]	138,053	144,627	151,201	164,224	173,347
B_{cp}/D_{cp} [-]	1,7	1,42	1,22	1,25	0,95
D_{fpl} [mm]	236,336	258,444	273,132	287,082	304,109
$D_{ložmax}$ [mm]	160	180	200	200	220
D_{fkk} [mm]	-659,256	-710,932	-746,745	802,174	-845,036
D_{extkk} [mm]	810	860	900	960	1010
Pevnostní výpočet ozubení					
K_{γ} [-]	1,15				
$K_{H\beta}$ [-]	1,25	1,2	1,15	1,2	1,15
K_A [-]	2				
M_{Kout} [Nm]	101 240				
L_h [h]	50 000				
S_{Fmin} [-]	1,489	1,423	1,417	2,073	1,764
S_H min [-]	1,142	1,1842	1,206	1,359	1,303
S_S min [-]	2,262	2,410	2,508	2,384	2,294
S_B min [-]	1,068	1,244	1,328	1,002	1,021
Další data					
Ztráty [kW]	16,6	14,3	13	15,2	14,8
Účinnost [%]	99,3	99,4	99,4	99,3	99,3

Tabulka 5-2: Variantní návrh ozubení

Pro každou variantu je proveden návrh pouze jedné větve ozubení s tím, že je uvažována rovnoměrná distribuce momentu na obě větve ozubení.

V tabulce jsou zobrazeny základní geometrické parametry ozubení, minimální dosažené hodnoty bezpečností pro ozubený převod a základní rozměrové hodnoty důležité pro návrh ložisek a pro určení velikosti korunového kola. Úhly sklonu ozubení jsou voleny v závislosti na dostupných vodítkách pro obrážení. Pro každý modul je nutné použít vlastní vodítko.

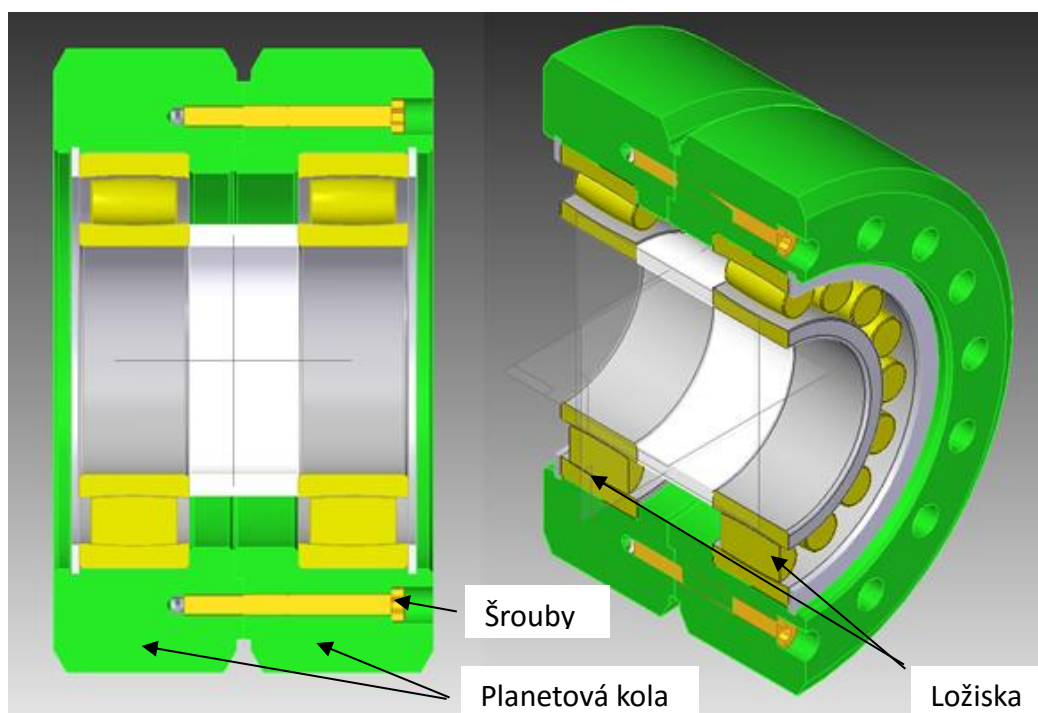
Pro určení rozměru ložiska v planetě a vnějšího průměru korunového kola je nutno počítat s dostatečnou tloušťkou materiálu pod patou ozubení. Jako nejlepší byla zvolena varianta III, kde všechny bezpečnosti splňují zadání a rozměrové parametry planetových ložisek a korunového kola jsou nejvýhodnější. Je také dosaženo nejmenších ztrát v ozubení.

Ozubení modulu 8 nebylo vybráno i z důvodu vyššího úhlu šroubovice zubu, který by zvyšoval nároky na spojovací prvky děleného centrálního pastorku a planetového kola.

5.5 Konstrukční návrh planetového kola a čepu

Planetové kolo se skládá ze dvou samostatně vyrobených ozubených kol se vzájemně opačným směrem stoupání šroubovice. Kola jsou vzájemně centrována pomocí centrálního průměru v dutině kol. Vzájemná poloha ozubení je zajištěna pomocí skolíkování.

Šrouby v tomto případě slouží pouze pro přenos axiální síly vznikající v záběru dvojité šikmé ozubení. Planetové kolo je uloženo na ložiscích – v případě dvojité šikmé ozubení je nutné, aby bylo kolo axiálně volné, proto se používají ložiska umožňující axiální posuv.



Obrázek 5-6: Model planetového kola

5.5.1 Výpočet planetových ložisek

Síla působící na planetový čep se vypočte snadno za pomoci nominálního výstupního momentu.

$$M_k = F_o \cdot N_{pl} \cdot a \quad \text{Rovnice 5-1: Výpočet momentu na unášeči}$$

$$F_o = \frac{M_k}{N_{pl} \cdot a} = \frac{101240}{3.221,5 \cdot 10^{-3}} = 152,4 \text{ kN} \quad \text{Rovnice 5-2: Výpočet obvodové síly jendoho plan. čepu}$$

Vzhledem k použití dvou ložisek odpovídá obvodová síla podělená dvěma radiální síle na jedno ložisko. Axiální síla je nulová, jelikož ložiska planet jsou díky své konstrukci axiálně volná pro umožnění naplávání ozubení. Tím se zamezí přetížení jedné větve ozubení v důsledku jejího zachytávání axiálních sil.

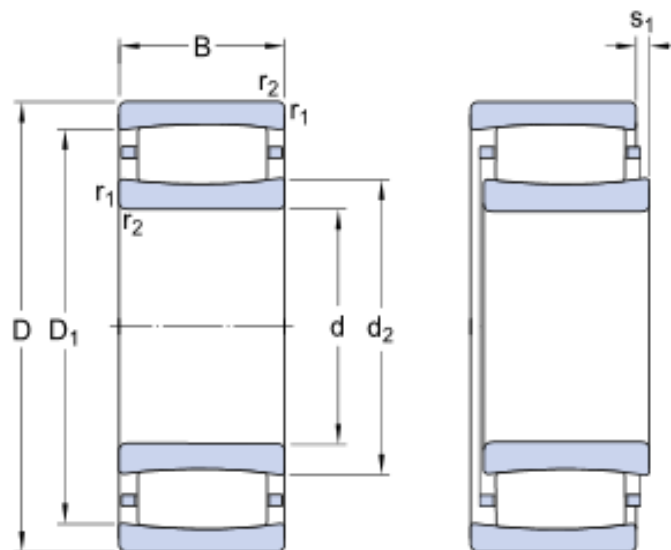
$$F_{Rlož} = \frac{F_o}{2} = \frac{152,4}{2} = 76,2 \text{ kN} \quad \text{Rovnice 5-3: Výpočet radiální síly na jedno ložisko}$$

$$F_{Alož} = 0 \quad \text{Rovnice 5-4: Axiální síla na jedno ložisko}$$

Při návrhu ložiska je snaha zvolit ložisko s co největším vnitřním průměrem. Tím se dosáhne maximální tuhosti a bezpečnosti čepu. Z tohoto důvodu je zapotřebí volit ložiska s velkým vnějším průměrem. Pro výpočet maximálního průměru ložiska je nutno zohlednit sílu materiálu pod patou ozubení. Dále pak velikost spojovacího prvku obou částí planety, jelikož planeta je dělená a dále tloušťku materiálu pod spojovacím prvkem. Výsledný maximální vnější průměr ložiska je přibližně 200mm.

Požadovaná životnost ložisek je 25 000 provozních hodin. Otáčky ložiska 530 ot/min.

Vzhledem k výše popsaným specifikům výběru ložiska byli zvoleni zástupci dvou typů ložisek připadajících v úvahu. Toroidní ložiska (typ CARB) a válečková ložiska. V tabulce níže jsou uvedeny parametry a výsledky odpovídajících ložisek s maximálními vnitřními průměry při zachování vnějšího průměru do rozměru 200mm.



Obrázek 5-7: Schéma toroidního ložiska SKF (10)

Výpočet ložisek je proveden pro modifikovanou životnost dle normy ISO TS 16281. Podmínky výpočtu jsou: teplota hřídele je 65°C, teplota skříně 55°C, teplota oleje 60°C. Čistota oleje dle ISO 4406 -/15/12 -β12=200.

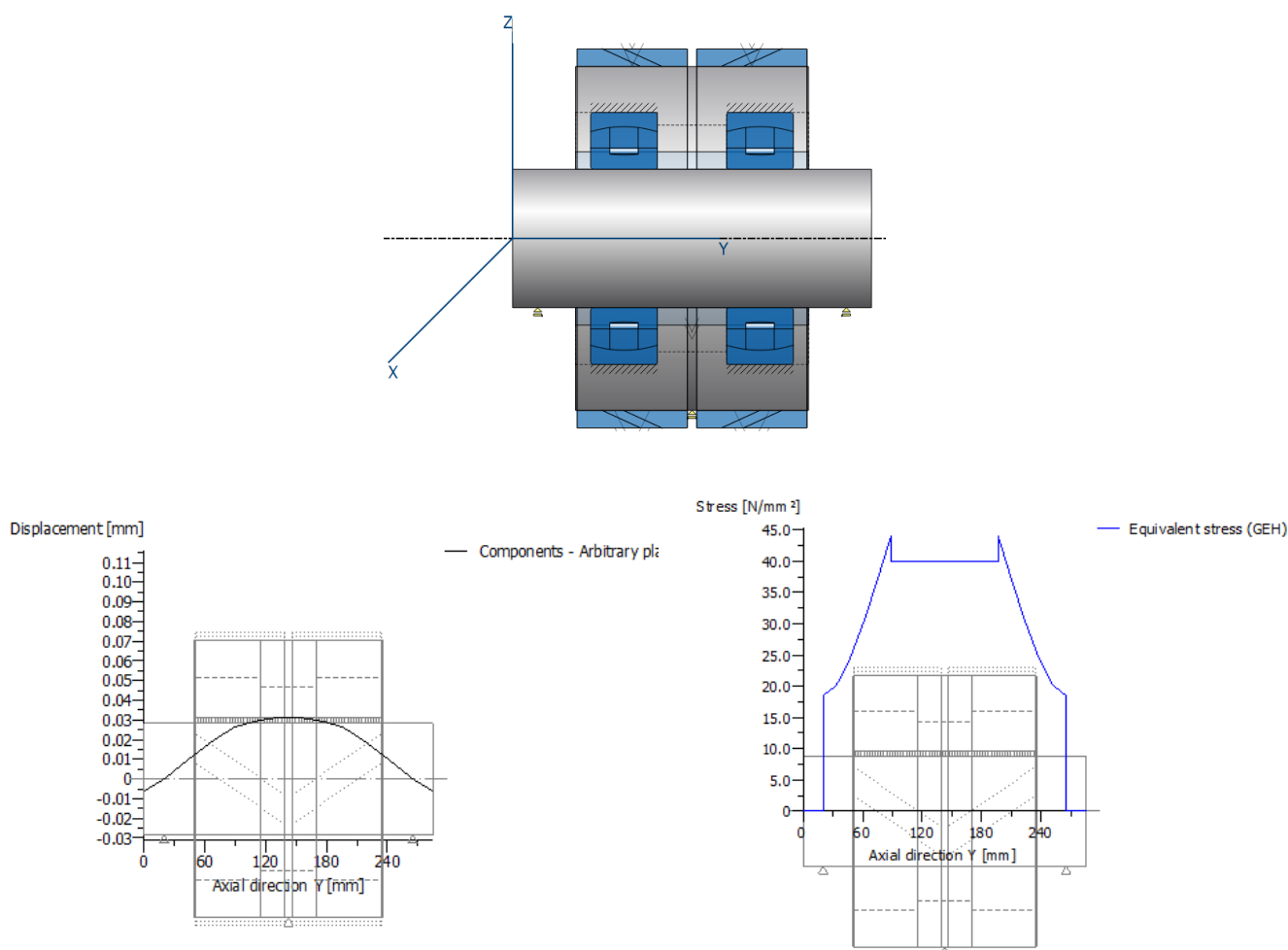
Vyhodnocení ložisek dle ISO TS 16 281						
Ložisko	D[mm]	d[mm]	B[mm]	s1[mm]	S0[-]	Lnmh[h]
SKF C2222	200	110	53	11,1	8,14	68 751
SKF NU 2319 ECP	200	95	67	6,9	7,68	68 723

Tabulka 5-3: Vyhodnocení životnosti ložisek planetového kola

Životnost ložisek vychází velice podobně. Z toho důvodu je volba ložiska provedena s ohledem na maximální vnitřní průměr a přípustné naklopení. Bylo tedy zvoleno toroidní ložisko SKF C2222.

5.5.2 Výpočet planetového čepu

Planetový čep je zatížen dvěma osamělými silami působícími z planetového kola přes ložiska. Síly se z čepu přenášejí přímo na unášeč. Lze je snadno stanovit z výstupního krouťícího momentu. Jedná se o síly použité v předchozí kapitole jako zátěžné síly ložisek. Radiální síly jsou $2 \times 76,2\text{kN}$. Zobrazené grafy (Obrázek 5-8) jsou pro nominální zatížení.



Obrázek 5-8: Výpočtový model a grafické vyhodnocení výsledků deformace a napětí planetového kola

Planetový čep je vyroben z materiálu C45 +QT s mezí kluzu 490 MPa. Z uvedených grafů je zřejmé, že ani při přetížení na $KA=2$ nedojde k překročení meze kluzu.

5.5.3 Výpočet šroubů planetového kola

Obě poloviny planetového kola budou spojeny pomocí předepnutých šroubů s vnitřním šestihranem. Šrouby musí být přepočteny z důvodu značných axiálních sil uvnitř dvojité šikmého soukolí. Síla od jedné větve ozubení je:

$$F_{ax} = 17,4 \text{ kN} \quad \text{Rovnice 5-5: Axiální síla vznikající v jedné větvi planetového kola}$$

Jelikož mají síly v obou větvích opačný směr, šroub musí zvládnout přenést jejich součet. Celková síla je tedy rovna:

$$F_{ax_{celk}} = 2 \cdot F_{ax} = 34,8 \text{ kN} \quad \text{Rovnice 5-6: Celková axiální síla působící mezi planetovými koly}$$

V případě, že připouštíme aplikační faktor $KA=2$, může tato síla v případě přetížení dosáhnout až dvojnásobku.

$$F_{ax_{KA}} = 2 \cdot F_{ax_{celk}} = 69,6 \text{ kN} \quad \text{Rovnice 5-7: Axiální síla včetně přetížení}$$

Důležitým aspektem je, že zuby planety zabírají během jedné otáčky dvakrát a pokaždé na opačném boku zubu. Z toho plyne, že jednou tato síla planety stlačuje k sobě a podruhé odtahuje od sebe.

Vzhledem k využitelnému prostoru v tělese planety bylo zvoleno předepnutí 18-ti šrouby M10x1,25 pevnostní třídy 10.9. Předepínací síla je stanovena na 44,4 kN. Z předpokladu, že se zatížení přenesou alespoň přes 3 šrouby, pak vychází maximální zatížení na jeden šroub.

$$F_{ax_{1š}} = \frac{F_{ax_{KA}}}{3} = 23,2 \text{ kN} \quad \text{Rovnice 5-8: Uvažovaná síla na jeden šroub předepjatého spoje}$$

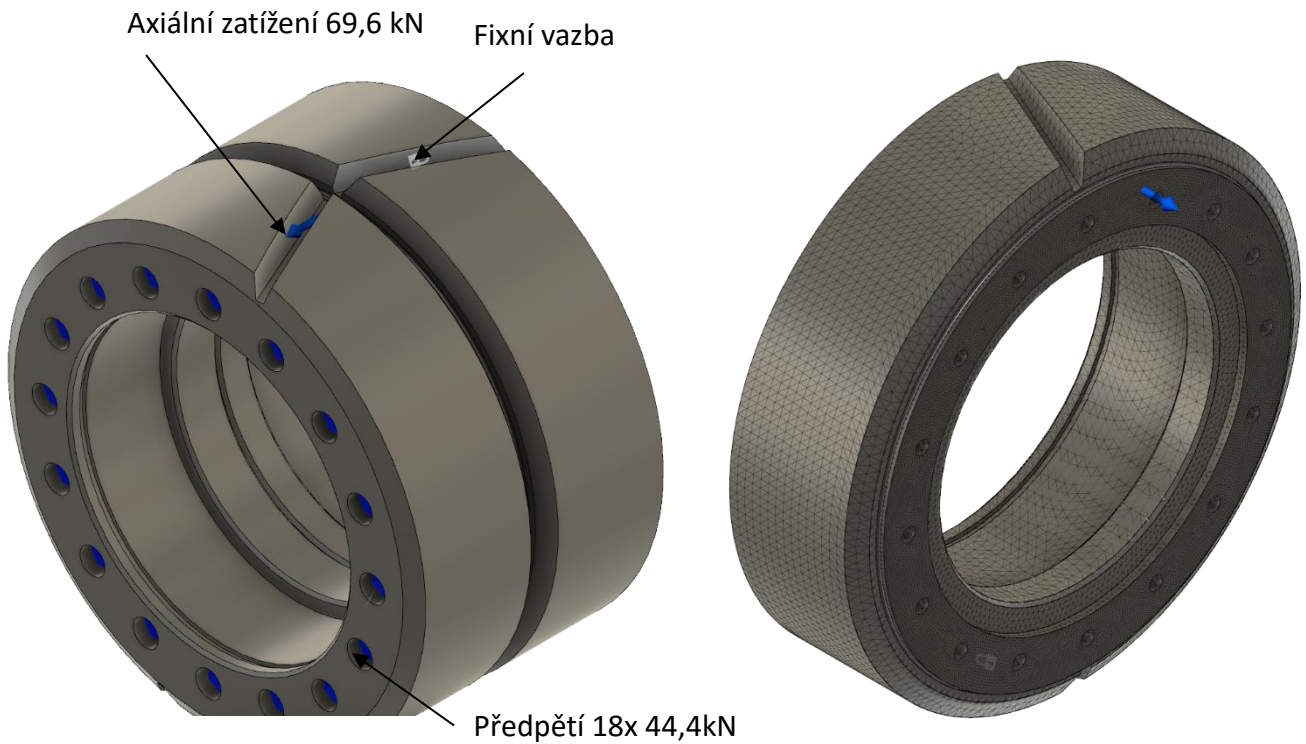
Výpočet předpětí byl proveden analyticky v programu Boltcalc, kde se předpětí ukázalo jako vyhovující viz. příloha č. 5.

Pro ověření spoje byla ještě provedena MKP analýza pro maximální zatížení. Planetová kola jsou z materiálu 18CrNiMo7-6 +Q jehož mez kluzu je 850MPa.

V tělese obou planetových kol jsou vyříznuty zuby pro aplikaci okrajových podmínek. Na jednom kole jsou aplikovány axiální síly do ozubení o velikosti $\pm 34,8 \text{ kN}$, na druhém kole jsou na totožných bocích zubů odebrány všechny stupně volnosti.

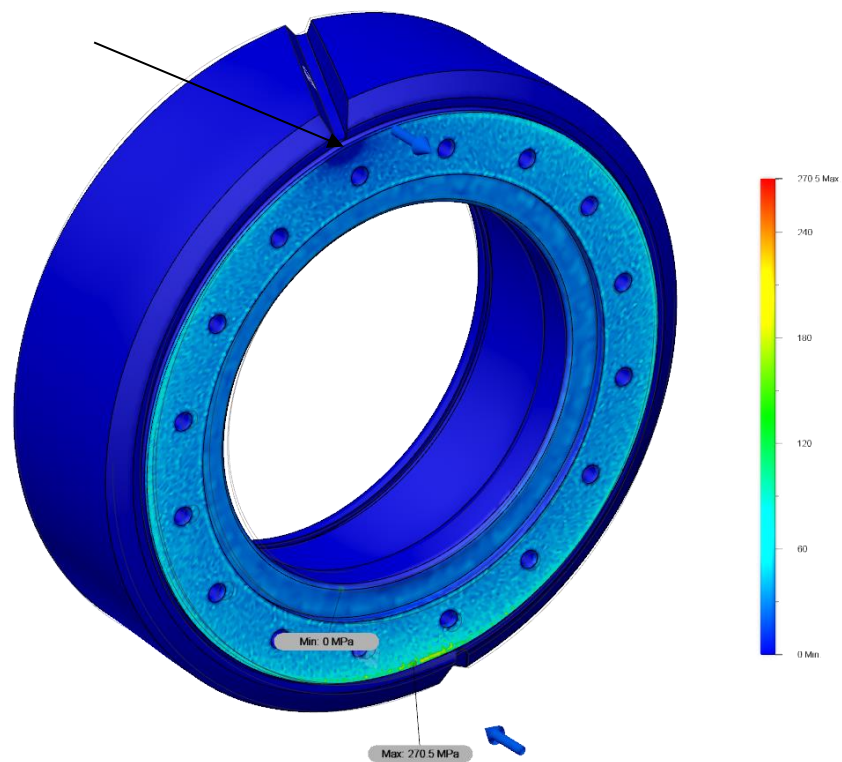
V dírách kol jsou aplikovány prvky předpětí se zadanou silou dle výpočtu v softwaru Boltcalc tedy 44,4kN na každý šroub. Z výsledků kontaktního tlaku je patrné, že dochází k odlehnutí jen ve velmi malé ploše na čele kola přímo v místě aplikace síly. V místě šroubového spoje k odlehnutí nedochází. Spoj tedy vyhovuje.

Maximální tlak ve spojované ploše je pak 270 MPa, což je bezpečná hodnota vzhledem k mezi kluzu.



Obrázek 5-10: Okrajové podmínky MKP výpočtu planetového kola

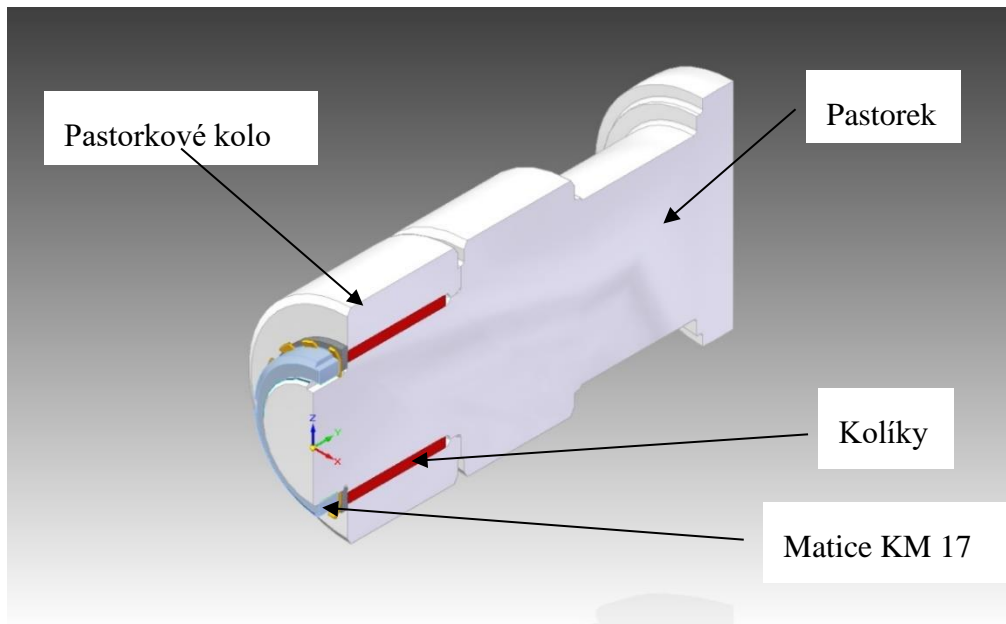
Oblast nulového kontaktního tlaku - odlehnutí



Obrázek 5-9: Výsledky pro kontaktní tlak

5.6 Konstrukční řešení centrálního pastorku

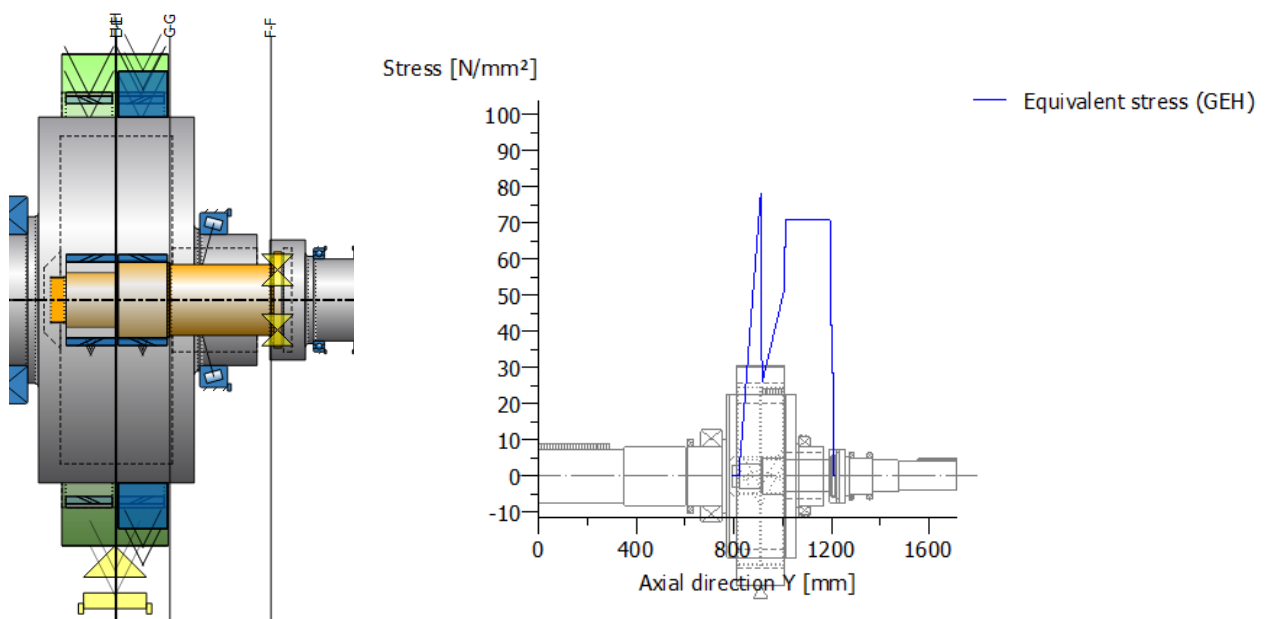
Centrální pastorek je složen ze dvou hlavních dílů, pastorku a pastorkového kola. Pastorek je opatřen drážkováním, pomocí něhož je přenášen moment ze vstupní hřídele. Drážkování umožňuje naklopení pastorku a axiální posuv pro dosažení optimálního sezení. Pastorkové kolo je nataženo na pastorek. Krouticí moment je přenášen pomocí kalených válcových kolíků, axiální polohu zajišťuje KM matice, pojištěná proti povolení talířovou podložkou.



Obrázek 5-11: Model centrálního pastorku

5.6.1 Výpočet hřídele centrálního pastorku

V přiloženém grafu je vidět průběh napětí pro nominální zatížení (bez zohlednění vrubových účinků). V označených řezech E až H je vyhodnocena statická bezpečnost a únavová bezpečnost. Materiál pastorku je 18CrNiMo7-6 +Q s mezí kluzu 850 MPa.



Obrázek 5-12: Výpočtový model a grafické zobrazení napětí v centrálním pastorku

Vyhodnocení vrubů centrálního pastorku – nominální zatížení		
Řez	Statická bezpečnost [-] (min 1)	Únavová bezpečnost dle DIN743 [-] (min 1,2)
E-E	4,65	4,89
F-F	5,13	5,48
G-G	5,13	6,55
H-H	4,65	6,96

Tabulka 5-4: Vyhodnocení vrubů centrálního pastorku

5.6.2 Výpočet podélných kolíků

Je použito 12 ks kolíků $d=10$ mm; činná délka $l=58$ mm. Pro výpočet kolíků bude uvažován přenos zatížení pouze přes 2/3 kolíků. Bezpečnost $KA=2$. Tlak i napětí jsou přípustné.

$$\tau_s = \frac{F_o}{S} = \frac{\frac{M_k}{r}}{n \cdot d \cdot l \cdot \frac{2}{3}} = \frac{\frac{35,28 \cdot 10^6}{50}}{12 \cdot 10 \cdot 85 \cdot \frac{2}{3}} = 104 \text{ MPa} \quad \text{Rovnice 5-9: Smykové napětí v kolíku}$$

$$p = \frac{F_o}{S} = \frac{\frac{M_k}{r}}{n \cdot r \cdot l \cdot \frac{2}{3}} = \frac{\frac{35,28 \cdot 10^6}{50}}{12 \cdot 5 \cdot 85 \cdot \frac{2}{3}} = 208 \text{ MPa} \quad \text{Rovnice 5-10: Tlakové namáhání kolíku}$$

5.6.3 Návrh KM matice

Maximální axiální síla při přetížení $KA=2$ je $F_{ax} = 69,6$ kN. Zvolena matice SKF KM 17 (M85x2) axiální únosnost dle katalogu výrobce $F_{max} = 190$ kN.

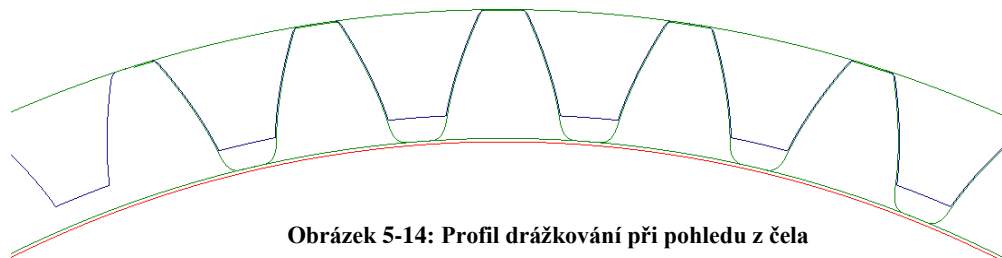
5.6.4 Výpočet drážkování

U pastorku je zapotřebí umožnit radiální a axiální naplávání. K tomu slouží vnější drážkování frézované po kružnici v kombinaci s vnitřním přímým drážkováním. Díky obrobení vnějšího ozubení po kružnici se dosáhne tvaru zubu, který má v podélném směru kulový průběh kružnic (hlavové a patní) a navíc proměnnou šířku zubu. Tím je v drážkování umožněno naklopení a vychýlení vzájemné polohy os v rámci jednotek stupňů. Úhel je závislý na míře kulovitosti.

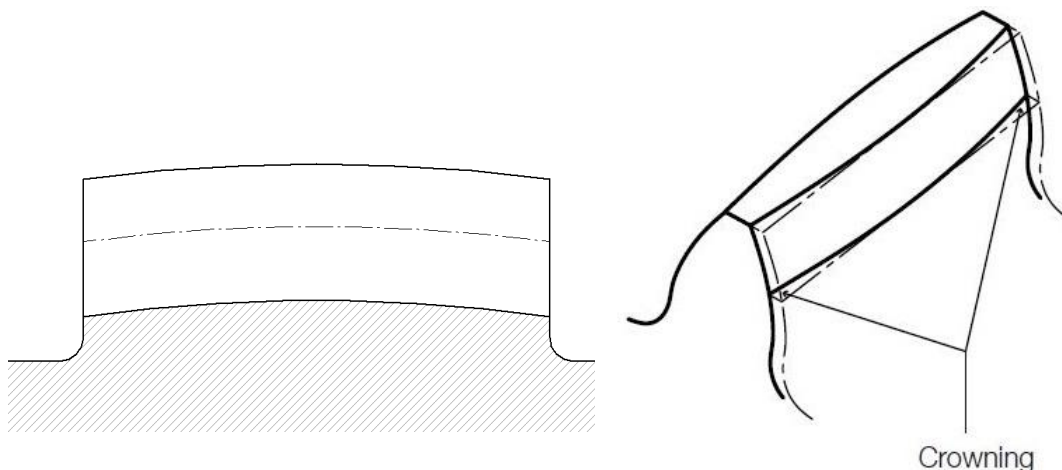
Jelikož se jedná o bodový styk nelze počítat drážkování na otlacení dle normy, ale je zapotřebí stanovit Hertzův tlak, který vzniká při kontaktu s kulovou plochou blízko pod povrchem a dosahuje vyšších hodnot nežli tlak v kontaktní ploše. Výpočet tohoto tlaku pro spojky není normalizován a je součástí know-how firmy Wikov. Z toho důvodu zde budou prezentovány pouze výsledky.

Výsledky výpočtu kulového drážkování spojky					
Jmenovitý průměr [mm]	Počet zubů [-]	Šířka [mm]	Úhel naklopení max. [°]	Hertzův tlak [MPa]	Bezpečnost [-]
168	42	25	1,49	269,6	2,23

Tabulka 5-5: Vyhodnocení drážkování



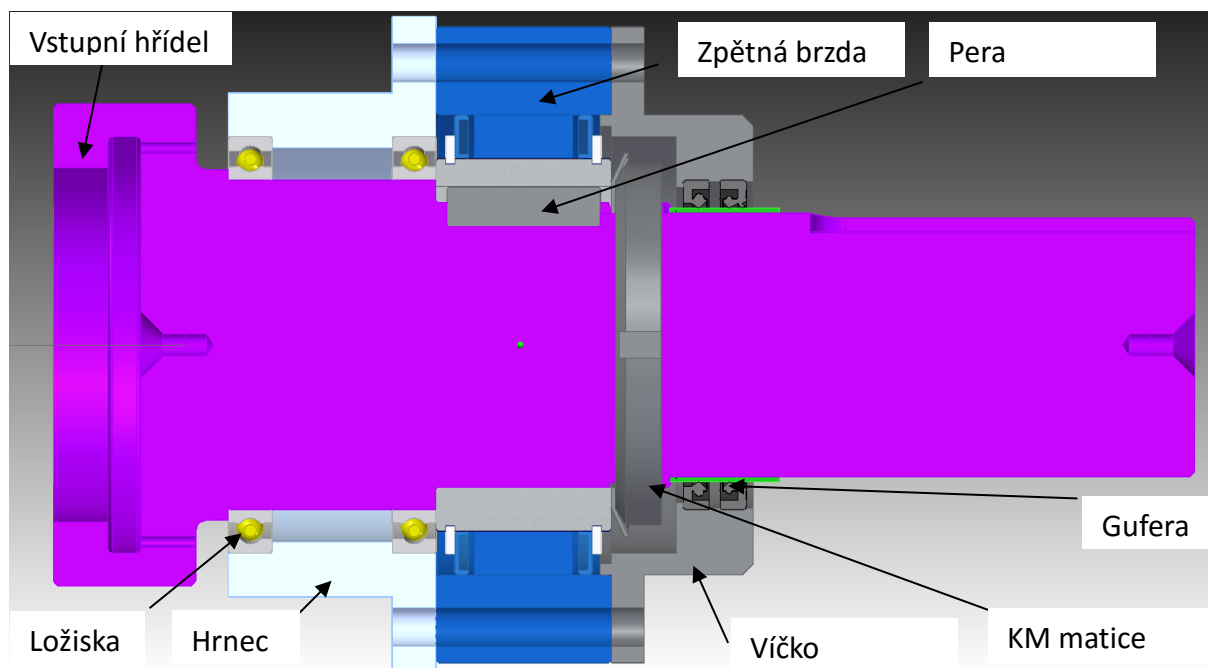
Obrázek 5-14: Profil drážkování při pohledu z čela



Obrázek 5-14: Kulový podélný profil při pohledu na bok zubu a podélná soudečkovitost (crowning) (11)

5.7 Konstrukční řešení vstupní hřídele

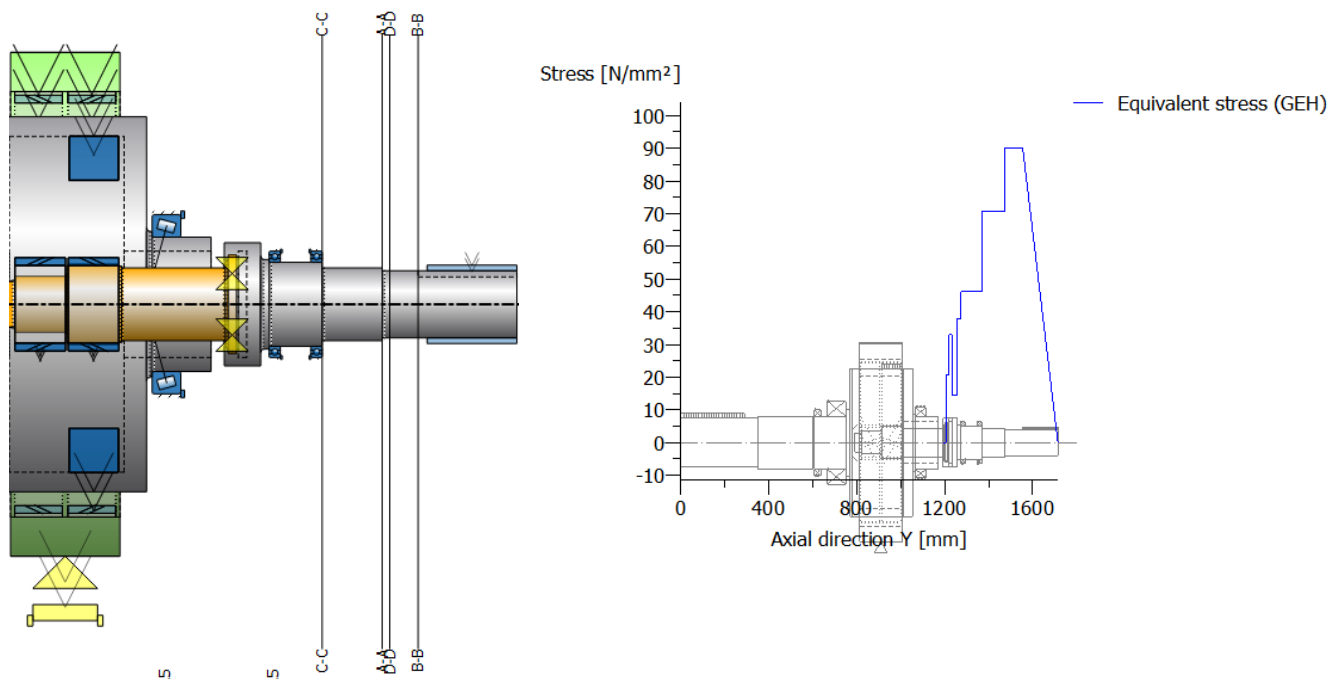
Vstupní hřídel je opatřena drážkováním pro spojení s centrálním pastorkem. Je uložena přes ložiska v hrnci, za nimiž se nachází zpětná brzda pro zamezení rotace v nepracovním směru. Zpětná brzda s ložisky jsou na hřídeli axiálně pojištěny KM maticí. Hřídel je zavíčkovaná a utěsněna pomocí gufer. Pozice spojky je nastavena pomocí rozpěrného kroužku.



Obrázek 5-15: Model sestavy vstupní hřídele

5.7.1 Výpočet vstupní hřídele

V příloženém grafu je vidět průběh napětí pro nominální zatížení (bez zohlednění vrubových účinků). V označených řezech A až D je vyhodnocena statická bezpečnost a únavová bezpečnost. Materiál vstupní hřídele je 34CrNiMo6 +QT s mezí kluzu 1000 MPa.



Obrázek 5-16: Výpočtový model a grafické zobrazení napětí ve vstupní hřídele

Vyhodnocení vrubů vstupní hřídele – nominální zatížení		
Řez	Statická bezpečnost [-] (min 1)	Únavová bezpečnost dle DIN743 [-] (min 1,2)
A-A	3,76	4,66
B-B	3,96	4,75
C-C	4,33	5,93
D-D	5,91	4,75

Tabulka 5-6: Vyhodnocení vrubů vstupní hřídele

5.7.2 Výpočet ložisek vstupní hřídele

Výpočet ložisek je proveden pro modifikovanou životnost dle normy ISO TS 16281. Podmínky výpočtu jsou: teplota hřídele je 65°C, teplota skříně 55°C, teplota oleje 60°C. Čistota oleje dle ISO 4406 -/15/12 -β12=200.

Vyhodnocení ložisek dle ISO TS 16 281		
Ložisko - zleva	S0 [-]	Lnmh [h]
SKF 61 830 levé	>100	> 10 ⁶
SKF 61 830 pravé	>100	625 000

Tabulka 5-7: Vyhodnocení ložisek vstupní hřídele

5.7.3 Výpočet per vstupního čepu

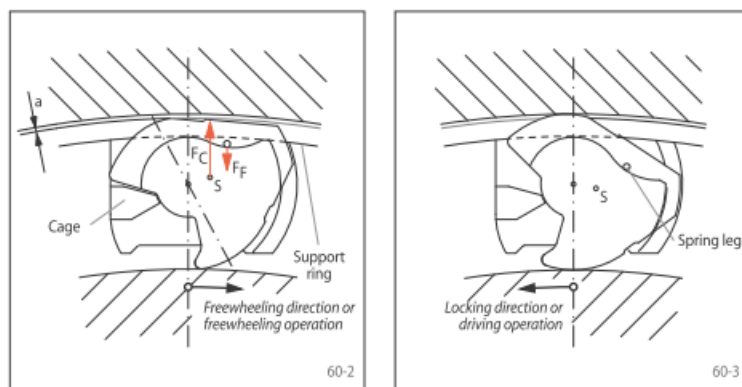
Pro přenos momentu na vstupní hřídel slouží dvě těsná pera se vzájemným umístěním po 120°. Výpočet proveden programem Kisssoft dle normy DIN 6892 B. Uvažován materiál per i náboje spojky C60 +QT a materiál hřídele 34CrNiMo6 +QT.

Výpočet per vstupní hřídele			
Veličina	Hřídel	Pero	Náboj
Kontaktní tlak [MPa]	232	223	232
Bezpečnost [-]	3,91	3,03	2,46

Tabulka 5-8: Vyhodnocení per vstupní hřídele

5.7.4 Výběr zpětné brzdy

Byla vybrána zpětná brzda Ringspann FXN 170-63 s maximálním brzdým momentem 19 000 Nm. Tato brzda splňuje podmínku ubrždění nominálního vstupního momentu, který činí 17 460 Nm. Zpětná brzda funguje na principu vzpříčení elementů a vzniku třecího momentu.



Obrázek 5-17: Princip funkce zpětné brzdy (12)

5.8 Konstrukční řešení unášeče

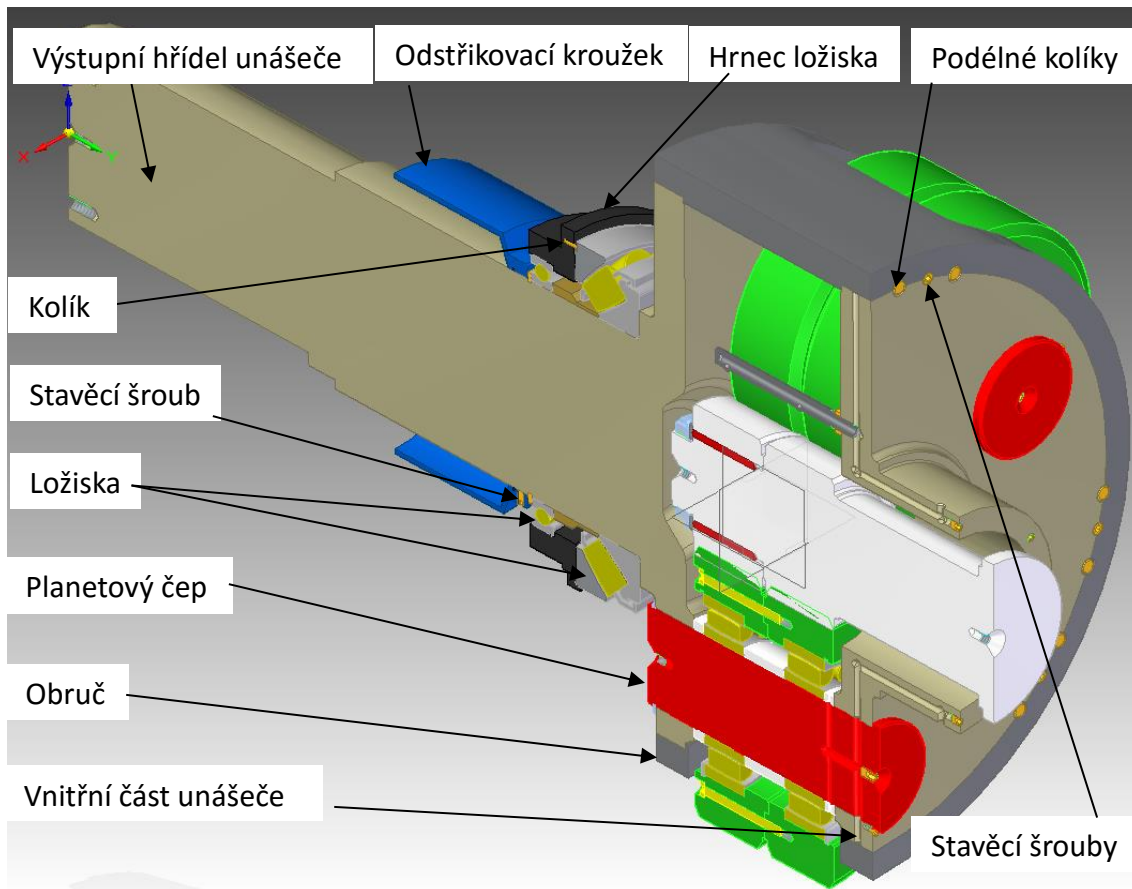
Těleso unášeče je koncipováno jako sestava tří dílů z důvodu vyšší ceny odlitku a vysokého namáhání výstupního hřídele. Krouticí moment je přenášen mezi jednotlivými díly unášeče pomocí podélných kolíků, axiálně jsou jednotlivé díly pojištěny pomocí stavěcích šroubů.

V sestavě unášeče jsou uloženy sestavy planetových kol. Planetová kola jsou unášena pomocí planetových čepů. Čepy jsou na jedné straně axiálně pojištěny hlavou a na druhé pojistným kroužkem. Proti pootočení jsou zajištěny pomocí drážky na hlavě čepu a šroubu v unášeči.

Před montáží planetových kol do tělesa unášeče je nutné namontovat mazací trubice s tryskami a osadit centrální pastorek, jelikož je ozubení dvojité šikmé.

V sestavě unášeče jsou namontována dvě ložiska radiální kuličkové a axiální soudečkové. Axiální polohu ložisek zajišťuje rozpěrný kroužek s pojistným kroužkem a hrnec v němž jsou ložiska namontována. Axiální soudečkové ložisko s hrcem jsou tečně spojeny pomocí kolíku tak, aby nemohlo dojít k protočení vnějšího kroužku. Dále je unášeč osazen odšťikovacím kroužkem pojištěným stavěcím šroubem.

Celá sestava unášeče se montuje do vrcholové sestavy najednou tak, jak je na obrázku (Obrázek 5-18). Kompletní výkres této sestavy s označením všech pozic je přílohou diplomové práce.



Obrázek 5-18: Sestava unášeče

5.8.1 Výpočet podélných kolíků unášeče

Je použito 16 ks kalených válcových kolíků $d=16$ mm; činná délka $l=24$ mm. Pro výpočet kolíků bude uvažován přenos zatížení pouze přes $2/3$ kolíků. Výpočet proveden pro $KA=2$. Jelikož je přes obruč přenášena polovina výstupního momentu a bezpečnost je 2 lze zadat přímo výstupní moment.

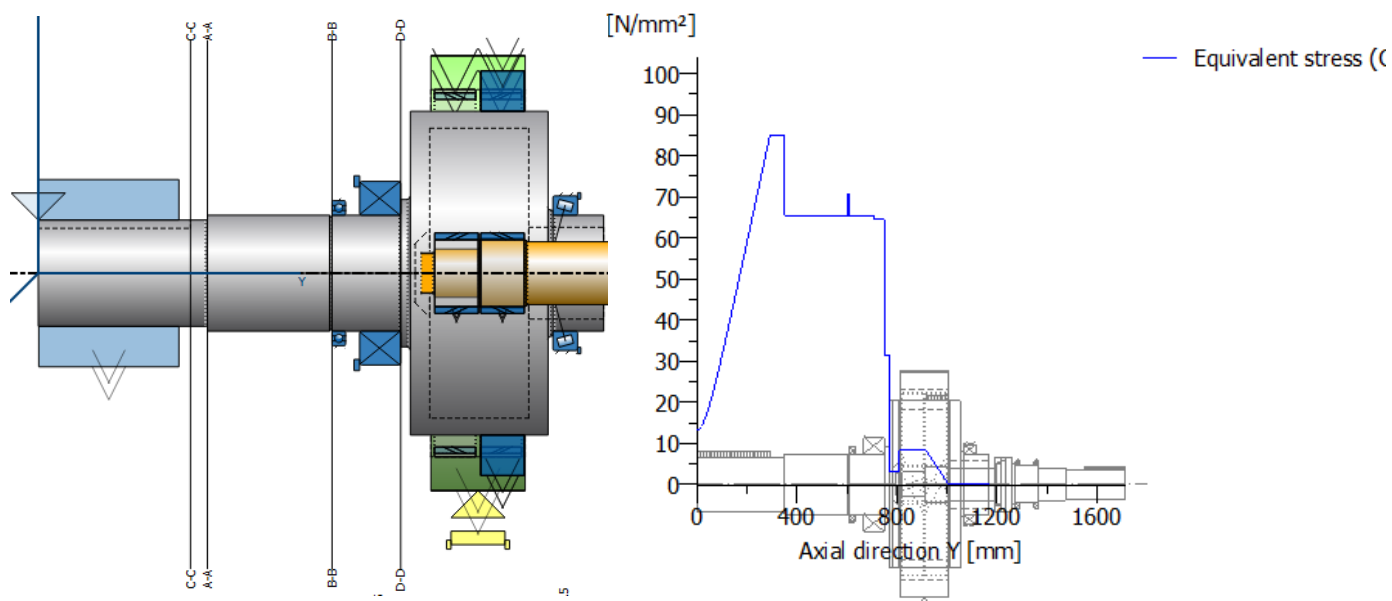
$$\tau_s = \frac{F_o}{S} = \frac{\frac{M_k}{r}}{n \cdot d \cdot l \cdot \frac{2}{3}} = \frac{\frac{101,24 \cdot 10^6}{305}}{16 \cdot 16 \cdot 24 \cdot \frac{2}{3}} = 81 \text{ MPa} \quad \text{Rovnice 5-11: Smykové napětí v kolíku}$$

$$p = \frac{F_o}{S} = \frac{\frac{M_k}{r}}{n \cdot r \cdot l \cdot \frac{2}{3}} = \frac{\frac{101,24 \cdot 10^6}{305}}{16 \cdot 8 \cdot 24 \cdot \frac{2}{3}} = 162 \text{ MPa} \quad \text{Rovnice 5-12: Tlakové namáhání kolíku}$$

5.8.2 Výpočet hřídele unášeče

Hřídel je zatížena nominálním momentem a maximální zadanou axiální silou -500 kN. Pro výpočet ložisek bude uvažována i síla +200 kN, od zpětného rázu rotoru čerpadla. V přiloženém grafu je vidět průběh napětí (bez zohlednění vrubových účinků). V označených řezech A až D

je vyhodnocena statická bezpečnost a únavová bezpečnost. Materiál unášeče C60 +QT s mezí kluzu 580 MPa.



Obrázek 5-19: Výpočtový model a grafické zobrazení napětí v tělese unášeče

Vyhodnocení vrubů unášeče – nominální zatížení		
Řez	Statická bezpečnost [-] (min 1)	Únavová bezpečnost dle DIN743 [-] (min 1,2)
A-A	2,72	2,42
B-B	3,3	2,92
C-C	2,73	2,73
D-D	3,61	3,31

Tabulka 5-9: Vyhodnocení vrubů unášeče

Z uvedených bezpečností vyplývá, že unášeč vyhovuje.

5.8.3 Výpočet ložisek unášeče

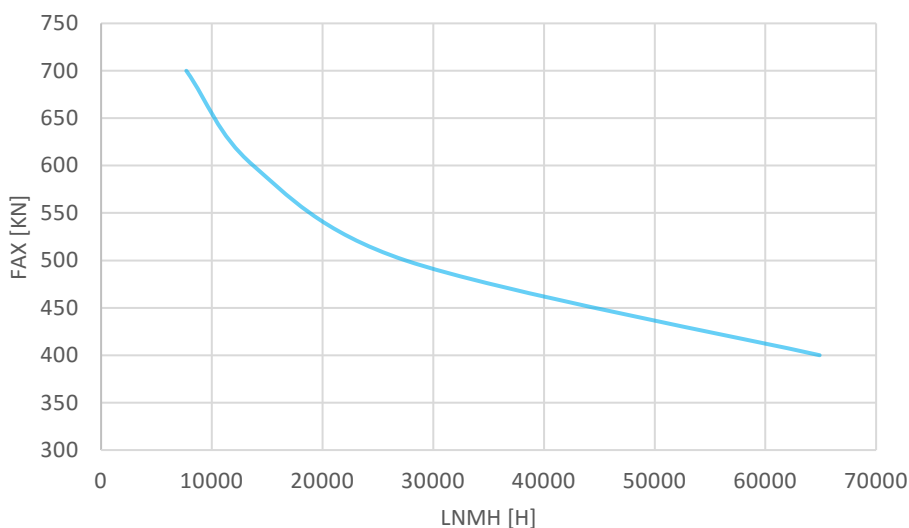
Výpočet ložisek je proveden pro modifikovanou životnost dle normy ISO TS 16281. Podmínky výpočtu jsou: teplota hřídele je 65°C, teplota skříně 55°C, teplota oleje 60°C. Čistota oleje dle ISO 4406 -/15/12 -β12=200.

Vyhodnocení ložisek dle ISO TS 16 281				
Ax. Síla [kN]	- 500		+ 200	
Ložisko - zleva	S0 [-]	Ln _{mh} [h]	S0 [-]	Ln _{mh} [h]
SKF 61 848	>100	> 10 ⁶	>100	> 10 ⁶
SKF 29 348 E	12,95	27 492	>100	> 10 ⁶
SKF 32 948	>100	> 10 ⁶	7.95	3 387

Tabulka 5-10: Vyhodnocení ložisek unášeče

Byla vyhodnocena životnost axiálního soudečkového ložiska v závislosti na aplikované vnější síle. Z grafu je patrné, že vnější zatížení vyšší než 700kN není převodovka s rozumnou životností ložiska schopna zvládnout. Skříň bude proto navržena právě pro toto zatížení.

Vliv axiálního zatížení na životnost ložiska SKF 29348



Obrázek 5-20: Graf vlivu axiálního zatížení na životnost ložiska SKF 29348

5.8.4 Výpočet per výstupního čepu

Pro přenos momentu na rotor čerpadla slouží dvě těsná pera umístěná ve výstupním čepu unášeče se vzájemným umístěním po 120°. Výpočet proveden programem Kisssoft dle normy DIN 6892 B. Uvažován materiál pera, hřídele i náboje spojky C60 +QT.

Výpočet per unášeče			
Veličina	Hřídel	Pero	Náboj
Kontaktní tlak [MPa]	248	253	253
Bezpečnost [-]	2,04	2,32	2,26

Tabulka 5-11: Výpočet per unášeče

5.8.5 MKP výpočet unášeče

U unášeče bude provedena pouze statická napěťová analýza pro nominální zatížení. Vyhodnocovaná je pouze oblast uložení čepů. Namáhání hřídele a její únavové vlastnosti jsou posouzeny samostatně analyticky v programu Kisssoft.

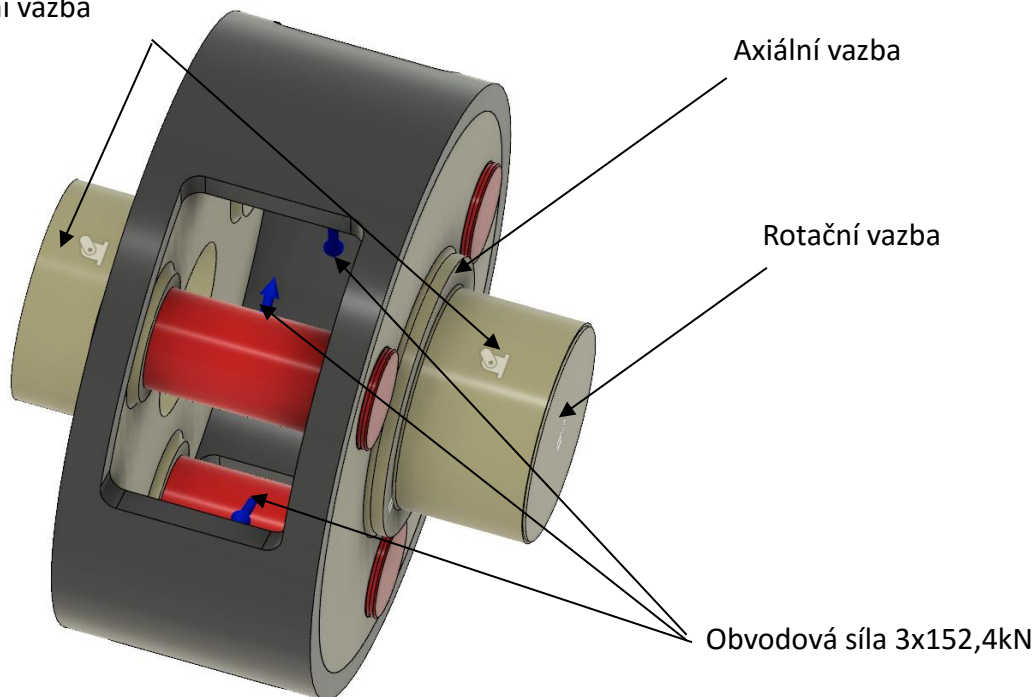
Všechny komponenty unášeče jsou vyrobeny z materiálu C60 +QT s mezí kluzu 580 MPa.

5.8.5.1 Definice okrajových podmínek

Na planetové čepy je aplikována obvodová síla o velikosti $F_o=152,4\text{kN}$ vycházející z výstupního momentu. Na obou válcích hřídele je odebrána možnost radiálního posuvu. Na

čele pravého válce je zafixována rotace kolem osy a v opěrné ploše ax. ložiska je odebrán posuv v axiálním směru. Ve stykových plochách čepů je aplikován koeficient statického tření 0,15.

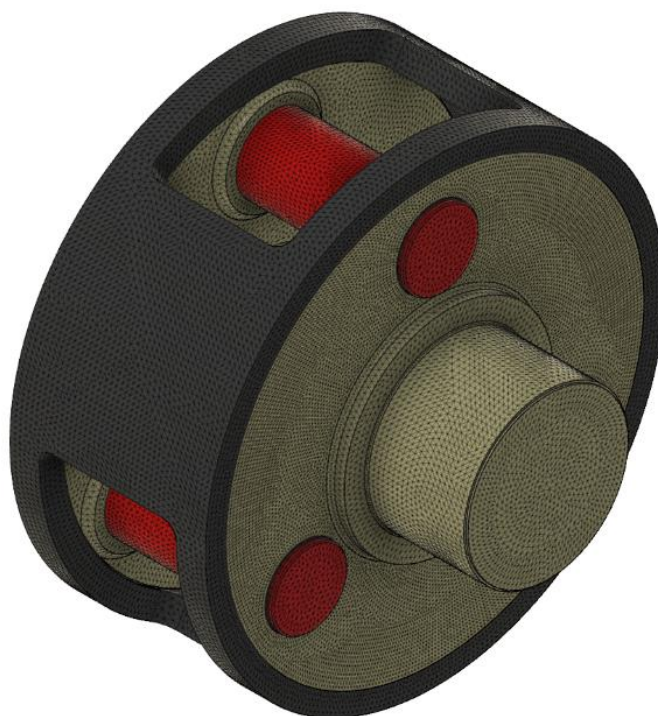
Radiální vazba



Obrázek 5-21: Okrajové podmínky

5.8.5.2 Zásítování

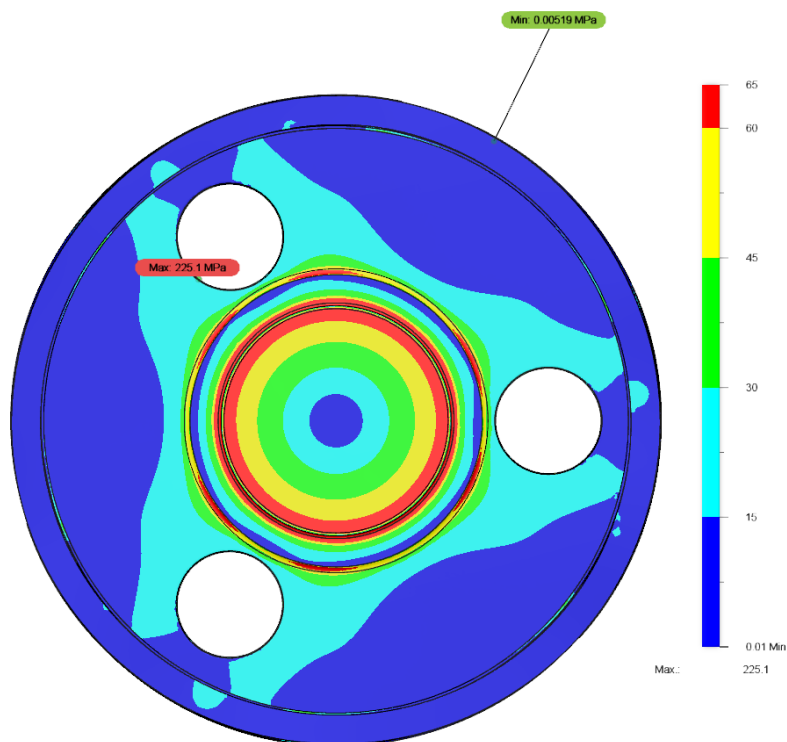
Sítování je provedeno pomocí 3D tetrahedrických elementů s meziuzly. Absolutní velikost prvků je 5 mm. Minimální tloušťka stěny unášeče je 40 mm.



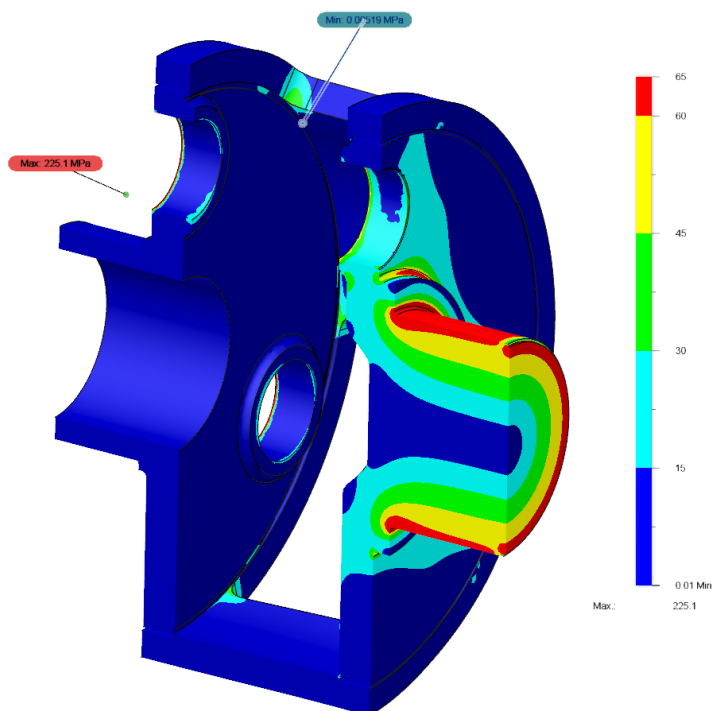
Obrázek 5-22: Zásítování unášeče

5.8.5.3 Napětí

V tělese unášeče se napětí pohybuje pouze do hodnot kolem 50 MPa. Vyšší napětí je pouze ve vrubech hřídele a na hranách kontaktních ploch s planetovými čepy, zde maximální napětí dosahuje hodnot 225 MPa. Což je vzhledem k použitému materiálu vyhovující. Tento materiál je použit především z důvodu vysokých napětí ve vrubech na hřídelové části unášeče, která zde byla pro zjednodušení odstraněna.



Obrázek 5-23: Napětí v tělese unášeče



Obrázek 5-234: Napětí v tělese unášeče

5.9 MKP výpočet skříně

Bude provedena kontaktní statická analýza skříně pro vyhodnocení deformací a napětí. Modální analýza prováděna nebude, jelikož není předpokladem, že by mohlo dojít k rezonancím a v okolí převodovky se nepředpokládá výskyt budících frekvencí. Statická analýza bude provedena pro nominální stav a pro stav se zpětnou silou od rotoru čerpadla.

Výpočet je proveden v softwaru Autodesk Fusion 360. Tento software umožňuje spustit výpočet v cloudu na serveru společnosti Autodesk a tím řešit složité modely bez potřeby výkonného PC.

Materiál skříně je S355J2 s mezí kluzu 350 MPa. Skříň je po svaření vyžihána na snížení pnutí tak aby došlo k odstranění zbytkových napětí a snížení deformací po obrábění skříně. Hlavní nosné svary přírub a vnitřních opěrných žebër jsou tvaru $\frac{1}{2}$ V. Vnější žebra a odvod oleje je svařen pomocí koutových svarů.

5.9.1 Nominální zátěžný stav

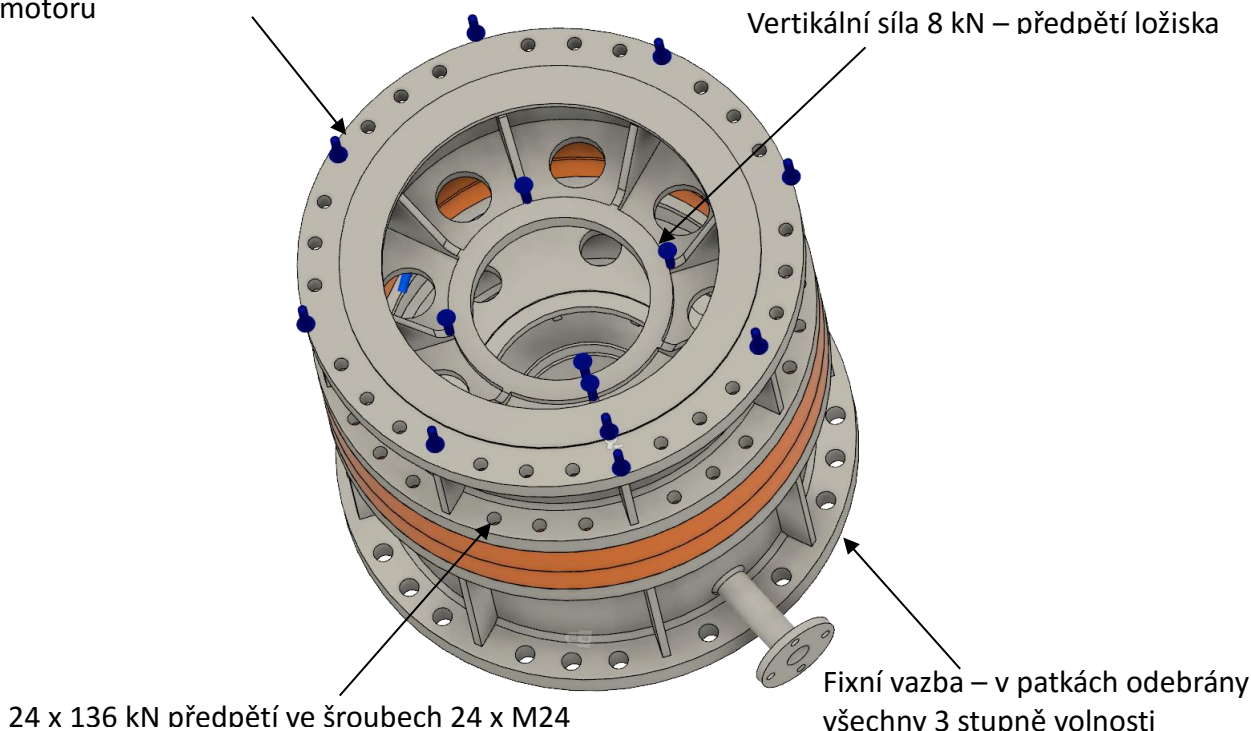
Nominálním stavem se rozumí základní zátěžný stav, kdy převodovka pracuje při předepsaných otáčkách a výkonu odpovídajících motoru. Tento stav se předpokládá jako hlavní zátěžný stav. Přetížení je pouze krátkodobé většinou ve formě rozběhového momentu nebo vibrací a rázů od poháněného zařízení.

5.9.1.1 Definice okrajových podmínek

Vertikální síla 700 kN je zvolena oproti nominální síle 500 kN jako maximální možná síla z pohledu životnosti ložiska alespoň 5000 h. Vertikální čerpadla pro hasicí pumpy často vyžadují jen velmi krátkou životnost ložisek.

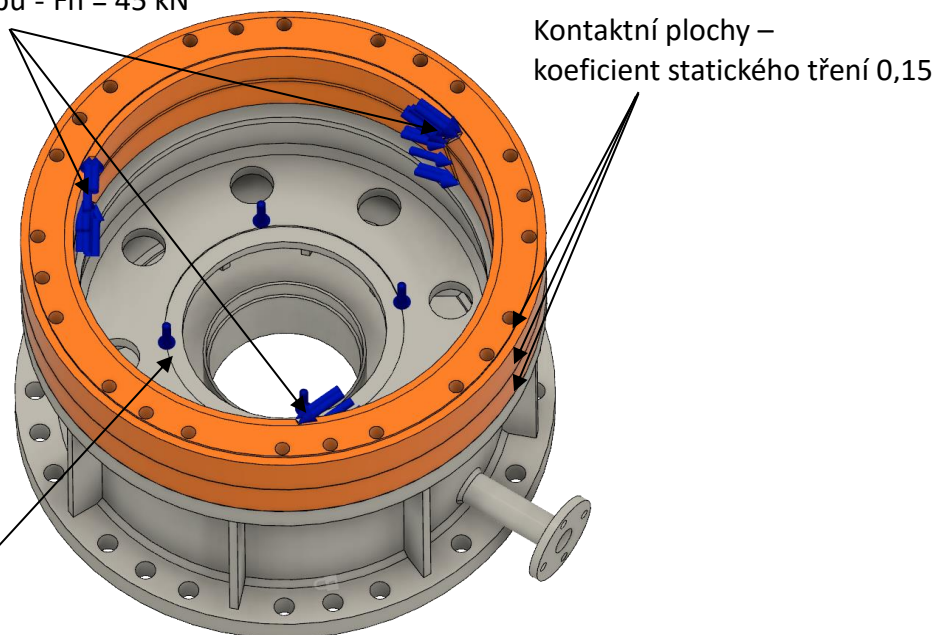
Vertikální síla -100 kN – gravitační působení motoru

Vertikální síla 8 kN – předpětí ložiska



Obrázek 5-24: Definice okrajových podmínek

6 x Normálové zatížení zubů - $F_n = 45 \text{ kN}$

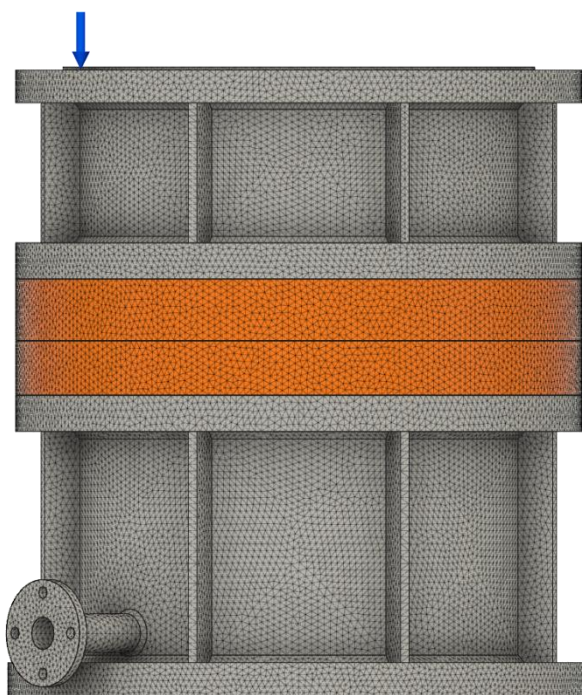


Vertikální síla -700 kN síla od rotoru čerpadla

Obrázek 5-25: Definice okrajových podmínek

5.9.1.2 Zasít'ování modelu

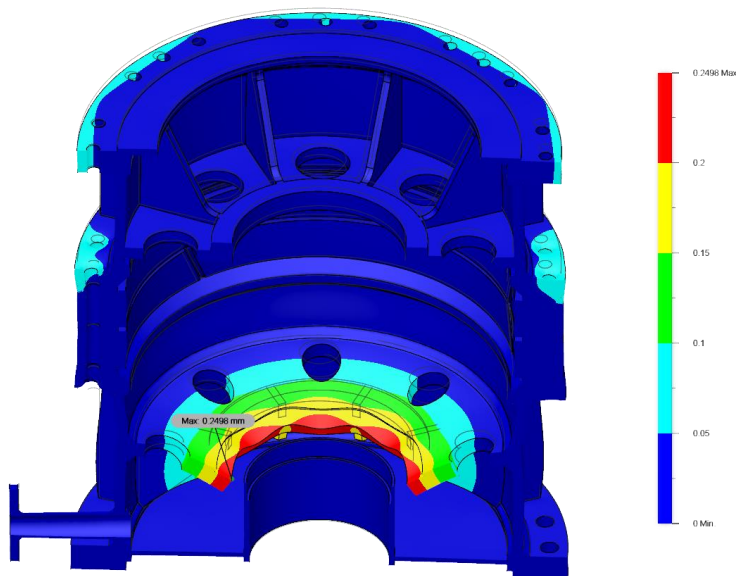
V modelu jsou použity 3D tetrahedrické prvky s meziuzly. Tím je dosaženo lepšího vyhodnocení napětí. Absolutní hodnota velikosti elementu je 5 mm, přičemž nejmenší tloušťka plechu skříně je 10 mm. Tudíž jsou v každém místě alespoň dva prvky na tloušťku stěny.



Obrázek 5-26: Zasít'ování

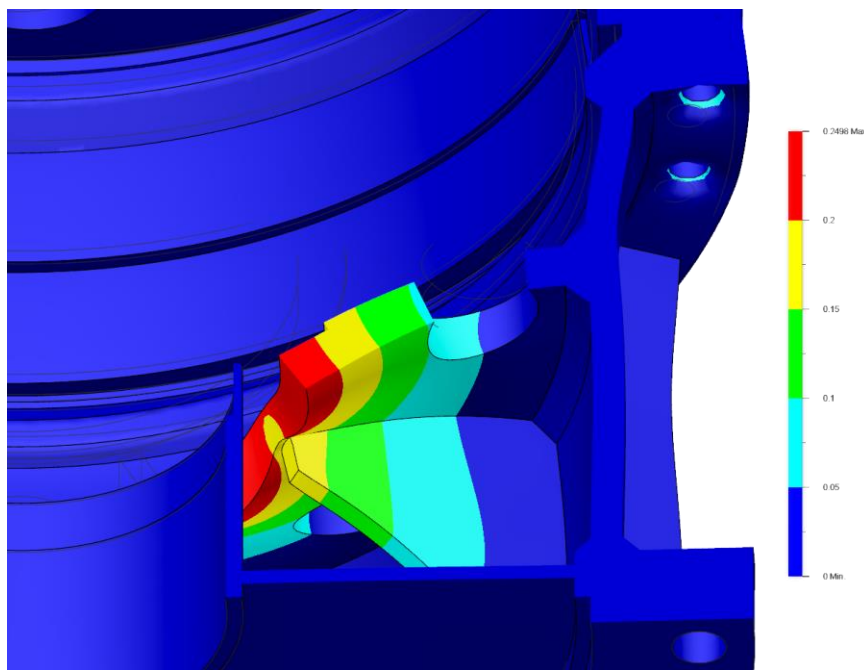
5.9.1.3 Deformace

Deformace se odehrává především v oblasti příruby podepírající soudečkové axiální ložisko. Deformace se projevuje v axiálním směru průhybem příruby a deformací žebër, které ji podepírají.



Obrázek 5-27: Deformace skříně

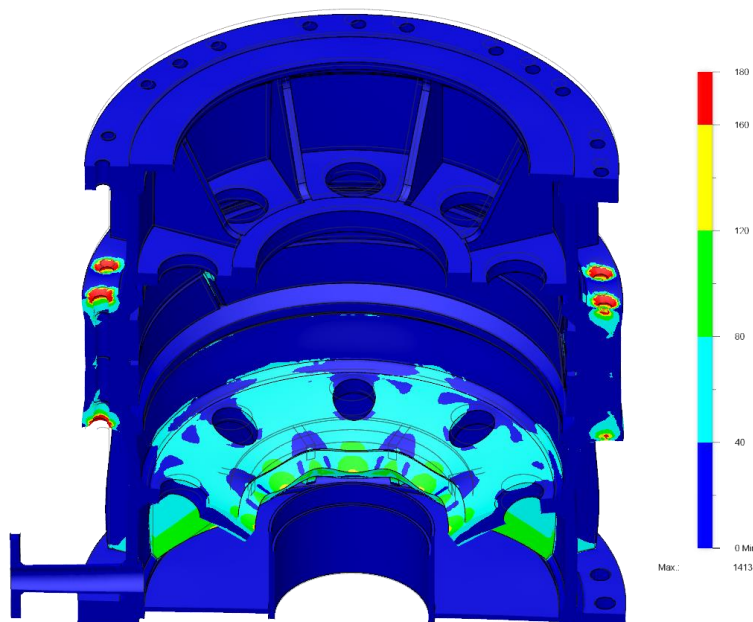
Maximální hodnota deformace je 0,24 mm ve vertikálním směru. Deformace v tomto směru nemá na funkci převodovky zásadní vliv, jelikož se odehrává ve směru osy rotace, dojde pouze k posunutí unášeče. Ozubené díly se díky axiálním silám a axiálně volnému uložení udrží ve stejné pracovní pozici a tato deformace na ně tedy nemá vliv. V oblasti ozubení dochází k deformaci menší než 0,05 mm což je velmi malá hodnota s nepatrným vlivem.



Obrázek 5-28: Deformace skříně detail

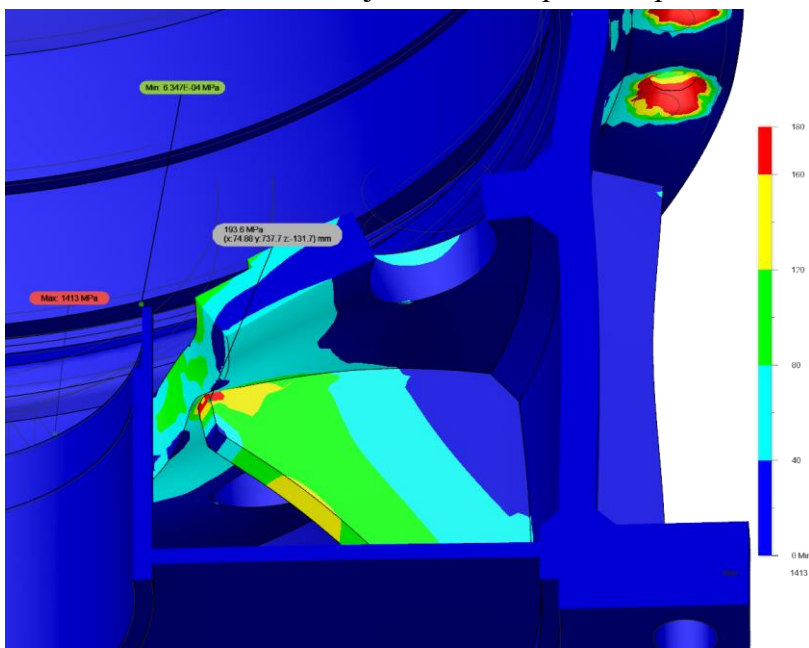
5.9.1.4 Napětí

Zobrazené napětí je celkové redukované napětí Von-Mises. Maximální hodnota napětí je dle výpočtu přibližně 1000 MPa, tato hodnota však neodpovídá realitě, jelikož se jedná o napětí v místě aplikace předpětí šroubů. V programu Fusion 360 nelze aplikovat předpětí do plochy ale pouze na hranu díry, z toho důvodu vznikají v této oblasti špičková napětí. Skutečné napětí se pohybuje do 200 MPa



Obrázek 5-29: Napětí ve skříni

Maximální napětí se nachází v oblasti příruby pro axiální ložisko a jejích opěrných žeber. Maximální hodnota napětí v této oblasti je 196 MPa. Jedná se o tlakové napětí ve velmi malé oblasti na čele žebra. Z toho důvodu se nejedná o nebezpečné napětí.



Obrázek 5-30: Napětí ve skříni detail

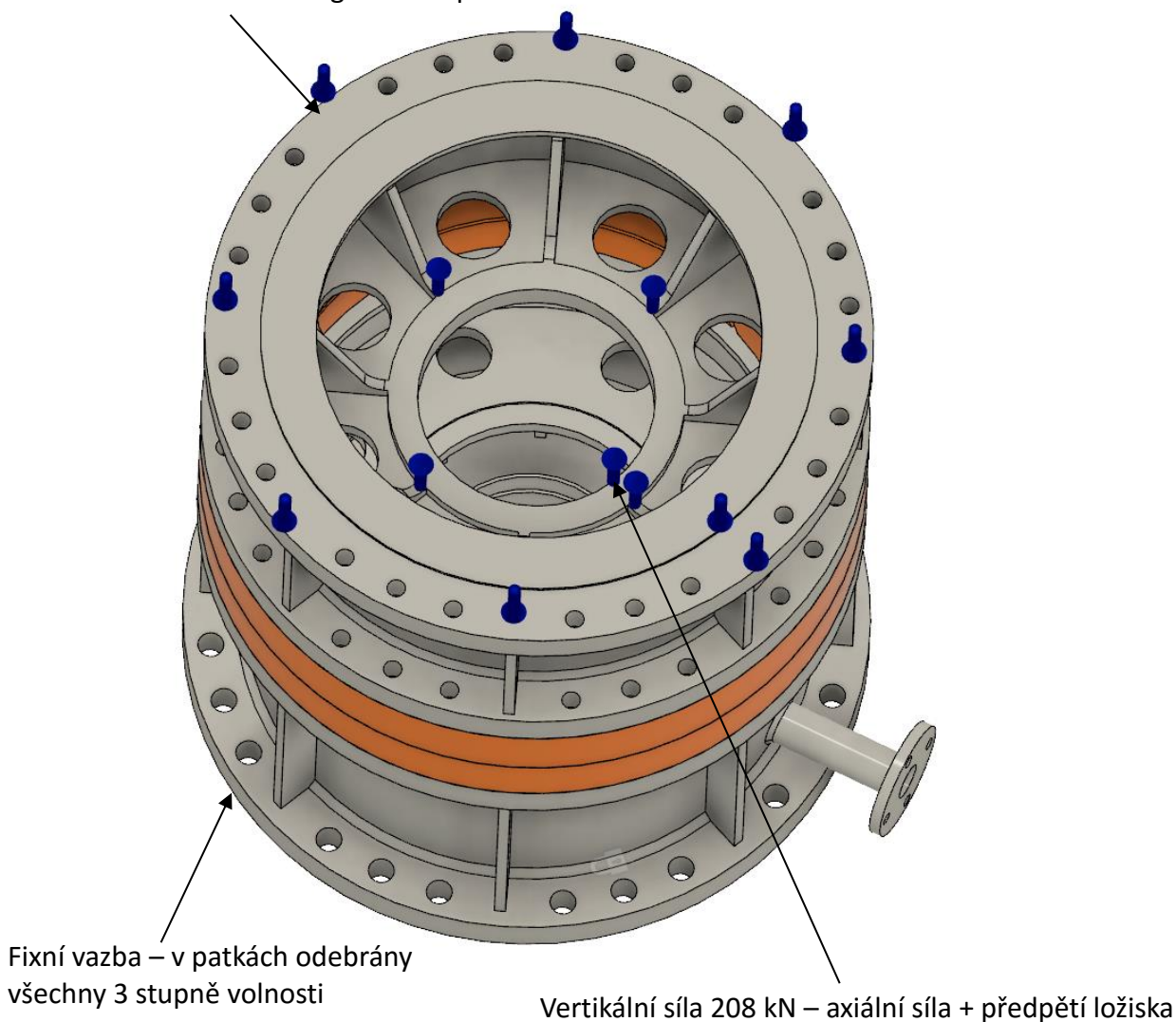
5.9.2 Zátěžný stav s rázovou silou

Jedná se o stav, který může nastat v případě bezpečnostního uzavření ventilu sacího potrubí čerpadla nebo v případě vypnutí motoru při plné zátěži. Kdy čerpaná kapalina svou setrvačností způsobí obrácení axiální síly na rotoru čerpadla. V obou případech již nedochází k přenosu kroučícího momentu převodovkou. Maximální axiální síla je v tomto případě obvykle přibližně 1/3 nominální axiální síly v opačném směru.

5.9.2.1 Okrajové podmínky

Zasíťování zůstává stejné jako pro nominální stav. Mění se pouze okrajové podmínky. Kdy zůstává pouze gravitační zatížení od motoru a axiální síla se přenesse do nového působíště.

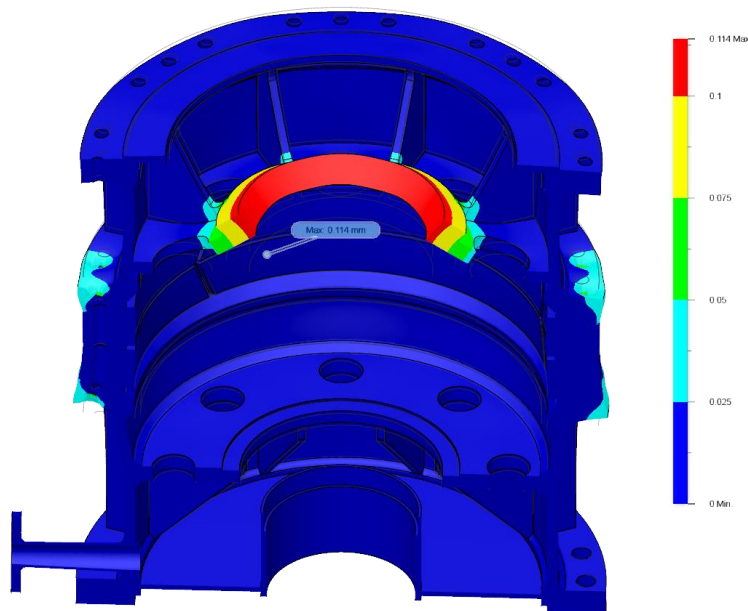
Vertikální síla -100 kN – gravitační působení motoru



Obrázek 5-31: Definice okrajových podmínek

5.9.2.2 Deformace

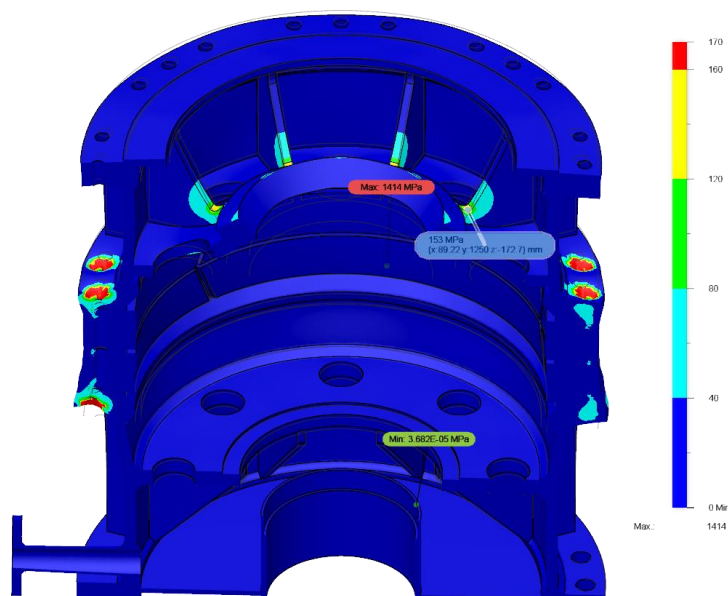
Největší deformace se projevuje v oblasti příruby pro radiálně axiální kuželíkové ložisko. Axiální deformace nemá stejně jako u nominálního stavu vliv na ozubení. Maximální deformace je 0,11 mm. Deformace v oblasti ozubení je opět velmi malá pod 0,025 mm.



Obrázek 5-32: Deformace skříně

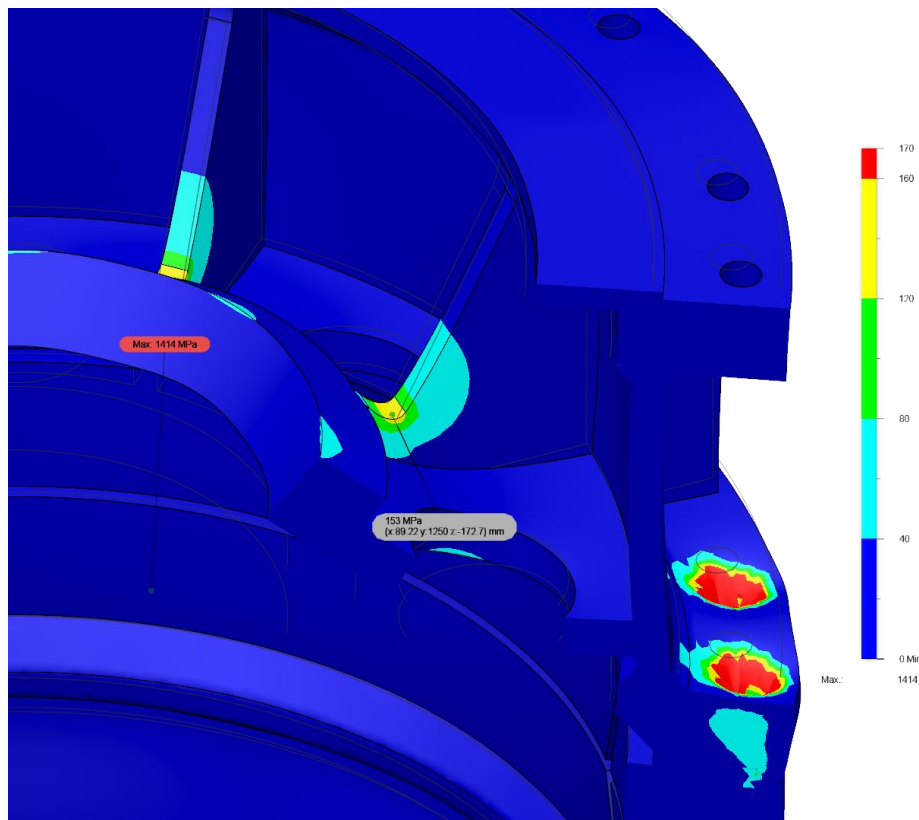
5.9.2.3 Napětí

Maximální napětí je opět v oblasti předpětí šroubů. Znovu se jedná o špičkové napětí z důvodu aplikace předpětí na hranu díry. Toto napětí opět pomineme, jelikož nereprezentuje



Obrázek 5-33: Napětí ve skříně

skutečnost. Maximální napětí v tělese skříně je tak v oblasti žeber příruby. Zde dosahuje hodnot do 160 MPa. Jedná se o tlakové, napětí tudíž není tato hodnota nijak nebezpečná.



Obrázek 5-34: Napětí skříně - detail

5.10 Návrh mazacího systému

Jelikož se jedná o vertikální převodovku není možné zaručit mazání všech komponent broděním. Z toho důvodu je nutno použít oběhové mazání, jak pro mazání ložisek, tak pro mazání záběru ozubení. Díky oběhovému mazání s filtrací je možné výrazně zvýšit životnost ložisek z důvodu odfiltrování nečistot v oleji. Díky neustálému stabilnímu průtoku oleje je dosaženo také lepší teplotní stability a udržení stabilního olejového filmu. V mazacím systému bude použit chladič z důvodu vysokého výkonu převodovky a možného umístění např. v uzavřeném prostoru strojovny lodě či těžební plošiny kde se může okolní teplota vyšplhat k hodnotám přesahujícím 50°C.

Mazací agregát nebude součástí převodovky – jelikož není převodovka schopna pojmout dostatečné množství oleje. Dále by byla vzhledem k velikosti převodovky komplikovaná montáž čerpadla a dalších prvků mazacího agregátu.

Mazací agregát bude umístěn na podlaze vedle převodovky. Na mazací systém převodovky bude připojen pomocí normalizovaných přírub. Bude osazen vlastním elektrickým zubovým čerpadlem, snímačem průtoku, dvojitým filtrem (pro možnost nepřerušného provozu v případě ucpání jednoho z filtrů), snímačem teploty, tlaku a průtoku. Dále bude mít vlastní nádrž o dostatečné kapacitě, která bude sloužit jako zásobník pro olej s elektronickým snímáním hladiny oleje. V nádrži budou umístěny ohřívače oleje.

5.10.1 Vyhodnocení ztrát a účinnosti

Pro návrh mazacího systému je nutné vyhodnocení ztrát v jednotlivých mazaných místech. Na základě ztrátových výkonů se stanoví průtok těmito místy a stanoví se také potřebný výkon chladiče. Ztráty jsou určeny dle výpočtů v programu Kisssoft.

Tabulka ztrát pro nominální zatížení		
Ložiska		
Počet	Typ ložiska / záběr ozubení	Ztrátový výkon [W]
2 x	SKF 61 830	200
1 x	SKF 32 948	90
1 x	SKF 29 348	1 150
1 x	SKF 61 848	50
6 x	SKF C 2222	400
Suma ztrát v ložiscích		3 890
Ozubení		
6 x	Cen. pas. – plan. kolo	1 900
6 x	Plan. kolo – korunové kolo	300
Suma ztrát v ozubení		13 200
Suma ztrát převodovky		17 090
Výkon motoru [kW]		2 237
Účinnost převodovky [%]		99,24

Tabulka 5-12: Vyhodnocení ztrát a účinnosti

5.10.2 Průtoky mazanými místy

Běžně se pro výpočet průtoku ozubením ze ztrát používá koeficient, který je závislý na přípustném oteplení oleje při průchodu zubovým záběrem. Bude uvažováno oteplení o 15°C, které odpovídá koeficientu 2,1 x ztrátový výkon.

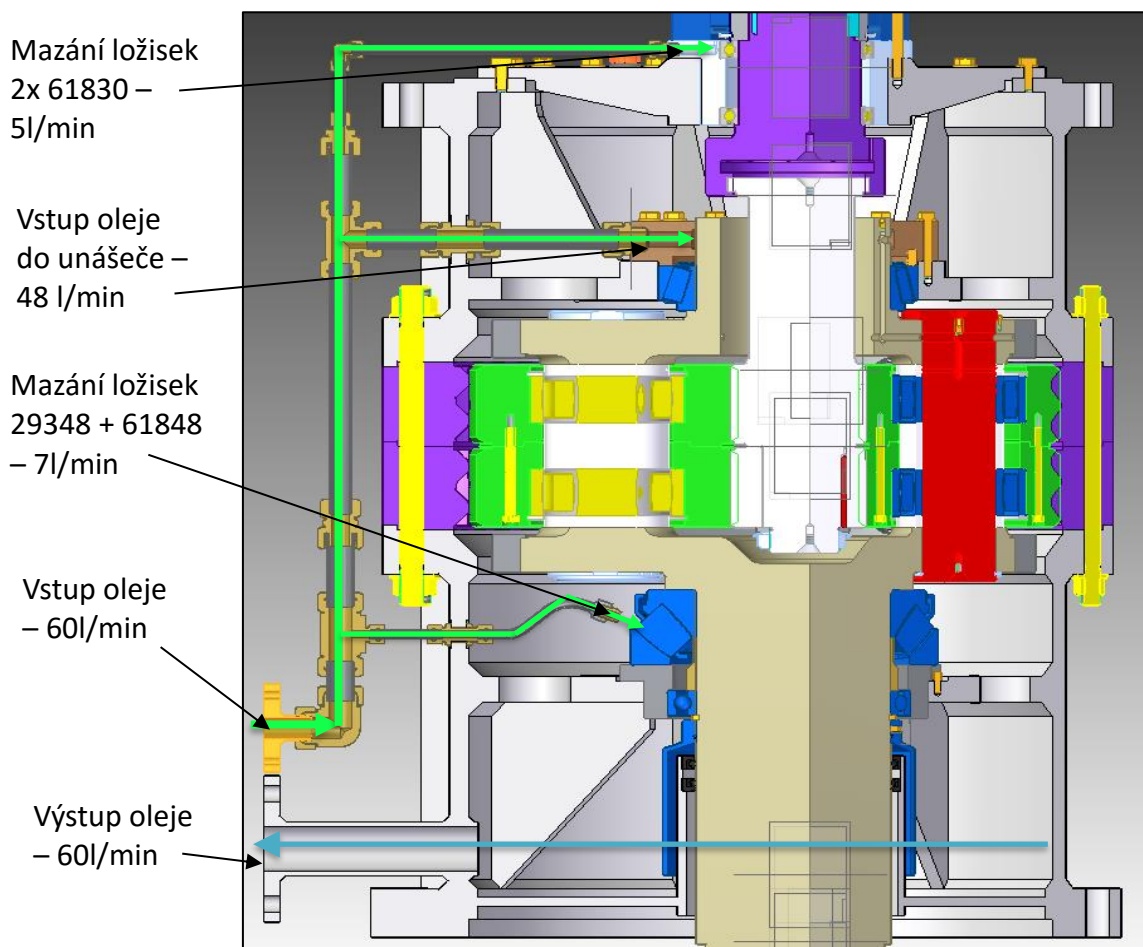
Pro ložiska mazaná průtokem oleje budou použity průtoky dle doporučené tabulky výrobce SKF.

Tabulka doporučených průtoků ložiskem dle SKF			
Průměr ložiska d [mm]		Průtok oleje [l/min]	
od	do	min	max
-	5	0,3	1
50	120	0,8	3,6
120	400	1,8	6

Tabulka 5-13: Doporučené průtoky ložiskem SKF (3)

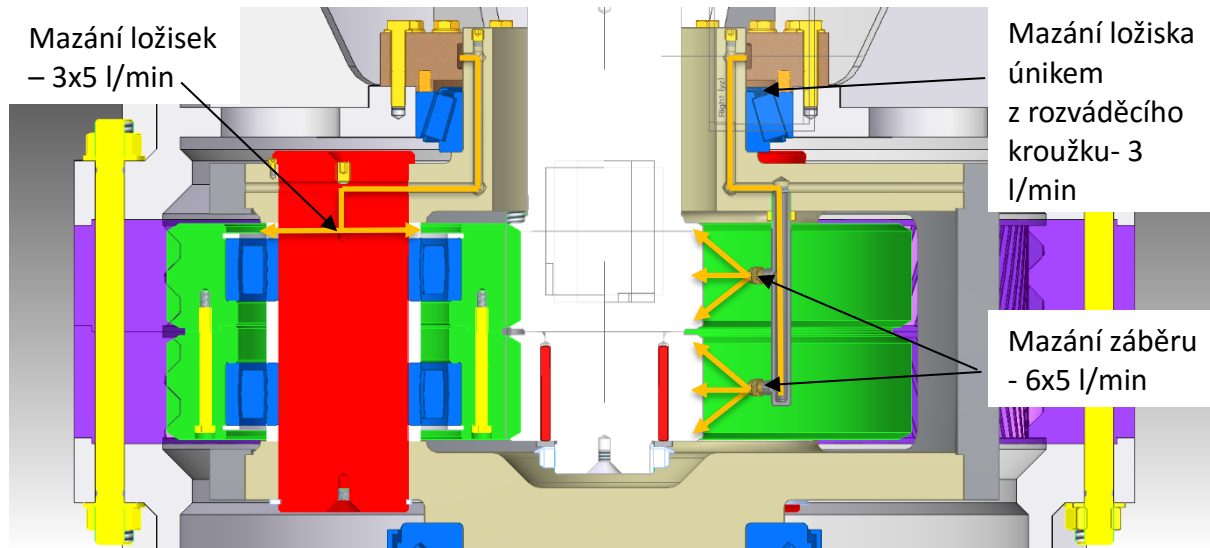
Tabulka průtoků		
Ložiska		
Počet	Typ ložiska / záběr ozubení	Zvolený/vypočtený průtok [l/min]
2 x	SKF 61 830	2,5
1 x	SKF 32 948	3
1 x	SKF 29 348	5
1 x	SKF 61 848	2
6 x	SKF C 2222	2,5
Suma průtoků ložisky		30
Ozubení		
6 x	Cen. pas. – plan. kolo	5
6 x	Plan. kolo – korunové kolo	0 – mazáno a chlazeno pasivně
Suma průtoků pro ozubení		30
Suma průtoků převodovkou		60

Tabulka 5-14: Tabulka průtoků

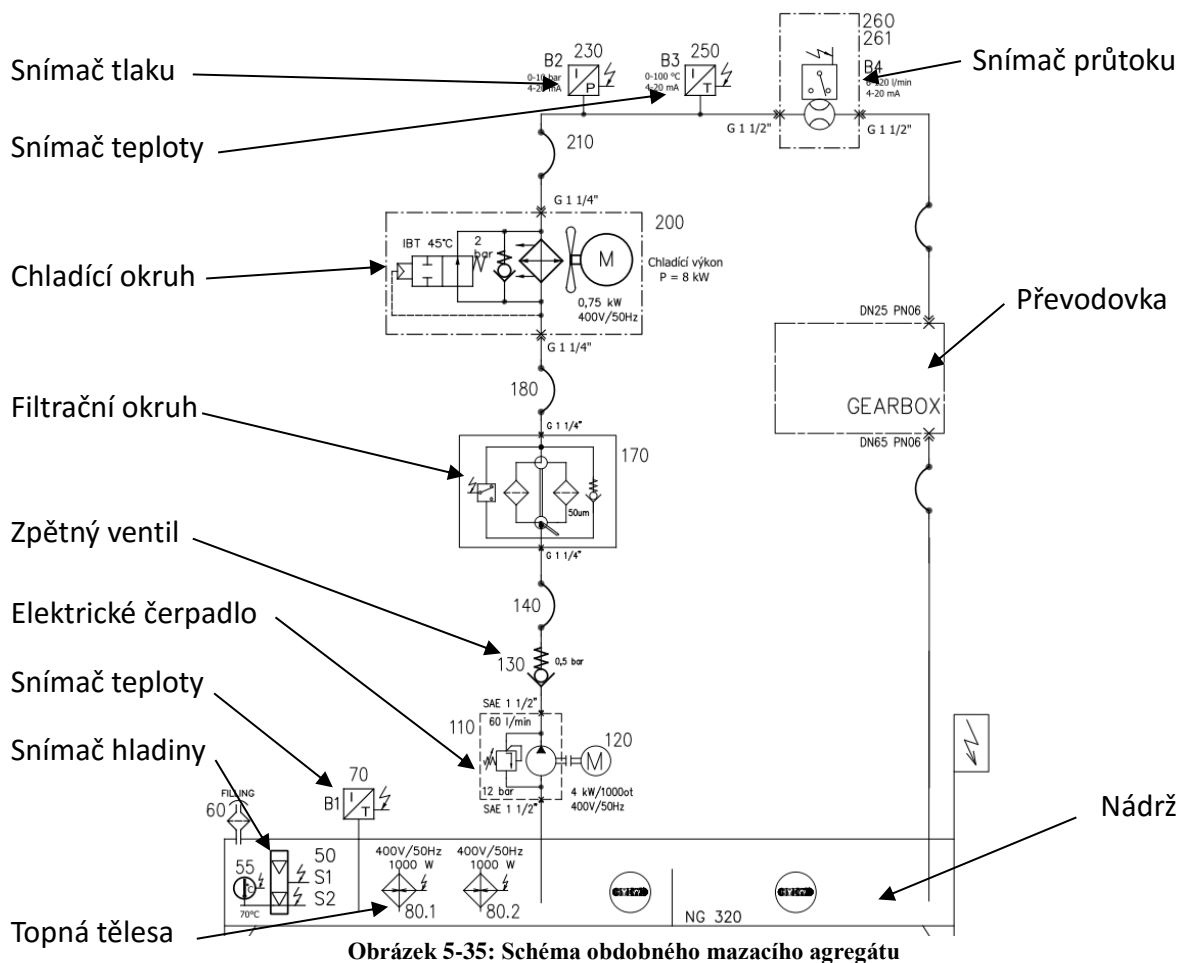


Obrázek 5-34: Schéma rozvodů oleje

Vzhledem k celkovému potřebnému průtoku 60 l/min je zvolena celková kapacita nádrže mazacího agregátu 250L. Což odpovídá celkovému množství oleje přibližně 300 L. Toto množství je potřebné pro dostatečnou prodlevu mezi odvodem oleje a jeho novým nasátím. Zabraňuje nasátí zpěněného oleje a dává prostor pro částečné usazení mechanických nečistot před nasáním oleje.



Obrázek 5-36: Detail rozvodů oleje v unášeci



Obrázek 5-35: Schéma obdobného mazacího agregátu

6 Výpočet alternativních převodů

6.1 Podmínky výpočtu

Z důvodu velkého rozsahu výpočtů celé převodovky se v této kapitole zaměříme pouze na výpočet ozubení pro alternativní varianty převodového poměru. Byly zvoleny převody 3,687 a 7,687 tedy převody o 2 menší a větší než původně zadaný převod 5,687.

Je zapotřebí určit jakým způsobem bude převodový stupeň navržen. Vzhledem k definici velikosti planetové převodovky především podle vnějšího průměru, celkových přípojovacích rozměrů a výstupního momentu se jeví jako nejvhodnější varianta zachování stejného korunového kola nebo alespoň co nejbližších rozměrů a úpravy planetových kol a centrálního pastorku. U unášeče by bylo možné provést pouze úpravu opracování a případně změnu středového dílu. U skříně by se tak mohlo jednat také pouze o dílčí úpravy opracování.

Výpočet bude proveden pro stejný výstupní moment a stejné vstupní otáčky jako v případě původního řešení pokud bude ozubení vycházet. Pokud nebude vycházet bude určen maximální výstupní MK.

6.2 Výpočet pro převod 3,687

Pro převod 3,687 vychází všechny navržené varianty pro nominální moment s dostatečnou bezpečností i při zachování šířky současného ozubení. U varianty č. III je dokonce použito korunové kolo s identickou geometrií ozubení jako pro převod 5,687. Z toho důvodu se varianta III jeví jako nejvhodnější. Tato varianta má navíc nejnižší ztráty v ozubení a nejpřesnější dosažení převodového poměru.

Pro tento převodový poměr se zmenšil přípustný průměr ložiska, zároveň se však zvýšila osová vzdálenost. Z toho důvodu by bylo nutné prověřit nová planetová ložiska a planetový čep. Změnit opracování unášeče a přepracovat díl unášeče osazený kuželíkovým ložiskem tak, aby jím prošel centrální pastorek, který navýšil svůj průměr. Z toho důvodu je nutné změnit i svařenec skříně a opracování.

Návrh ozubení – 3,687					
Parametry ozubení					
Varianta	I	II	III	IV	V
Modul [mm]	6			8	
α [°]	20°				
β [°]	24°7'12''			28°44'6''	
Z_{cp} [-]	39	40	41	29	28
Z_p [-]	36	36	34	25	24
Z_{kk} [-]	-108	-110	-109	-79	-77
N_{pl} [-]	3				
i-skutečný [-]	3,769	3,75	3,659	3,728	3,75
i-potřebný [-]	3,687				

i-rozdíl [%]	+2,2	+1,7	+0,5	+1,4	+1,7
Geometrie ozubení					
Bcp [mm]	185	185	185	185	185
Dcp [mm]	256,385	262,958	269,532	264,583	255,459
Bcp/Dcp [-]	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7
Dfpl [mm]	218,149	219,718	216,402	210,6	205,012
Dložmax [mm]	150	150	150	140	140
Dfkk [mm]	-734,038	-745,210	-746,745	-745,139	-729,563
Dextkk [mm]	900				
Pevnostní výpočet ozubení					
K _γ [-]	1,15				
K _{Hβ} [-]	1,15				
KA [-]	2				
MKout [Nm]	101 240				
Lh [h]	50 000				
SFmin [-]	1,449	1,418	1,529	1,641	1,6938
SH min [-]	1,282	1,282	1,137	1,110	1,072
SS min [-]	2,252	2,416	2,018	2,390	2,486
SB min [-]	2,490	2,636	1,119	1,164	1,401
Další data					
Ztráty [kW]	14,4	12,3	12	13	14,2
Účinnost [%]	99,4	99,4	99,5	99,4	99,4

Tabulka 6-1: Variantní návrh ozubení pro převod 3,687

6.3 Výpočet pro převod 7,687

Pro převod 7,687 se nepodařilo dosáhnout přenosu nominálního momentu 101 240 Nm. Nelze zde použít modul 8, jelikož by měl centrální pastorek již velmi malý počet zubů. Modul 6 ani 5 nedosahují dostatečných bezpečností. Modul 5 je limitován bezpečností v patě zubu, modul 6 je také limitován bezpečností v patě zubu a navíc bezpečností proti zadírání.

Maximální dosažené momenty jsou stanoveny v tabulce. U tohoto převodu nemá smysl navyšovat šířku ozubení, neboť poměr Bcp/Dcp je maximálně 1,8. Varianta III má stejnou geometrii ozubení korunového kola jako pro převod 5,687. V této variantě je maximální moment stanoven bez ohledu na zadírání, jelikož dostatečné bezpečnosti proti zadírání je dosaženo až při velmi nízkém Mk.

Jako nejvhodnější varianty se jeví varianta I a IV jak z pohledu maximálního Mk tak z pohledu geometrie. O něco lepší je varianta I s modulem 5 jelikož má větší počet zubů centrálního pastorku a vyšší účinnost.

Maximální ložiskový průměr se zvýšil a moment poklesl, takže není problém použít stejná ložiska a čep jako u varianty s převodem 5,687. Bylo by nutno zkontrolovat výpočet hřídele centrálního pastorku, výpočet kolíků a změnit opracování unášeče.

Návrh ozubení - 7,687				
Parametry ozubení				
Varianta	I	II	III	IV
Modul [mm]	5		6	
α [°]	20°			
β [°]	23°37'04''		24°7'12''	
Z_{cp} [-]	20	19	17	16
Z_p [-]	57	53	45	46
Z_{kk} [-]	-133	-128	-109	-110
N_{pl} [-]	3			
i -skutečný [-]	7,650	7,737	7,412	7,857
i -potřebný [-]	7,687			
i -rozdíl [%]	-0,5	+0,7	-3,5	+2,2
Geometrie ozubení				
B_{cp} [mm]	185	185	185	185
D_{cp} [mm]	109,142	103,687	111,757	105,183
B_{cp}/D_{cp} [-]	1,7	1,8	1,66	1,76
D_{fpl} [mm]	299,575	287,445	296,693	294,975
$D_{ložmax}$ [mm]	220	210	220	220
D_{fkk} [mm]	-749,228	-720,496	-746,743	-745,025
D_{extkk} [mm]	900			
Pevnostní výpočet ozubení				
K_γ [-]	1,15			
$K_{H\beta}$ [-]	1,25	1,25	1,20	1,25
K_A [-]	2			
MK_{out} [Nm]	72 000	60 000	88 000	76 000
L_h [h]	50 000			
SF_{min} [-]	1,415	1,401	1,423	1,411
SH_{min} [-]	1,180	1,216	1,258	1,156
SS_{min} [-]	2,720	2,410	0,409	2,503
SB_{min} [-]	1,629	1,244	0,361	1,169

Další data				
Ztráty [kW]	9	7,4	23,2	11
Účinnost [%]	99,2	99,3	98,8	99,1

Tabulka 6-2: Variantní návrh ozubení pro převod 7,687

7 Ekonomické hodnocení

Je použito ekonomické hodnocení převodovky na základě kilových cen a vzájemného procentuálního zastoupení jednotlivých skupin nákladů v celkové ceně převodovky. Naceňování pomocí kilových cen je ve společnosti Wikov používáno pro většinu standartních převodovek, u nichž se neočekává vysoká opakovatelnost. Tento model je používán pro svoji rychlost a vzhledem k dlouholetým zkušenostem s tímto způsobem oceňování i relativně malou chybou. Přesný výpočet pomocí kalkulací všech jednotlivých nákladů např. z normohodin strojů... se používá pouze v případech, kdy se očekává vysoká opakovatelnost a je tedy nutné přesně stanovit náklady z důvodu vyššího finančního rizika v případě chybného nacenění.

Odhad celkové ceny je proveden na základě výpočtu ceny rotorů, skříně a ložisek. U palentových převodovek tato skupina obvykle tvoří přibližně 80% nákladů na převodovku a to v poměru obvykle 45% nákladů na roroty převodovky, 20% nákladů na skřín převodovky a 15% na ložiska.

Zbylé položky – tedy ostatní (zahrnuje normalizované díly – spojovací materiál, komponenty olejovodu, lak, těsnění ...) a rezerva (jedná se o položku neočeávaných nákladů – náklady na nekvalitu, vícepráce ...) obvykle tvoří cirká 20% nákladů převodovky, přičemž ostatní tvoří 15% a rezerva se ponechává 5%-ní.

Náklady na výrobu rotorů jsou stanoveny pomocí skupin v závislosti na materiálu a jeho příslušné kilové ceně za výkovky, tepelné zpracování a obrobení – jednotlivé ceny byly pro tuto konkrétní převodovku odhadnuty na základě doporučení projektového oddělení fi. Wikov. Hmotnosti příslušných skupin jsou odečteny ze softwaru Solid Edge. U skříně je postup obdobný.

Cena ložisek a zpětné brzdy je stanovena na základě informací získaných od nákupního oddělení. Náklady na ostatní položky jsou odhadnuty na základě procentuálního zastoupení v celkových nákladech převodovky.

Celkové náklady na výrobu převodovky jsou tedy odhadnuty na 1 239 327 Kč – tedy přibližně 1 250 000 kč. K této ceně je navíc nutno připočíst cenu mazacího agregátu, jehož odhadovaná cena je cirká 150 000 kč. Finální náklady na zhotovení celého funkčního celku jsou tedy přibližně 1 400 000 Kč. Celková cena převodovky by tedy byla stanovena připočtením požadovaného zisku.

Položka	Náklady [%]	Náklady [kč]	Material	Hmot. [kg/ks]	Množ. [ks]	Hmot. [kg]	Náklady [kč/kg]	Cena celkem	Popisek				
Rotory	45	555 863 Kč	18CrNiMo7-6 +Q			220	130	28 600 Kč	Cena za výkovek				
							104	22 880 Kč	Cena za TZ				
							351	77 220 Kč	Cena za obrobení				
			34CrNiMo6 +QT		385	125	48 125 Kč	Cena za výkovek					
						100	38 500 Kč	Cena za TZ					
						337,5	129 938 Kč	Cena za obrobení					
C60 +QT		585	80	46 800 Kč	Cena za výkovek								
			64	37 440 Kč	Cena za TZ								
			216	126 360 Kč	Cena za obrobení								
							555 863 Kč	Suma rotorů					
skříň	18	227 464 Kč	S355J2		965	82,5	79 613 Kč	Cena za svařenec					
						153	147 852 Kč	Cena za obrobení					
								227 464 Kč	Suma skříň				
Ložiska	17	201 000 Kč	Položka				[kč/ks]						
								SKF 61 830	1,4	2	2,8	6500	13 000 Kč
								SKF 32 948	11	1	11	20000	20 000 Kč
								SKF 29 348	35,5	1	35,5	65000	65 000 Kč
								SKF 61 848	4,5	1	4,5	16000	16 000 Kč
								SKF C 2222	6,9	6	41,4	10000	60 000 Kč
Ringspann FXM	33	1	33	27000	27 000 Kč								
								201 000 Kč	Suma ložisek				
Ostatní	15	190 000 Kč			67			190 000 Kč	Suma ostatní				
Montáž	5	65 000 Kč						65 000 Kč	Suma montáž				
Celkem	100	1 239 327 Kč			2350			1 239 327 Kč	Suma celkem				

Tabulka 7-1: Rozbor nákladů

8 Závěr

V diplomové práci byla rozebrána problematika průmyslových převodovek. Osvětlena funkce vertikálních čerpadel.

Dále byla zpracována rozvaha výhodnosti jednotlivých variant řešení vertikální převodovky, ze které nejlépe vychází planetová převodovka s dvojité šikmým ozubením. Převodovka byla navržena dle zadání tak, aby splňovala veškeré požadavky na přenášený výkon a vnější zatížení. Výsledkem je vertikální planetová převodovka s hmotností 2 350 kg, aplikačním faktorem 2 a výstupním momentem 101 240 Nm při 211 ot/min. Odhadovaná cena této převodovky včetně mazacího agregátu je 1 400 000 Kč.

Převodovka byla navržena dle platných norem a interních zvyklostí firmy Wikov. Návrh byl provdén s ohledem na vyrobiteľnosť, technológičnosť a náklady výroby. Software použitý pro výpočty hlavních částí je Kisssoft a jeho nadstavba Kisssys. Jedná se o výpočetní software pro ozubení, drážkování, ložiska, hřídele a další. Dále byl použit software Boltcalc pro výpočet předepnutých šroubových spojů. Pro MKP analýzy byl použit software Autodesk Fusion 360, především pro možnost spouštění výpočtů na serveru poskytovatele. V diplomové práci je uveden postup jednotlivých výpočtů a návrhů řešení v logické posloupnosti. Vzhledem k rozsahu práce nejsou uváděny vedlejší výpočty a práce se zaměřuje především na výpočet součástí přenášejících výkon. Modely a výkresová dokumentace byly vytvořeny v program Solid Edge ST9.

Přílohou této práce jsou nejdůležitější výpočty. Tedy finální návrh ozubení, výpočty hřídelí a ložisek, návrh předepjatého spoje planetového kola, výpočet spojkového ozubení a výpočty per. Dále pak výkresová dokumentace jejíž rozsah byl po konzultaci s vedoucím diplomové práce stanoven na celkovou sestavu převodovky, podsestavu unášeče, výrobní výkres unášeče, podsestavu centrálního pastorku a výrobní výkres centrálního pastorku.

Jako alternativy byli uvedeny především kuželová převodovka a čelní převodovka. Pro čelní převodovku je odhadovaná hmotnost obdobného řešení 5 000 kg při odhadovaných nákladech 300 Kč/kg což dává odhad nákladů 1 500 000 Kč. Hmotnost převodovky by tedy byla více než dvojnásobná a náklady o 100 000 Kč vyšší. Kuželová převodovka obdobných parametrů má dle katalogu přibližně 5200 kg při odhadu nákladů 400 Kč/kg což dává odhad nákladů 2 080 000 Kč to je o 680 000 Kč více nežli planetová varianta.

Po technické stránce má planetová převodovka také několik výhod. Mezi hlavní patří koaxiální uspořádání hřídelí. Díky montáži motoru na převodovku má malé podlahové zástavbové rozměry, celkové malé rozměry převodovky, nižší hmotnost a nižší moment setrvačnosti. Tyto výhody jsou vykoupěny vyšší složitostí převodovky a pracností výroby. To se projevuje výrazně vyšší kilovou cenou. Výsledné porovnání cen však ukazuje, že i přesto je převodovka výhodnější i z ekonomického hlediska oproti ostatním variantám.

V závěru práce byly navrženy alternativní varianty převodu pro převod 3,687 a 7,687 a popsány nutné úpravy pro aplikaci těchto převodů.

9 Bibliografie

1. **AMERICAN NATIONAL STANDARDS INSTITUTE.** *AGMA 6023-A88 ser.* USA : American Gear Manufacturers Assn, 1989.
2. **Consolidated pumps.** [Online] [Citace: 20. 05 2017.] <http://www.consolidatedpumps.com/Products/catalogue/Flowsolve/VTP>.
3. **SKF.** [Online] [Citace: 20. 05 2017.] <http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/super-precision-bearings/principles/lubrication/oil-lubrication/oil-lubrication-methods/index.html>.
4. **STANĚK, J., NĚMEJC, J.** *Metodika zpracování a úprava diplomových (bakalářských) prací.* Plzeň : Západočeská univerzita, 2005. 80-7043-363-9.
5. **HOSNEDL, S. a KRÁTKÝ, J.** *Příručka strojního inženýra.* Brno : Computer press, 1999.
6. **LOD-GLOBAL.** [Online] [Citace: 20. 05 2017.] <http://www.lod-global.com/premium-transmission/>.
7. **MŮJSOLIDWORKS.CZ.** [Online] [Citace: 20. 05 2017.] <http://www.mujsolidworks.cz/animovany-pohyb-prevodovky-se-snekovym-soukolim-2/>.
8. **ML GEARDESIGN.** [Online] [Citace: 20. 05 2017.] <http://mlgearchdesigns.blog.cz/1310>.
9. **Neptun Pumps.** [Online] [Citace: 20. 05 2017.] <http://www.neptunopumps.com/bombas-verticales-tipo-turbina.html>.
10. **SKF.** [Online] [Citace: 20. 05 2017.] <http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/roller-bearings/carb-toroidal-roller-bearings/carb-toroidal-roller-bearings/index.html?designation=C%202222>.
11. **KHK Gears.** [Online] [Citace: 20. 05 2017.] <http://khkgears.net/gear-knowledge/gear-technical-reference/involute-gear-profile/>.
12. **Ringspann.** [Online] [Citace: 20. 05 2017.] <http://www.ringspann.de/en/files/Datasheet-FXN-840.pdf>.
13. **Autodesk C Agency.** [Online] [Citace: 20. 05 2017.] <http://autodesk.c-agency.cz/galerie?gallery=468>.
14. **Graessner.** [Online] [Citace: 20. 05 2017.] <https://www.graessner.de/en/produkte-english/powergear-the-spiral-bevel-gearbox.html>.

Příloha č.1 – Výpočet ozubení

KISSsoft Release 03/2016 F

Wikov Gear, Plzen, #1383, ext

File

Name : Unnamed

Changed by: jvaclavik

on: 02.05.2017

at: 20:52:16

CALCULATION OF A HELICAL PLANETARY GEAR STAGE

Drawing or article number:

Gear 1: 0.000.0

Gear 2: 0.000.0

Gear 3: 0.000.0

Calculation method DIN 3990:1987 Method B (YF Method C)

		----- Sun -----	Planets -----	Internal gear

Number of planets	[p]	(1)	3	(1)
Power (kW)	[P]		1116	
Speed (1/min)	[n]	1200.0		0.0
Speed difference for planet bearing calculation (1/min)	[n2]		530.0	
Speed planet carrier (1/min)	[nSteg]		209.1	
Torque (Nm)	[T]	8820.2	0.0	41799.8
Torque Pl.-Carrier (Nm)	[TSteg]		50620.000	
Application factor	[KA]		2.00	
Power distribution factor	[Kgam]		1.15	
Required service life (h)	[H]	50000.00		
Gear driving (+) / driven (-)		+ / -	-/+	-
Working flank gear 1: Right flank				
Sense of rotation gear 1 clockwise				

1. TOOTH GEOMETRY AND MATERIAL

(geometry calculation according to ISO 21771:2007, DIN ISO 21771)

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 -----	GEAR 3 ---
Center distance (mm)	[a]		221.500	
Centre distance tolerance		ISO 286:2010 Measure H7		
Normal module (mm)	[mn]		6.0000	
Pressure angle at normal section (°)	[alfn]		20.0000	
Helix angle at reference circle (°)	[beta]		24.1200	
Number of teeth	[z]	23	43	-109
Facewidth (mm)	[b]	90.00	87.50	85.00
Hand of gear		left	right	right
Planetary axles can be placed in regular pitch.:			120°	
Accuracy grade	[Q-DIN3961:1978]	6	6	9
Inner diameter (mm)	[di]	100.00	200.00	
External diameter (mm)	[di]			900.00
Inner diameter of gear rim (mm)	[dbi]	0.00	0.00	
Outer diameter of gear rim (mm)	[dbi]			0.00

Material

Gear 1:	18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), core strength $\geq 30\text{HRC}$
Gear 2:	18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), core strength $\geq 30\text{HRC}$
Gear 3:	34 CrNiMo 6 (1), Through hardened steel, alloyed, through hardened ISO 6336-5 Figure 5/6 (MQ)

	----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 -----	----- GEAR 3 ----	
Surface hardness	HRC 61	HRC 61	HBW 240	
Fatigue strength. tooth root stress (N/mm ²)	[σ_{Flim}]	500.00	500.00	290.00
Fatigue strength for Hertzian pressure (N/mm ²)	[σ_{Hlim}]	1500.00	1500.00	700.00
Tensile strength (N/mm ²)	[σ_B]	1200.00	1200.00	1200.00
Yield point (N/mm ²)	[σ_S]	850.00	850.00	1000.00
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	206000	206000	206000
Poisson's ratio	[ν]	0.300	0.300	0.300
Roughness average value DS, flank (μm)	[RAH]	0.60	0.60	1.05
Roughness average value DS, root (μm)	[RAF]	3.00	3.00	3.00
Mean roughness height, Rz, flank (μm)	[RZH]	4.80	4.80	8.00
Mean roughness height, Rz, root (μm)	[RZF]	20.00	20.00	20.00

Information on pre-machining

Gear reference profile 1 :

Reference profile (Own input)

Grinding allowance (mm)	[q]	0.300
Protuberance (mm)	[pr0]	0.310
Remaining protuberance after grinding (mm)	[spr0 = pr0-q]	0.010
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.400
Root radius factor	[rhofP*]	0.400 (rhofPmax*=0.460)
Addendum coefficient	[haP*]	1.000
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.589
Protuberance angle	[alfprP]	10.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000
Ramp angle	[alfKP]	0.000

not topping

Gear reference profile 2 :

Reference profile (Own input)

Grinding allowance (mm)	[q]	0.300
Protuberance (mm)	[pr0]	0.310
Remaining protuberance after grinding (mm)	[spr0 = pr0-q]	0.010
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.400
Root radius factor	[rhofP*]	0.400 (rhofPmax*=0.460)
Addendum coefficient	[haP*]	1.000
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.589
Protuberance angle	[alfprP]	10.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000
Ramp angle	[alfKP]	0.000

not topping

Gear reference profile 3 :

Reference profile 1.25 / 0.25 / 1.0 ISO 53.2:1997 Profil C

Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250
Root radius factor	[rhofP*]	0.250 (rhofPmax*=0.472)
Addendum coefficient	[haP*]	1.000
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000

Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000		
Protuberance angle	[alfprP]	0.000		
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000		
Ramp angle	[alfKP]	0.000		

not topping

Information on final machining

Dedendum reference profile	[hfP*]	1.254	1.254	1.250
Tooth root radius Refer. profile	[rofP*]	0.400	0.400	0.250
Addendum Reference profile	[haP*]	1.000	1.000	1.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.298	0.298	0.000
Protuberance angle (°)	[alfprP]	14.768	14.768	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	0.000	0.000
Ramp angle (°)	[alfKP]	0.000	0.000	0.000

Data for Grinding / Honing:

Depth of immersion	[hgrind*]	1.022	1.022	
Radius at cutter head	[rgrind*]	0.100	0.100	
Grinding only flank (0), flank & root (1)		0	0	

Type of profile modification: none (only running-in)

Tip relief (µm)	[Ca]	2.00	2.00	8.50
-----------------	------	------	------	------

Lubrication type

Oil injection lubrication

Type of oil

Oil: ISO-VG 220

Lubricant base

Mineral-oil base

Kinem. viscosity oil at 40 °C (mm²/s)

[nu40] 220.00

Kinem. viscosity oil at 100 °C (mm²/s)

[nu100] 17.50

Specific density at 15 °C (kg/dm³)

[roOil] 0.895

Oil temperature (°C)

[TS] 60.000

----- GEAR 1 ----- GEAR 2 ----- GEAR 3 ---

Overall transmission ratio	[itot]	5.739		
Gear ratio	[u]	1.870		-2.535
Transverse module (mm)	[mt]	6.574		
Pressure angle at pitch circle (°)	[alf]	21.742		
Working transverse pressure angle (°)	[alfwt]	24.530		24.530
	[alfwt.e/i]	24.556 /	24.530	24.530 / 24.556
Working pressure angle at normal section (°)	[alfwn]	22.541		22.541
Helix angle at operating pitch circle (°)	[betaw]	24.568		24.568
Base helix angle (°)	[betab]	22.582		
Reference centre distance (mm)	[ad]	216.941		216.941
Sum of profile shift coefficients	[Summexi]	0.8071		-0.8071
Profile shift coefficient				
Information on pre-machining	[x]	0.4952	0.6043	-1.2652
Information on final machining	[x]	0.3490	0.4581	-1.2652
Tooth thickness (Arc) (module) (module)	[sn*]	1.8248	1.9043	0.6498
Tip alteration (mm)	[k*mn]	-0.283	-0.283	0.000
Reference diameter (mm)	[d]	151.201	282.680	716.562
Base diameter (mm)	[db]	140.445	262.572	665.589
Tip diameter (mm)	[da]	166.823	299.612	719.745
(mm)	[da.e/i]	166.823 /	166.783	299.612 / 299.560
719.745				
Tip diameter allowances (mm)	[Ada.e/i]	0.000 /	-0.040	0.000 / -0.052
0.000				-0.080 /
Chamfer (1) / tip rounding (2:		in transverse section, 3:	in axial cross-section, 4:	In normal section)

		1	1	1
Tip chamfer (mm)	[hK]	0.500	0.500	0.500
Tooth tip chamfer angle (°)	[delhK]	45.000	45.000	45.000
Tip form diameter (mm)	[dFa]	165.823	298.612	720.745
	[dFa.e/i]	165.823 / 165.783	298.612 / 298.560	720.665 /
720.745				
Active tip diameter (mm)	[dNa.e/i]	165.823 / 165.783	298.612 / 298.560	720.665 /
720.745				
Operating pitch diameter (mm)	[dw]	154.379	288.621 / 288.621	731.621
	[dw.e]	154.411	288.681 / 288.621	731.621
	[dw.i]	154.379	288.621 / 288.681	731.773
Root diameter (mm)	[df]	140.343	273.132	746.745
Generating Profile shift coefficient				
Information on pre-machining	[xE.e/i]	0.4734 / 0.4620	0.5745 / 0.5608	-1.3053 /
-1.3236				
Information on final machining	[xE.e/i]	0.3272 / 0.3158	0.4284 / 0.4146	-1.3053 /
-1.3236				
Manufactured root diameter with xE (mm)	[df.e]	140.082	272.775	747.226
	[df.i]	139.945	272.610	747.445
(calculated with pre-machining tool)				
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	1.522	1.522/2.066	1.806
Tip clearance upper allowance (mm)	[c.e]	1.849	1.794/2.443	2.067
Tip clearance lower allowance (mm)	[c.i]	1.701	1.653/2.261	1.899
Active root diameter (mm)	[dNf]	146.506	279.488/278.423	741.196
	[dNf.e]	146.601	279.590/278.423	741.148
	[dNf.i]	146.506	279.488/278.280	741.294
Root form diameter (mm)	[dFf]	145.331	277.113	744.841
	[dFf.e/i]	145.168 / 145.083	276.807 / 276.666	745.273 /
745.469				
Internal toothing: Calculation dFf with pinion type cutter (z0=				
	35, x0=	0.000)		
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	0.759 / 0.669	0.878 / 0.737	2.160 /
1.989				
(undercut taken into account)				
Addendum (mm)	[ha = mn * (haP*+x)]		7.811	8.466 -1.591
	[ha.e/i]	7.811 /	7.791	8.466 / 8.440
-1.551 / -1.591				
Dedendum (mm)	[hf = mn * (hfP*-x)]		5.429	4.774 15.091
	[hf.e/i]	5.559 /	5.628	4.953 / 5.035
15.332 / 15.442				
Roll angle at dFa (°)	[xsi_dFa.e/i]	35.966 /	35.935	31.033 / 31.009
23.786 /				
Roll angle to dNf (°)	[xsi_dNf.e/i]	17.148 /	17.014	20.960 / 20.895
	[xsi_dNf.e/i]		20.207 /	20.113 28.065 /
28.094				
Roll angle at dFf (°)	[xsi_dFf.e/i]	14.982 /	14.846	19.121 / 19.023
28.863 /				
Tooth height (mm)	[h]	13.240	13.240	13.500
Virtual gear no. of teeth	[zn]	29.559	55.262	-140.084
Normal tooth thickness at tip circle (mm)	[san]	4.141	4.481	5.092
	[san.e/i]	4.060 / 3.984	4.370 /	4.282 4.916 /
4.805				
(without consideration of tip chamfer/ tip rounding)				
Normal space width at root circle (mm)	[efn]	0.000	4.241	2.761
	[efn.e/i]	0.000 / 0.000	4.270 /	4.283 2.722 /
2.704				
Max. sliding velocity at tip (m/s)	[vga]	1.917	1.783/0.376	1.313
Specific sliding at the tip	[zetaa]	0.419	0.452/0.095	0.151

Specific sliding at the root	[zetaf]	-0.824	-0.721/ -0.178	-0.105
Sliding factor on tip	[Kga]	0.239	0.223/ 0.047	0.057
Sliding factor on root	[Kgf]	-0.223	-0.239/ -0.057	-0.047
Pitch on reference circle (mm)	[pt]		20.653	
Base pitch (mm)	[pbt]		19.184	
Transverse pitch on contact-path (mm)	[pet]		19.184	
Lead height (mm)	[pz]	1060.910	1983.440	5027.790
Axial pitch (mm)	[px]	46.127	46.127	46.127
Length of path of contact (mm)	[ga]		23.229	24.806
(mm)	[ga.e/i]		23.229 / 23.026	25.021 / 24.751
Length T1-A (mm)	[T1A]	20.852	71.107/ 46.302	138.261
Length T1-B (mm)	[T1B]	24.897	67.062/ 51.924	143.883
Length T1-C (mm)	[T1C]	32.046	59.913/ 59.913	151.873
Length T1-D (mm)	[T1D]	40.036	51.924/ 65.485	157.445
Length T1-E (mm)	[T1E]	44.081	47.879/ 71.107	163.067
Diameter of single contact point B (mm)	[d-B]	149.011	294.845/ 282.362	725.133
(mm)	[d-B.e]	149.011	294.845/ 282.362	725.221
(mm)	[d-B.i]	148.986	294.980/ 282.322	725.090
Diameter of single contact point D (mm)	[d-D]	161.667	282.362/ 293.423	736.318
(mm)	[d-D.e]	161.667	282.362/ 293.231	736.229
(mm)	[d-D.i]	161.831	282.322/ 293.423	736.318
Transverse contact ratio	[eps_a]		1.211	1.293
Transverse contact ratio with allowances	[eps_a.e/i]		1.211 / 1.200	1.304 / 1.290
Overlap ratio	[eps_b]		1.897	1.843
Total contact ratio	[eps_g]		3.108	3.136
Total contact ratio with allowances	[eps_g.e/i]		3.108 / 3.097	3.147 / 3.133

2. FACTORS OF GENERAL INFLUENCE

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 -----	GEAR 3 ---
Nominal circum. force at pitch circle (N)	[Ft]		38889.266	38889.266
Axial force (N)	[Fa]	17412.3		17412.3
Axial force (total) (N)	[Fatot=Fa* 3]	52236.9		52236.9
Radial force (N)	[Fr]		15508.563	15508.563
Normal force (N)	[Fnorm]	45344.0		45344.0
Nominal circumferential force per mm (N/mm)	[w]		444.45	457.52
Only as information: Forces at operating pitch circle:				
Nominal circumferential force (N)	[Ftw]		38088.789	38088.789
Axial force (N)	[Fa]	17412.3	17412.3/ 17412.3	17412.3
Axial force (total) (N)	[Fatot=Fa* 3]	52236.9		52236.9
Radial force (N)	[Fr]		17382.024	17382.024
Circumferential speed reference circle (m/s)	[v]		7.84	(Planet)
Running-in value (μm)	[yp]		0.750	4.402
Running-in value (μm)	[yf]		0.750	4.402
Gear body coefficient	[CR]		1.000	1.000
Correction coefficient	[CM]		0.800	0.800
Basic rack factor	[CBS]		0.973	0.974
Material coefficient	[E/Est]		1.000	1.000
Singular tooth stiffness (N/mm/ μm)	[c]		13.742	13.512
Meshing stiffness (N/mm/ μm)	[cg]		15.915	16.482
Reduced mass (kg/mm)	[mRed]		0.0215	0.2286
Resonance speed (min-1)	[nE1]		11300	1886
Resonance ratio (-)	[N]		0.088	0.281
Running-in value (μm)	[ya]		0.750	4.402

Dynamic factor	[KV]	1.01	1.06	
User specified factor KHb:				
Face load factor - flank	[KHb]	1.15	1.15	
- Tooth root	[KFb]	1.13	1.12	
- Scuffing	[KBb]	1.15	1.15	
Transverse load factor - flank	[KH _a]	1.00	1.05	
- Tooth root	[KF _a]	1.00	1.05	
- Scuffing	[KB _a]	1.00	1.05	
Helical load factor scuffing	[K _{bg}]	1.29	1.29	
Number of load cycles (in mio.)	[NL]	8918.2	1590.1	1881.8

3. TOOTH ROOT STRENGTH

Calculation of Tooth form coefficients according method: C

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 -----	GEAR 3 ---
Calculated with profile shift	[x]	0.3490	0.4581	-1.2652
Tooth form factor	[YF]	2.06	1.95/ 1.95	0.93
Stress correction factor	[YS]	1.80	1.90/ 1.90	3.20
Bending moment arm (mm)	[hF]	10.68	10.62/ 10.62	10.26
Working angle (°)	[alfFen]	28.45	25.51/ 25.51	20.00
Tooth thickness at root (mm)	[sFn]	13.21	13.74/ 13.74	19.91
Tooth root radius (mm)	[roF]	2.80	2.58/ 2.58	1.50
(hF* = 1.780/ 1.770/ 1.770/ 1.710 sFn* = 2.201/ 2.289/ 2.289/ 3.319)				
(roF* = 0.466/ 0.430/ 0.430/ 0.250 dsFn = 142.645/ 275.459/ 275.459/ 0.000 alfsFn = 30.0/ 30.0/ 30.0/ 30.0)				
Contact ratio factor	[Yeps]		0.78	0.74
Helix angle factor	[Ybet]		0.80	0.80
Effective facewidth (mm)	[beff]	90.00	87.50/ 87.50	85.00
Nominal stress at tooth root (N/mm ²)	[sigF0]	166.21	170.10/ 162.76	135.23
Tooth root stress (N/mm ²)	[sigF]	435.20	445.40/ 468.47	389.22
Permissible bending stress at root of Test-gear				
Notch sensitivity factor	[YdrelT]	0.999	1.001/ 1.001	1.021
Surface factor	[YRrelT]	0.957	0.957	0.957
size factor (Tooth root)	[YX]	0.990	0.990	0.994
Finite life factor	[YNT]	1.000	1.000	1.000
Alternating bending factor (mean stress influence coefficient)	[YM]	1.000		0.700
Stress correction factor	[Yst]		2.00	
Yst*sigFlim (N/mm ²)	[sigFE]	1000.00	1000.00	580.00
Permissible tooth root stress (N/mm ²)	[sigFP=sigFG/SFmin]	675.65	474.29/ 474.29	402.40
Limit strength tooth root (N/mm ²)	[sigFG]	945.91	664.01/ 664.01	563.36
Required safety	[SFmin]	1.40	1.40	1.40
Safety for tooth root stress	[SF=sigFG/sigF]	2.17	1.49/ 1.42	1.45
Transmittable power (kW)	[kWRating]	1720.76	1180.28/ 1122.17	1145.92

4. SAFETY AGAINST PITTING (TOOTH FLANK)

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 -----	GEAR 3 ---
Zone factor	[ZH]		2.17	2.17
Elasticity factor ($\sqrt{N/mm^2}$)	[ZE]		189.81	189.81
Contact ratio factor	[Zeps]		0.909	0.879

Helix angle factor	[Zbet]	0.955	0.955	
Effective facewidth (mm)	[beff]	87.50	85.00	
Nominal contact stress (N/mm ²)	[sigH0]	758.05	341.88	
Contact stress at operating pitch circle (N/mm ²)	[sigHw]	1239.61	586.49	
Single tooth contact factor	[ZB,ZD]	1.00	1.00/ 1.00	1.00
Contact stress (N/mm ²)	[sigHB, sigHD]	1239.61	1239.61/586.49	586.49
Lubrication coefficient at NL	[ZL]	1.020	1.020/ 1.038	1.038
Speed coefficient at NL	[ZV]	0.993	0.993/ 0.986	0.986
Roughness coefficient at NL	[ZR]	0.984	0.984/ 0.968	0.968
Material pairing coefficient at NL	[ZW]	1.000	1.000/ 1.000	1.135
Finite life factor	[ZNT]	1.000	1.000	1.000
Small no. of pittings permissible:	no			
Size factor (flank)	[ZX]	1.000	1.000	1.000
Permissible contact stress (N/mm ²)	[sigHP=sigHG/SHmin]	1495.16	1495.16/ 1485.98	787.28
Pitting stress limit (N/mm ²)	[sigHG]	1495.16	1495.16/ 1485.98	787.28
Required safety	[SHmin]	1.00	1.00	1.00
Safety factor for contact stress at operating pitch circle	[SHw]	1.21	1.21/ 2.53	1.34
Safety for stress at single tooth contact	[SHBD=sigHG/sigHBD]	1.21	1.21/ 2.53	1.34
(Safety regarding transmittable torque)	[(SHBD)^2]	1.45	1.45/ 6.42	1.80
Transmittable power (kW)	[kWRating]	1612.45	1612.45/ 7115.17	1997.17

4b. MICROPITTING ACCORDING TO ISO/TR 15144-1:2014

Pairing Gear 1-2:
Calculation did not run. (Lubricant: Load stage micropitting test is unknown.)

Pairing Gear 2-3:
Calculation did not run. (Lubricant: Load stage micropitting test is unknown.)

5. SCUFFING LOAD CAPACITY

Calculation method according to DIN 3990:1987

Lubrication coefficient (for lubrication type)	[XS]	1.200		
Scuffing test and load stage	[FZGtest]	FZG - Test A / 8.3 / 90 (ISO 14635 - 1)		12
Relative structure coefficient (Scuffing)	[XWrelT]	1.000	1.000	
Thermal contact factor (N/mm/s ^{0.5} /K)	[BM]	13.780	13.780	13.780
Relevant tip relief (μm)	[Ca]	2.00	2.00	8.50
Optimal tip relief (μm)	[Ceff]	64.23	63.84	
Ca taken as optimal in the calculation (0=no, 1=yes)		0	0/ 0	0
Effective facewidth (mm)	[beff]	87.500	85.000	
Applicable circumferential force/facewidth (N/mm)	[wBt]	1532.639	1738.253	
Angle factor	[Xalfbet]	1.025	1.025	
Flash temperature-criteria				
Tooth mass temperature (°C)	[theMB]	154.65	67.45	
theMB = theoil + XS ^{0.47} *theffamax	[theffamax]	167.82	13.21	
Scuffing temperature (°C)	[theS]	408.58	408.58	
Coordinate gamma (point of highest temp.)	[Gamma]	-0.223	-0.133	
(1)	[Gamma.A]=-0.349 [Gamma.E]=0.376			
(2)	[Gamma.A]=-0.227 [Gamma.E]=0.187			

Highest contact temp. (°C)	[theB]	322.47	80.66
Flash factor (°K*N ^{-0.75} *s ^{0.5} *m ^{-0.5} mm)	[XM]	50.058	50.058
Geometry factor	[XB]	0.135	0.022
Load sharing factor	[XGam]	1.000	1.000
Dynamic viscosity (mPa*s)	[etaM]	4.57	47.05 (60.0 °C)
Coefficient of friction	[mym]	0.136	0.059
Required safety	[SBmin]		2.000
Safety factor for scuffing (flash temperature)	[SB]	1.328	16.863
Integral temperature-criteria			
Tooth mass temperature (°C)	[theMC]	96.94	64.09
theMC = theoil + XS*0.70*theflaint	[theflaint]	43.97	4.87
Integral scuffing temperature (°C)	[theSint]	408.58	408.58
Flash factor (°K*N ^{-0.75} *s ^{0.5} *m ^{-0.5} mm)	[XM]	50.058	50.058
Contact ratio factor	[Xeps]	0.361	0.383
Dynamic viscosity (mPa*s)	[etaOil]	65.33	65.33
Mean coefficient of friction	[mym]	0.067	0.051
Geometry factor	[XBE]	0.201	0.025
Meshing factor	[XQ]	1.000	1.000
Tip relief factor	[XCa]	1.005	1.000
Integral tooth flank temperature (°C)	[theint]	162.90	71.39
Required safety	[SSmin]		1.800
Safety factor for scuffing (intg.-temp.)	[SSint]	2.51	5.72
Safety referring to transmittable torque	[SSL]	3.39	30.60

6. MEASUREMENTS FOR TOOTH THICKNESS

----- GEAR 1 ----- GEAR 2 ----- GEAR 3 ---

Information on pre-machining

Tooth thickness allowance (final machining) (mm)	[As.e/i]	-0.095 / -0.145	-0.130 / -	
0.190		-0.175 / -0.255		
Grinding allowance (per flank) (mm)	[q]	0.300	0.300	0.000
Additional measure for pre-machining (mm)	[ΔAs_pre.e/i]	0.639 / 0.639	0.639 / 0.639	0.000 / 0.000
0.000				
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[As_pre.e/i]	0.544 / 0.494	0.509 / 0.449	-0.175 / -0.255
Number of teeth spanned	[k]	4.000	7.000	0.000
Actual base tangent length ('span') (mm)	[Wk.e/i]	66.444 / 66.397	122.177 / 122.120	0.000 / 0.000
0.000				
Effective diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	11.000	11.000	-10.000
Diametral two ball measure (mm)	[MdK.e/i]	171.972 / 171.869	305.268 / 305.133	-0.000 / -0.000
-0.000				

Information on final machining

Tooth thickness deviation	DIN 3967 cd25	DIN 3967 cd25	DIN 3967 cd25	
0.000				
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[As.e/i]	-0.095/ -0.145	-0.130/ -0.190	-0.175/ -0.255
Number of teeth spanned	[k]	4.000	7.000	0.000
(Internal toothing: k = (Measurement gap number)				
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	65.933	121.699	0.000
Actual base tangent length ('span') (mm)	[Wk.e/i]	65.844/ 65.797	121.577/ 121.520	0.000/ 0.000
0.000				
Diameter of contact point (mm)	[dMWk.m]	153.031	285.551	-0.000
Theoretical diameter of ball/pin (mm)	[DM]	10.867	10.594	9.962

Effective diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	11.000	11.000	10.000
Radial single-ball measurement backlash free (mm)	[MrK]	85.606	152.156	358.933
Radial single-ball measurement (mm)	[MrK.e/i]	85.505/ 85.452	152.007/ 151.939	
		359.153/ 359.253		
Diameter of contact point (mm)	[dMMr.m]	155.353	288.586	732.205
Diametral measurement over two balls without clearance (mm)	[MdK]	170.839	304.117	
717.790				
Diametral two ball measure (mm)	[MdK.e/i]	170.638/ 170.532	303.819/ 303.682	
		718.230/ 718.430		
Measurement over pins according to DIN 3960 (mm)	[MdR.e/i]	171.011/ 170.905	304.015/ 303.877	
		-0.000/ -0.000		
Measurement over 2 pins (free) according to AGMA 2002 (mm)	[dk2f.e/i]	170.530/ 170.425	303.766/ 303.628	
		0.000/ 0.000		
Measurement over 2 pins (transverse) according to AGMA 2002 (mm)	[dk2t.e/i]	171.374/ 171.267	304.207/ 304.070	
		0.000/ 0.000		
Measurement over 3 pins (axial) according to AGMA 2002 (mm)	[dk3A.e/i]	171.011/ 170.905	304.015/ 303.877	
		-0.000/ -0.000		
Effective dimensions over 3 pins (mm)	[Md3R.e/i]	0.000/ 0.000	0.000/ 0.000	-0.000/ -0.000
		-0.000		
Note: Internal gears with helical teeth cannot be measured with rollers.				
Tooth thickness (chordal) in pitch diameter (mm)	[sc]	10.942	11.424	3.899
(mm)	[sc.e/i]	10.847/ 10.797	11.294/ 11.234	
3.724/		3.644		
Reference chordal height from da.m (mm)	[ha]	7.966	8.549	-1.576
Tooth thickness (Arc) (mm)	[sn]	10.949	11.426	3.899
(mm)	[sn.e/i]	10.854/ 10.804	11.296/ 11.236	
3.724/		3.644		
Backlash free center distance (mm)	[aControl.e/i]	221.223/ 221.088	221.872/ 222.042	
Backlash free center distance, allowances (mm)	[jta]	-0.277/ -0.412	0.372/ 0.542	
dNf.i with aControl (mm)	[dNf0.i]	145.951	277.502	742.343
Reserve (dNf0.i-dFf.e)/2 (mm)	[cF0.i]	0.392	0.348	1.465
Tip clearance (mm)	[c0.i(aControl)]	1.289	1.240	1.403
Centre distance allowances (mm)	[Aa.e/i]	0.046/ 0.000	0.000/ 0.046	
Circumferential backlash from Aa (mm)	[jtw_Aa.e/i]	0.042/ 0.000	-0.000/ -0.042	
Radial clearance (mm)	[jrw]	0.458/ 0.277	0.542/ 0.326	
Circumferential backlash (transverse section) (mm)	[jtw]	0.417/ 0.252	0.498/ 0.299	
Normal backlash (mm)	[jnw]	0.357/ 0.216	0.427/ 0.257	
Entire torsional angle (°)	[j.tSys]		0.1129/ 0.0767	
(j.tSys: Torsional angle of planet carrier for blocked shaft)				

7. GEAR ACCURACY

----- GEAR 1 ----- GEAR 2 ----- GEAR 3 ---

According to DIN 3961:1978

Accuracy grade	[Q-DIN3961]	6	6	9
Profile form deviation (μm)	[ff]	10.00	10.00	29.00
Profile slope deviation (μm)	[fHa]	7.00	7.00	20.00

Total profile deviation (μm)	[Ff]	13.00	13.00	35.00
Helix form deviation (μm)	[fbf]	8.00	8.00	28.00
Helix slope deviation (μm)	[fHb]	10.00	10.00	30.00
Total helix deviation (μm)	[Fb]	13.00	13.00	41.00
Normal base pitch deviation (μm)	[fpe]	9.00	10.00	29.00
Single pitch deviation (μm)	[fp]	9.00	10.00	29.00
Adjacent pitch difference (μm)	[fu]	11.00	12.00	37.00
Total cumulative pitch deviation (μm)	[Fp]	35.00	40.00	124.00
Sector pitch deviation over z/8 pitches (μm)	[Fpz/8]	22.00	25.00	78.00
Runout (μm)	[Fr]	25.00	28.00	87.00
Tooth Thickness Variation (μm)	[Rs]	15.00	16.00	50.00
Single flank composite, total (μm)	[Fi']	38.00	42.00	127.00
Single flank composite, tooth-to-tooth (μm)	[fi']	15.00	16.00	45.00
Radial composite, total (μm)	[Fi'']	28.00	32.00	97.00
Radial composite, tooth-to-tooth (μm)	[fi'']	12.00	14.00	43.00

Axis alignment tolerances (recommendation acc. to ISO TR 10064-3:1996, Quality

6)

Maximum value for deviation error of axis (μm)	[fSigbet]	11.71	11.71
Maximum value for inclination error of axes (μm)	[fSigdel]	23.41	23.41

8. ADDITIONAL DATA

Mass - calculated with d_a (kg)	[Mass]	9.868	26.780
152.678			
Total mass (kg)	[Mass]		
242.885			
Moment of inertia (System referenced to wheel 1):			
calculation without consideration of the exact tooth shape			
single gears $((d_a+df)/2...d_i)$ ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$)	[TraeghMom]	0.03140	0.34328 23.95374
System $((d_a+df)/2...d_i)$ ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$)	[TraeghMom]	0.38324	
Mean coeff. of friction (acc. Niemann)	[mum]	0.052	0.036
Wear sliding coef. by Niemann	[zetw]	0.526	0.163
Meshpower (kW)		915.247	915.247
Gear power loss (kW)		1.887	0.286
Total power loss (kW)		6.520	
Total efficiency		0.994	

9. DETERMINATION OF TOOTH FORM

Data for the tooth form calculation :

Data not available.

10. SERVICE LIFE, DAMAGE

Required safety for tooth root	[SFmin]	1.40		
Required safety for tooth flank	[SHmin]	1.00		
Service life (calculated with required safeties):				
System service life (h)	[Hatt]	> 1000000		
Tooth root service life (h)	[HFatt]	1e+006	1e+006	1e+006
Tooth flank service life (h)	[HHatt]	1e+006	1e+006	1e+006

Note: The entry 1e+006 h means that the Service life > 1,000,000 h.

Damage calculated on the basis of the required service life (50000.0 h)

F1%	F2%	F3%	H1%	H2%	H3%
0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00

REMARKS:

- Specifications with [.e/i] imply: Maximum [e] and Minimal value [i] with consideration of all tolerances
Specifications with [.m] imply: Mean value within tolerance
- For the backlash tolerance, the center distance tolerances and the tooth thickness deviation are taken into account. Shown is the maximal and the minimal backlash corresponding the largest resp. the smallest allowances
The calculation is done for the operating pitch circle.
- Details of calculation method:
cg according to method B
KV according to method B

End of Report

lines: 558

Příloha č.2 – Výpočet planetového kola

Wikov Gear, Plzen, #1383, ext

File

Name : Unnamed

Changed by: jvaclavik

on: 02.05.2017

at: 21:10:24

Analysis of shafts, axle and beams

Input data

Coordinate system shaft: see picture W-002

Label	Planet_Gear_Shaft
Drawing	
Initial position (mm)	50.000
Length (mm)	185.000
Speed (1/min)	320.93
Sense of rotation: counter 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)	60.000
Weight of shaft (kg)	41.854
(Notice: Weight stands for the shaft only without considering the gears)	
Weight of shaft, including additional masses (kg)	51.295
Mass moment of inertia (kg*m ²)	0.772
Momentum of mass GD2 (Nm ²)	30.290

Label	Planet_Pin_Shaft
Drawing	
Initial position (mm)	0.000
Length (mm)	285.000
Speed (1/min)	209.09
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)	60.000
Weight of shaft (kg)	21.207
(Notice: Weight stands for the shaft only without considering the gears)	
Weight of shaft, including additional masses (kg)	21.207
Mass moment of inertia (kg*m ²)	0.032
Momentum of mass GD2 (Nm ²)	1.259

Weight towards (0.000, -1.000, 0.000)

Regard gears as masses and stiffness

Consider deformations due to shearing

Shear correction coefficient 1.100

Rolling bearing stiffness is calculated from inner bearing geometry

Tolerance field: Mean value		
Housing material		C45 (1)
Coefficient of thermal expansion	(10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature of housing (°C)		55.000
Thermal housing reference point (mm)		0.000

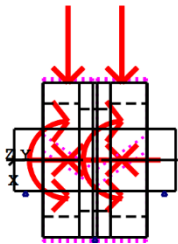
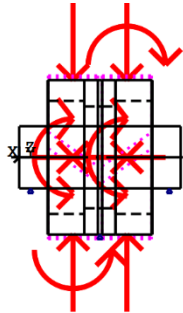


Figure: Load applications

Shaft definition (Planet Gear Shaft)

Outer contour

Cylinder (Cylinder)			0.000mm ... 185.000mm
Diameter (mm)	[d]	273.0000	
Length (mm)	[l]	185.0000	
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000	

Inner contour

Cylinder inside (Cylindrical bore)			0.000mm ... 65.000mm
Diameter (mm)	[d]	200.0000	
Length (mm)	[l]	65.0000	
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000	

Cylinder inside (Cylindrical bore)			65.000mm ... 120.000mm
Diameter (mm)	[d]	180.0000	
Length (mm)	[l]	55.0000	
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000	

Cylinder inside (Cylindrical bore)		120.000mm ...	185.000mm
Diameter (mm)	[d]	200.0000	
Length (mm)	[l]	65.0000	
Surface roughness (μm)	[Rz]	8.0000	

Forces

Type of force element		Cylindrical gear
Label in the model		Planet_Gear_1(Planet_Ring_Constraint_1)
Position on shaft (mm)	[Ylocal]	45.0000
Operating pitch diameter (mm)		288.6212
Helix angle ($^{\circ}$)		24.5675 right
Working pressure angle at normal section ($^{\circ}$)		22.5405
Position of contact ($^{\circ}$)		0.0000
Length of load application (mm)		87.5000
Power (kW)		184.7288 driving (Output)
Torque (Nm)		5496.6162
Axial force (N)		-17412.3032
Shearing force X (N)		-17382.0255
Shearing force Z (N)		-38088.7877
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		-2512.7801

Type of force element		Cylindrical gear
Label in the model		Planet_Gear_1(Sun_Planet_Constraint_1)
Position on shaft (mm)	[Ylocal]	45.0000
Operating pitch diameter (mm)		288.6212
Helix angle ($^{\circ}$)		24.5675 right
Working pressure angle at normal section ($^{\circ}$)		22.5405
Position of contact ($^{\circ}$)		180.0000
Length of load application (mm)		87.5000
Power (kW)		184.7288 driven (Input)
Torque (Nm)		-5496.6162
Axial force (N)		17412.3032
Shearing force X (N)		17382.0255
Shearing force Z (N)		-38088.7877
Bending moment X (Nm)		-0.0000
Bending moment Z (Nm)		-2512.7801

Type of force element		Cylindrical gear
Label in the model		Planet_Gear_2(Planet_Ring_Constraint_2)
Position on shaft (mm)	[Ylocal]	140.0000
Operating pitch diameter (mm)		288.6212
Helix angle ($^{\circ}$)		24.5675 left
Working pressure angle at normal section ($^{\circ}$)		22.5405
Position of contact ($^{\circ}$)		0.0000
Length of load application (mm)		87.5000
Power (kW)		184.7288 driving (Output)
Torque (Nm)		5496.6162
Axial force (N)		17412.3032
Shearing force X (N)		-17382.0255
Shearing force Z (N)		-38088.7877
Bending moment X (Nm)		-0.0000
Bending moment Z (Nm)		2512.7801

Type of force element		Cylindrical gear
Label in the model		Planet_Gear_2(Sun_Planet_Constraint_2)
Position on shaft (mm)	[Ylocal]	140.0000

Operating pitch diameter (mm)	288.6212
Helix angle (°)	24.5675 left
Working pressure angle at normal section (°)	22.5405
Position of contact (°)	180.0000
Length of load application (mm)	87.5000
Power (kW)	184.7288 driven (Input)
Torque (Nm)	-5496.6162
Axial force (N)	-17412.3032
Shearing force X (N)	17382.0255
Shearing force Z (N)	-38088.7877
Bending moment X (Nm)	0.0000
Bending moment Z (Nm)	2512.7801

Bearing

Label in the model		Support	
Bearing position (mm)	[Y okal]		92.500
Degrees of freedom			
X: freeY: fixedZ: free			
Rx: freeRy: freeRz: free			

Shaft definition (Planet Pin Shaft)**Outer contour**

Cylinder (Cylinder)			0.000mm ... 285.000mm
Diameter (mm)	[d]	110.0000	
Length (mm)	[l]	285.0000	
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000	

Forces

Type of force element		Coupling
Label in the model		Planet_Carrier_Coupling(Planet_Carrier_Constrai
nt)		
Position on shaft (mm)	[Y okal]	142.5000
Effective diameter (mm)		0.0000
Radial force factor (-)		0.0000
Direction of the radial force (°)		0.0000
Axial force factor (-)		0.0000
Length of load application (mm)		185.0000
Power (kW)		0.0000
Torque (Nm)		-0.0000
Axial force (N)		0.0000
Shearing force X (N)		0.0000
Shearing force Z (N)		0.0000
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		0.0000
Mass (kg)		0.0000
Mass moment of inertia Jp (kg*m ²)		0.0000
Mass moment of inertia Jxx (kg*m ²)		0.0000
Mass moment of inertia Jzz (kg*m ²)		0.0000
Eccentricity (mm)		0.0000

Bearing

Label in the model Support1
Bearing position (mm) [lokal] 20.000
Degrees of freedom
X: fixed Y: single direction right (u1=0.00 μm) Z: fixed
Rx: free Ry: free Rz: free

Label in the model Support2
Bearing position (mm) [lokal] 265.000
Degrees of freedom
X: fixed Y: single direction left (u0=0.00 μm) Z: fixed
Rx: free Ry: free Rz: free

CONNECTIONS

SKF *C 2222 (ConnectionRollerBearing1) 88.500mm

Free bearing

d = 110.000 (mm), D = 200.000 (mm), b = 53.000 (mm), r = 2.100 (mm)

C = 530.000 (kN), C0 = 620.000 (kN), Cu = 64.000 (kN)

SKF *C 2222 (ConnectionRollerBearing2) 196.500mm

Free bearing

d = 110.000 (mm), D = 200.000 (mm), b = 53.000 (mm), r = 2.100 (mm)

C = 530.000 (kN), C0 = 620.000 (kN), Cu = 64.000 (kN)

Shaft 'Planet_Gear_Shaft': Cylindrical gear 'Planet_Gear_1(Planet_Ring_Constraint_1)' (y= 33.1250 (mm)) is taken into account as component of the shaft.

EI (y= 1.2500 (mm)): 39988635.8097 (Nm²), EI (y= 65.0000 (mm)): 39988635.8097 (Nm²), m (yS= 33.1250 (mm)): 3.4395 (kg)

Jp: 0.0679 (kg*m²), Jxx: 0.0351 (kg*m²), Jzz: 0.0351 (kg*m²)

Shaft 'Planet_Gear_Shaft': Cylindrical gear 'Planet_Gear_1(Planet_Ring_Constraint_1)' (y= 76.8750 (mm)) is taken into account as component of the shaft.

EI (y= 65.0000 (mm)): 45552663.4345 (Nm²), EI (y= 88.7500 (mm)): 45552663.4345 (Nm²), m (yS= 76.8750 (mm)): 1.2814 (kg)

Jp: 0.0253 (kg*m²), Jxx: 0.0127 (kg*m²), Jzz: 0.0127 (kg*m²)

Shaft 'Planet_Gear_Shaft': Cylindrical gear 'Planet_Gear_1(Sun_Planet_Constraint_1)' (y= 33.1250 (mm)) is taken into account as component of the shaft.

EI (y= 1.2500 (mm)): 39988635.8097 (Nm²), EI (y= 65.0000 (mm)): 39988635.8097 (Nm²), m (yS= 33.1250 (mm)): 3.4395 (kg)

Jp: 0.0679 (kg*m²), Jxx: 0.0351 (kg*m²), Jzz: 0.0351 (kg*m²)

Shaft 'Planet_Gear_Shaft': Cylindrical gear 'Planet_Gear_1(Sun_Planet_Constraint_1)' (y= 76.8750 (mm)) is taken into account as component of the shaft.

EI (y= 65.0000 (mm)): 45552663.4345 (Nm²), EI (y= 88.7500 (mm)): 45552663.4345 (Nm²), m (yS= 76.8750 (mm)): 1.2814 (kg)

Jp: 0.0253 (kg*m²), Jxx: 0.0127 (kg*m²), Jzz: 0.0127 (kg*m²)

Shaft 'Planet_Gear_Shaft': Cylindrical gear 'Planet_Gear_2(Planet_Ring_Constraint_2)' (y= 108.1250 (mm)) is taken into account as component of the shaft.

EI (y= 96.2500 (mm)): 45552663.4345 (Nm²), EI (y= 120.0000 (mm)): 45552663.4345 (Nm²), m (yS= 108.1250 (mm)): 1.2814 (kg)

Jp: 0.0253 (kg*m²), Jxx: 0.0127 (kg*m²), Jzz: 0.0127 (kg*m²)

Shaft 'Planet_Gear_Shaft': Cylindrical gear 'Planet_Gear_2(Planet_Ring_Constraint_2)' (y= 151.8750 (mm)) is taken into account as component of the shaft.

EI (y= 120.0000 (mm)): 39988635.8097 (Nm²), EI (y= 183.7500 (mm)): 39988635.8097 (Nm²), m (yS= 151.8750 (mm)): 3.4395 (kg)

Jp: 0.0679 (kg*m²), Jxx: 0.0351 (kg*m²), Jzz: 0.0351 (kg*m²)

Shaft 'Planet_Gear_Shaft': Cylindrical gear 'Planet_Gear_2(Sun_Planet_Constraint_2)' (y= 108.1250 (mm)) is taken into account as component of the shaft.

EI (y= 96.2500 (mm)): 45552663.4345 (Nm²), EI (y= 120.0000 (mm)): 45552663.4345 (Nm²), m (yS= 108.1250 (mm)): 1.2814 (kg)

Jp: 0.0253 (kg*m²), Jxx: 0.0127 (kg*m²), Jzz: 0.0127 (kg*m²)

Shaft 'Planet_Gear_Shaft': Cylindrical gear 'Planet_Gear_2(Sun_Planet_Constraint_2)' (y= 151.8750 (mm)) is taken into account as component of the shaft.

EI (y= 120.0000 (mm)): 39988635.8097 (Nm²), EI (y= 183.7500 (mm)): 39988635.8097 (Nm²), m (yS= 151.8750 (mm)): 3.4395 (kg)

Jp: 0.0679 (kg*m²), Jxx: 0.0351 (kg*m²), Jzz: 0.0351 (kg*m²)

Results

Shaft

Maximum deflection 31.245 (µm) (Planet_Pin_Shaft pos = 142.500 mm)

Mass center of gravity

Planet_Gear_Shaft (mm) 92.500

Planet_Pin_Shaft (mm) 142.500

Total axial load

Planet_Gear_Shaft (N) 0.000

Planet_Pin_Shaft (N) 0.000

Torsion under torque

Planet_Gear_Shaft (°) 0.000

Planet_Pin_Shaft (°) 0.000

Bearing

Probability of failure [n] 10.00 %

Axial clearance [u_A] 200.00 µm

Lubricant Oil: ISO-VG 220

Lubricant with additive, effect on bearing lifetime confirmed in tests.

Oil lubrication, on-line filtration, ISO4406 -/15/12

Lubricant - service temperature	[TB]	60.00	°C
Limit for factor aISO	[aISOmax]	3.40	
Oil level	[hoil]	0.00	mm

Oil bath lubrication

Rolling bearing stiffness calculated from internal geometry

Shaft 'Planet_Gear_Shaft' Bearing 'Support'

Position (Y-coordinate)	[y]	92.50	mm
Bearing reaction force	[Fx]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fy]	0.517	kN
Bearing reaction force	[Fz]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fr]	0.000	kN

Shaft 'Planet_Pin_Shaft' Bearing 'Support1'

Position (Y-coordinate)	[y]	20.00	mm
Bearing reaction force	[Fx]	-0.000	kN
Bearing reaction force	[Fy]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fz]	76.170	kN
Bearing reaction force	[Fr]	76.170	kN (90°)

Shaft 'Planet_Pin_Shaft' Bearing 'Support2'

Position (Y-coordinate)	[y]	265.00	mm
Bearing reaction force	[Fx]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fy]	0.221	kN
Bearing reaction force	[Fz]	76.168	kN
Bearing reaction force	[Fr]	76.168	kN (90°)

Rolling bearing 'ConnectionRollerBearing1'

Position (Y-coordinate)	[y]	88.50	mm
Equivalent load	[P]	76.17	kN
Equivalent load	[P0]	76.17	kN
Nominal bearing service life	[Lnh]	20220.65	h
Modified bearing service life	[Lnmh]	68750.21	h
Static safety factor	[S0]	8.14	
Bearing reaction force	[Fx]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fy]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fz]	-76.174	kN
Bearing reaction force	[Fr]	76.174	kN (-90°)

Rolling bearing 'ConnectionRollerBearing2'

Position (Y-coordinate)	[y]	196.50	mm
Equivalent load	[P]	76.17	kN
Equivalent load	[P0]	76.17	kN
Nominal bearing service life	[Lnh]	20220.65	h
Modified bearing service life	[Lnmh]	68750.21	h
Static safety factor	[S0]	8.14	
Bearing reaction force	[Fx]	-0.000	kN
Bearing reaction force	[Fy]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fz]	-76.174	kN
Bearing reaction force	[Fr]	76.174	kN (-90°)

Damage (%)			[Lreq] (0.000)
Bin no	B1	B2		
1	0.00	0.00		

Σ	0.00	0.00		

Utilization (%)			[Lreq] (0.000)
B1	B2			
0.00	0.00			

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

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

B1: ConnectionRollerBearing1 (Connecting rolling bearing)

B2: ConnectionRollerBearing2 (Connecting rolling bearing)

Displacement [mm]

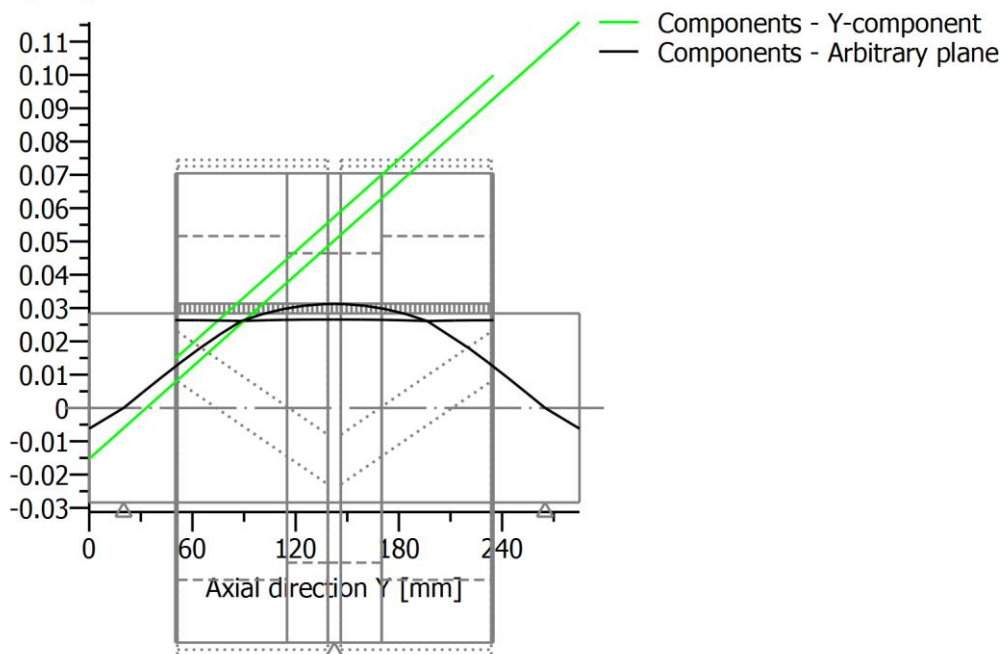
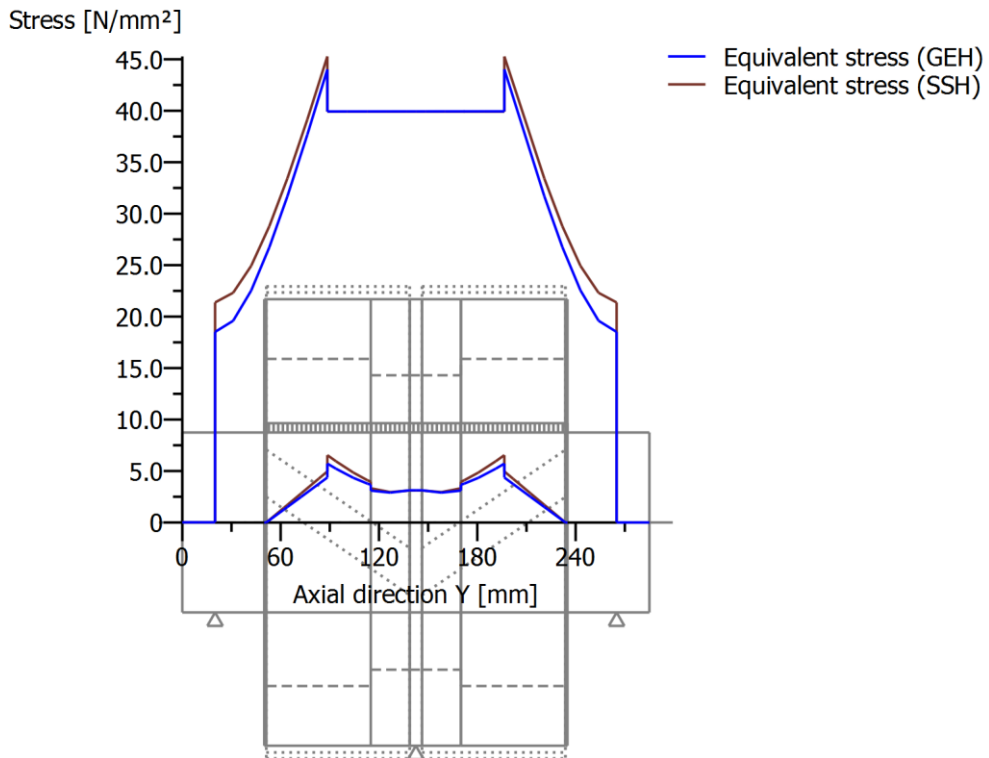


Figure: Deformation (bending etc.) (Arbitrary plane 269.9999911 120)



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

Figure: Equivalent stress

Strength calculation according to DIN 743:2012

Summary

Planet_Pin_Shaft

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

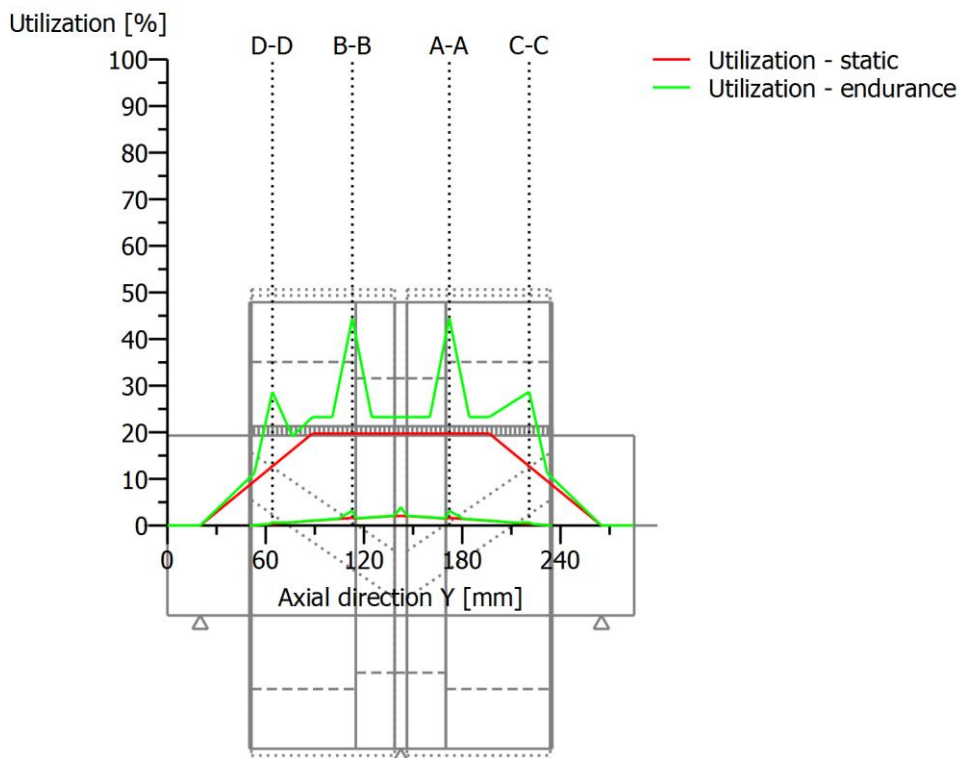
Calculation of endurance limit and the static strength

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

Results:

Cross section	K_{fb}	$K_{f\sigma}$	K_{2d}	SD	SS
A-A	2.06	1.00	0.82	2.69	6.08
B-B	2.06	1.00	0.82	2.70	6.08
C-C	2.06	1.00	0.82	4.18	9.44
D-D	2.06	1.00	0.82	4.19	9.45

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]	120.00
[σ_{BRand}] (N/mm ²)		628.00

Endurance limit for single stage use

Calculation for load case 2 ($\sigma_{av}/\sigma_{mv} = \text{const}$)**Cross section 'A-A' Interference fit**

Comment	Y= 172.10...220.90mm				
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]			172.110	
External diameter (mm)	[da]			110.000	
Inner diameter (mm)	[di]			0.000	
Notch effect			Interference fit		
Characteristics:	Slight interference fit				
Mean roughness (μm)	[Rz]			8.000	
Stresses: (N/mm ²)					
[σ_{dm} , σ_{bm} , τ_m , τ_{qm}] (N/mm ²)		0.007	0.000	0.000	0.000
[σ_{da} , σ_{ba} , τ_a , τ_{qa}] (N/mm ²)		0.007	39.928	0.000	0.001
[σ_{dmax} , σ_{bmax} , τ_{max} , τ_{qmax}] (N/mm ²)		0.025	67.877	0.000	0.001

Tension/Compression Bending Torsion

Notch effect coefficient	[β (dB)]	2.062	2.062	1.478
[dB] (mm) = 110.0				
Influence coefficient surface strengthening	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	2.062	2.512	1.801

Present safety for endurance limit:

Fatigue limit of part (N/mm ²)	[σ_{WK}]	104.911	107.627	90.093
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σ_{ADK}]	94.734	107.624	65.170
Safety against fatigue	[S]		2.695	
Required safety against fatigue	[Smin]		1.200	

Result (%)	[S/Smin]	224.6		
Present safety for proof against exceed of yield point:				
Yield stress of part (N/mm ²)	[σFK]	344.215	413.058	238.479
Safety yield stress	[S]		6.083	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		506.9	

Cross section 'B-B' Interference fit

Comment	Y= 64.10...112.90mm			
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]		112.900	
External diameter (mm)	[da]		110.000	
Inner diameter (mm)	[di]		0.000	
Notch effect			Interference fit	
Characteristics:	Slight interference fit			
Mean roughness (μm)	[Rz]		8.000	
Stresses: (N/mm ²)				
[σzdm, σbm, τm, τqm] (N/mm ²)		0.005	0.000	0.000
[σzda, σba, τa, τqa] (N/mm ²)		0.005	39.925	0.000
[σzdm, σbmax, τmax, τqmax] (N/mm ²)		0.017	67.872	0.000

Tension/Compression Bending Torsion

Notch effect coefficient	[β(dB)]	2.062	2.062	1.478
[dB] (mm) = 110.0				
Influence coefficient surface strengthening	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	2.062	2.512	1.801

Present safety for endurance limit:

Fatigue limit of part (N/mm ²)	[σWK]	104.911	107.627	90.093
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σADK]	94.734	107.625	71.325
Safety against fatigue	[S]		2.695	
Required safety against fatigue	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		224.6	

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Yield stress of part (N/mm ²)	[σFK]	344.215	413.058	238.479
Safety yield stress	[S]		6.084	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		507.0	

Cross section 'C-C' Interference fit

Comment	Y= 172.10...220.90mm			
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]		220.890	

External diameter (mm)	[da]	110.000			
Inner diameter (mm)	[di]	0.000			
Notch effect			Interference fit		
Characteristics:	Slight interference fit				
Mean roughness (μm)	[Rz]	8.000			
Stresses: (N/mm ²)					
[σ_{zdm} , σ_{bm} , τ_{m} , τ_{qm}] (N/mm ²)		0.009	0.000	0.000	0.000
[σ_{zda} , σ_{ba} , τ_{a} , τ_{qa}] (N/mm ²)		0.009	25.712	0.000	10.686
[σ_{zdmmax} , σ_{bmax} , τ_{max} , τ_{qmax}] (N/mm ²)		0.031	43.710	0.000	18.167

Tension/Compression Bending Torsion

Notch effect coefficient	[β (dB)]	2.062	2.062	1.478
[dB] (mm) = 110.0				
Influence coefficient surface strengthening	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	2.062	2.512	1.801

Present safety for endurance limit:

Fatigue limit of part (N/mm ²)	[σ_{WK}]	104.911	107.627	90.093
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σ_{ADK}]	94.734	107.622	60.845
Safety against fatigue	[S]		4.184	
Required safety against fatigue	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		348.7	

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Yield stress of part (N/mm ²)	[σ_{FK}]	344.215	413.058	238.479
Safety yield stress	[S]		9.442	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		786.8	

Cross section 'D-D' Interference fit

Comment	Y= 64.10...112.90mm				
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]	64.110			
External diameter (mm)	[da]	110.000			
Inner diameter (mm)	[di]	0.000			
Notch effect			Interference fit		
Characteristics:	Slight interference fit				
Mean roughness (μm)	[Rz]	8.000			
Stresses: (N/mm ²)					
[σ_{zdm} , σ_{bm} , τ_{m} , τ_{qm}] (N/mm ²)		0.003	0.000	0.000	0.000
[σ_{zda} , σ_{ba} , τ_{a} , τ_{qa}] (N/mm ²)		0.003	25.705	0.000	10.688
[σ_{zdmmax} , σ_{bmax} , τ_{max} , τ_{qmax}] (N/mm ²)		0.011	43.698	0.000	18.170

Tension/Compression Bending Torsion

Notch effect coefficient	[β (dB)]	2.062	2.062	1.478
--------------------------	-----------------	-------	-------	-------

[dB] (mm) = 110.0

Influence coefficient surface strengthening	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	2.062	2.512	1.801

Present safety for endurance limit:

Fatigue limit of part (N/mm ²)	[σWK]	104.911	107.627	90.093
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σADK]	94.734	107.625	77.344
Safety against fatigue	[S]		4.186	
Required safety against fatigue	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		348.9	

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Yield stress of part (N/mm ²)	[σFK]	344.215	413.058	238.479
Safety yield stress	[S]		9.450	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		787.5	

End of Report

lines: 614

Příloha č.3 – Výpočet koaxiálních hřídelí

Wikov Gear, Plzen, #1383, ext

File

Name : Unnamed

Changed by: jvaclavik

on: 02.05.2017

at: 20:56:01

Analysis of shafts, axle and beams

Input data

Coordinate system shaft: see picture W-002

Label	Carrier_Shaft
Drawing	
Initial position (mm)	0.000
Length (mm)	1170.000
Speed (1/min)	209.09
Sense of rotation: clockwise	

Material	C60
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)	65.000
Weight of shaft (kg)	592.873
Weight of shaft, including additional masses (kg)	592.873
Mass moment of inertia (kg*m ²)	25.642
Momentum of mass GD2 (Nm ²)	1006.179

Label	Input_Shaft
Drawing	
Initial position (mm)	1193.500
Length (mm)	521.500
Speed (1/min)	1200.00
Sense of rotation: clockwise	

Material	34 CrNiMo 6 (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)	65.000
Weight of shaft (kg)	59.813
Weight of shaft, including additional masses (kg)	59.813
Mass moment of inertia (kg*m ²)	0.195
Momentum of mass GD2 (Nm ²)	7.652

Label	Ring_Shaft
Drawing	
Initial position (mm)	812.500
Length (mm)	195.000
Speed (1/min)	0.00
Sense of rotation: counter clockwise	

Material	34 CrNiMo 6 (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)	65.000
Weight of shaft (kg)	278.691
Weight of shaft, including additional masses (kg)	278.691
Mass moment of inertia (kg*m ²)	48.339
Momentum of mass GD2 (Nm ²)	1896.818

Label	Sun_Shaft
Drawing	
Initial position (mm)	792.500
Length (mm)	423.000
Speed (1/min)	1200.00
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)	65.000
Weight of shaft (kg)	42.233
Weight of shaft, including additional masses (kg)	42.233
Mass moment of inertia (kg*m ²)	0.095
Momentum of mass GD2 (Nm ²)	3.713

Weight towards (0.000, -1.000, 0.000)
Consider deformations due to shearing	
Shear correction coefficient	1.100
Rolling bearing stiffness is calculated from inner bearing geometry	
Tolerance field: Mean value	
Housing material	C45 (1)
Coefficient of thermal expansion (10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature of housing (°C)	55.000
Thermal housing reference point (mm)	0.000

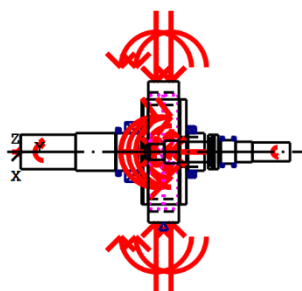
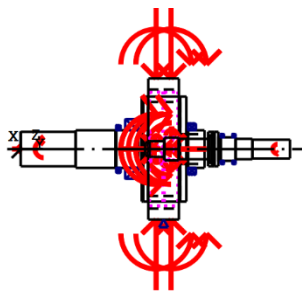


Figure: Load applications

Shaft definition (Carrier Shaft)

Outer contour

Cylinder (Cylinder) 0.000mm ... 350.000mm

Diameter (mm)	[d]	220.0000
Length (mm)	[l]	350.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Key way (Key way) 0.000mm ... 315.000mm

l=315.00 (mm), Rz=8.0, Turned (Ra=3.2µm/125µin)

Relief groove right (Relief groove right)

r=1.20 (mm), t=0.40 (mm), l=4.00 (mm), Rz=8.0, Turned (Ra=3.2µm/125µin)

Form F (DIN 509), Series 1, with the usual stressing

Cylinder (Cylinder) 350.000mm ... 603.000mm

Diameter (mm)	[d]	240.0000
Length (mm)	[l]	253.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Cylinder (Cylinder) 603.000mm ... 608.000mm

Diameter (mm)	[d]	234.0000
Length (mm)	[l]	5.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Radius left (Radius left)

r=0.30 (mm), Rz=8.0, Turned (Ra=3.2μm/125μin)

Radius right (Radius right)

r=0.30 (mm), Rz=8.0, Turned (Ra=3.2μm/125μin)

Cylinder (Cylinder)			608.000mm ...	750.000mm
Diameter (mm)	[d]	240.0000		
Length (mm)	[l]	142.0000		
Surface roughness (μm)	[Rz]	8.0000		

Radius right (Radius right)

r=3.00 (mm), Rz=8.0, Turned (Ra=3.2μm/125μin)

Cylinder (Cylinder)			750.000mm ...	770.000mm
Diameter (mm)	[d]	305.0000		
Length (mm)	[l]	20.0000		
Surface roughness (μm)	[Rz]	8.0000		

Radius right (Radius right)

r=6.00 (mm), Rz=8.0, Turned (Ra=3.2μm/125μin)

Cylinder (Cylinder)			770.000mm ...	1055.000mm
Diameter (mm)	[d]	670.0000		
Length (mm)	[l]	285.0000		
Surface roughness (μm)	[Rz]	8.0000		

Cylinder (Cylinder)			1055.000mm ...	1065.000mm
Diameter (mm)	[d]	260.0000		
Length (mm)	[l]	10.0000		
Surface roughness (μm)	[Rz]	8.0000		

Radius left (Radius left)

r=6.00 (mm), Rz=8.0, Turned (Ra=3.2μm/125μin)

Cylinder (Cylinder)			1065.000mm ...	1170.000mm
Diameter (mm)	[d]	240.0000		
Length (mm)	[l]	105.0000		
Surface roughness (μm)	[Rz]	8.0000		

Relief groove left (Relief groove left)

r=1.20 (mm), t=0.40 (mm), l=4.00 (mm), Rz=8.0, Turned (Ra=3.2μm/125μin)

Form F (DIN 509), Series 1, with the usual stressing

Inner contour

Cylinder inside (Cylindrical bore)			0.000mm ...	780.000mm
Diameter (mm)	[d]	0.0000		
Length (mm)	[l]	780.0000		
Surface roughness (μm)	[Rz]	8.0000		

Cone inside (Conical bore)			780.000mm ...	810.000mm
Diameter left (mm)	[d _l]	120.0000		

Diameter right (mm)	[d _r]	180.0000
Length (mm)	[l]	30.0000
Surface roughness (μm)	[Rz]	8.0000

Cylinder inside (Cylindrical bore) 810.000mm ... 1015.000mm

Diameter (mm)	[d]	600.0000
Length (mm)	[l]	205.0000
Surface roughness (μm)	[Rz]	8.0000

Cylinder inside (Cylindrical bore) 1015.000mm ... 1170.000mm

Diameter (mm)	[d]	190.0000
Length (mm)	[l]	155.0000
Surface roughness (μm)	[Rz]	8.0000

Forces

Type of force element		Centric force
-----------------------	--	----------------------

Label in the model		Axial_force
Position on shaft (mm)	[Y _{local}]	0.0000
Length of load application (mm)		0.0000
Power (kW)		0.0000
Torque (Nm)		-0.0000
Axial force (N)		200000.0000
Shearing force X (N)		0.0000
Shearing force Z (N)		0.0000
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		0.0000

Type of force element		Coupling
-----------------------	--	-----------------

Label in the model		Output_coupling(Output)
Position on shaft (mm)	[Y _{local}]	146.0000
Effective diameter (mm)		240.0000
Radial force factor (-)		0.0000
Direction of the radial force (°)		0.0000
Axial force factor (-)		0.0000
Length of load application (mm)		290.0000
Power (kW)		2216.7459 driving (Output)
Torque (Nm)		-101240.0000
Axial force (N)		0.0000
Shearing force X (N)		0.0000
Shearing force Z (N)		0.0000
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		0.0000
Mass (kg)		0.0000
Mass moment of inertia J _p (kg*m ²)		0.0000
Mass moment of inertia J _{xx} (kg*m ²)		0.0000
Mass moment of inertia J _{zz} (kg*m ²)		0.0000
Eccentricity (mm)		0.0000

Type of force element		Coupling
-----------------------	--	-----------------

Label in the model		Planet_Carrier_Coupling(Planet_Carrier_Constrai
nt)		
Position on shaft (mm)	[Y _{local}]	961.0000
Effective diameter (mm)		443.0000
Radial force factor (-)		0.0000
Direction of the radial force (°)		0.0000
Axial force factor (-)		0.0000

Length of load application (mm)	87.5000
Power (kW)	0.0000
Torque (Nm)	-0.0000
Axial force (N)	0.0000
Shearing force X (N)	0.0000
Shearing force Z (N)	0.0000
Bending moment X (Nm)	0.0000
Bending moment Z (Nm)	0.0000
Mass (kg)	0.0000
Mass moment of inertia Jp (kg*m ²)	0.0000
Mass moment of inertia Jxx (kg*m ²)	0.0000
Mass moment of inertia Jzz (kg*m ²)	0.0000
Eccentricity (mm)	0.0000

Type of force element

Coupling

Label in the model

Planet_Carrier_Coupling(Planet_Ring_Constraint

_1)

Position on shaft (mm)	[Ylocal]	961.0000
Effective diameter (mm)		443.0000
Radial force factor (-)		0.0000
Direction of the radial force (°)		0.0000
Axial force factor (-)		0.0000
Length of load application (mm)		87.5000
Power (kW)		1108.3729 driven (Input)
Torque (Nm)		50620.0000
Axial force (N)		0.0000
Shearing force X (N)		0.0000
Shearing force Z (N)		0.0000
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		0.0000
Mass (kg)		0.0000
Mass moment of inertia Jp (kg*m ²)		0.0000
Mass moment of inertia Jxx (kg*m ²)		0.0000
Mass moment of inertia Jzz (kg*m ²)		0.0000
Eccentricity (mm)		0.0000

Type of force element

Coupling

Label in the model

Planet_Carrier_Coupling(Planet_Ring_Constraint

_2)

Position on shaft (mm)	[Ylocal]	961.0000
Effective diameter (mm)		443.0000
Radial force factor (-)		0.0000
Direction of the radial force (°)		0.0000
Axial force factor (-)		0.0000
Length of load application (mm)		87.5000
Power (kW)		0.0000
Torque (Nm)		-0.0000
Axial force (N)		0.0000
Shearing force X (N)		0.0000
Shearing force Z (N)		0.0000
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		0.0000
Mass (kg)		0.0000
Mass moment of inertia Jp (kg*m ²)		0.0000
Mass moment of inertia Jxx (kg*m ²)		0.0000
Mass moment of inertia Jzz (kg*m ²)		0.0000

Eccentricity (mm)		0.0000
Type of force element		Coupling
Label in the model		Planet_Carrier_Coupling(Sun_Planet_Constraint_
1)		
Position on shaft (mm)	[Ylocal]	961.0000
Effective diameter (mm)		443.0000
Radial force factor (-)		0.0000
Direction of the radial force (°)		0.0000
Axial force factor (-)		0.0000
Length of load application (mm)		87.5000
Power (kW)		1108.3729 driven (Input)
Torque (Nm)		50620.0000
Axial force (N)		0.0000
Shearing force X (N)		0.0000
Shearing force Z (N)		0.0000
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		0.0000
Mass (kg)		0.0000
Mass moment of inertia Jp (kg*m ²)		0.0000
Mass moment of inertia Jxx (kg*m ²)		0.0000
Mass moment of inertia Jzz (kg*m ²)		0.0000
Eccentricity (mm)		0.0000

Type of force element		Coupling
Label in the model		Planet_Carrier_Coupling(Sun_Planet_Constraint_
2)		
Position on shaft (mm)	[Ylocal]	961.0000
Effective diameter (mm)		443.0000
Radial force factor (-)		0.0000
Direction of the radial force (°)		0.0000
Axial force factor (-)		0.0000
Length of load application (mm)		87.5000
Power (kW)		0.0000
Torque (Nm)		-0.0000
Axial force (N)		0.0000
Shearing force X (N)		0.0000
Shearing force Z (N)		0.0000
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		0.0000
Mass (kg)		0.0000
Mass moment of inertia Jp (kg*m ²)		0.0000
Mass moment of inertia Jxx (kg*m ²)		0.0000
Mass moment of inertia Jzz (kg*m ²)		0.0000
Eccentricity (mm)		0.0000

Bearing

Label in the model		Axial_spherical_bearing_1
Bearing type		Axial spherical roller bearings
Bearing position (mm)	[Ylocal]	707.500
Attachment of external ring		Set axial bearing left
Number of rolling bodies	[Z]	15
Radius of curvature, external race (mm)	[R _o]	265.423
Radius of curvature, internal race (mm)	[r _i]	265.423
Rp (mm)	[R _o]	257.460

Calculation with approximate bearings internal geometry (*)

Bearing clearance 0.00 μm

The bearing pressure angle will be considered in the calculation

Position (center of pressure)

(mm)
892.2

218

Basic static load rating (kN)	[C ₀]	6550.000
Basic dynamic load rating (kN)	[C]	2040.000
Fatigue load rating (kN)	[C _U]	630.000

Label in the model

Radial_Ball_Bearing_1

Bearing type

Deep groove ball bearing (single row)

Bearing position (mm)

[Ylokal] 622.000

Attachment of external ring

Free bearing

Number of rolling bodies

[Z] 11

Diameter, external race (mm)

[d_o] 296.265

Diameter, internal race (mm)

[d_i] 243.843

Radius of curvature, external race (mm)

[r_o] 13.886

Radius of curvature, internal race (mm)

[r_i] 13.624

Calculation with approximate bearings internal geometry (*)

Bearing clearance DIN 620:1988 C0 (62.50 μm)

Axial clearance P_e = 346.29 μm

Basic static load rating (kN)	[C ₀]	150.000
-------------------------------	-------------------	---------

Basic dynamic load rating (kN)	[C]	108.000
--------------------------------	-----	---------

Fatigue load rating (kN)	[C _U]	3.800
--------------------------	-------------------	-------

Label in the model

Radial_Ball_Bearing_2

Bearing type

Taper roller bearing (single row)

Bearing position (mm)

[Ylokal] 1090.500

Attachment of external ring

Set fixed bearing right

Number of rolling bodies

[Z] 41

Diameter, external race (mm)

[d_o] 299.576

Diameter, internal race (mm)

[d_i] 262.272

Calculation with approximate bearings internal geometry (*)

Bearing clearance 0.00 μm

The bearing pressure angle will be considered in the calculation

Position (center of pressure)

(mm)
1051.

9340

Basic static load rating (kN)	[C ₀]	1080.000
-------------------------------	-------------------	----------

Basic dynamic load rating (kN)	[C]	512.000
--------------------------------	-----	---------

Fatigue load rating (kN)	[C _U]	96.500
--------------------------	-------------------	--------

Shaft definition (Input Shaft)

Outer contour

Cylinder (Cylinder) 0.000mm ... 65.000mm

Diameter (mm)	[d]	220.0000
---------------	-----	----------

Length (mm)	[l]	65.0000
-------------	-----	---------

Surface roughness (μm)	[Rz]	8.0000
-------------------------------------	------	--------

Cylinder (Cylinder) 65.000mm ... 80.000mm

Diameter (mm)	[d]	160.0000
---------------	-----	----------

Length (mm)	[l]	15.0000
-------------	-----	---------

Surface roughness (μm) [Rz] 8.0000

Radius left (Radius left)

r=5.00 (mm), Rz=8.0, Turned (Ra=3.2 μm /125 μin)

Cylinder (Cylinder) 80.000mm ... 174.500mm

Diameter (mm) [d] 150.0000

Length (mm) [l] 94.5000

Surface roughness (μm) [Rz] 8.0000

Relief groove left (Relief groove left)

r=1.20 (mm), t=0.40 (mm), l=4.00 (mm), Rz=8.0, Turned (Ra=3.2 μm /125 μin)

Form F (DIN 509), Series 1, with the usual stressing

Cylinder (Cylinder) 174.500mm ... 281.500mm

Diameter (mm) [d] 130.0000

Length (mm) [l] 107.0000

Surface roughness (μm) [Rz] 8.0000

Relief groove left (Relief groove left)

r=1.20 (mm), t=0.40 (mm), l=4.00 (mm), Rz=8.0, Turned (Ra=3.2 μm /125 μin)

Form F (DIN 509), Series 1, with the usual stressing

Cylinder (Cylinder) 281.500mm ... 521.500mm

Diameter (mm) [d] 120.0000

Length (mm) [l] 240.0000

Surface roughness (μm) [Rz] 8.0000

Key way (Key way)

345.500mm ... 521.500mm

l=176.00 (mm), Rz=8.0, Turned (Ra=3.2 μm /125 μin)

Relief groove left (Relief groove left)

r=1.20 (mm), t=0.40 (mm), l=4.00 (mm), Rz=8.0, Turned (Ra=3.2 μm /125 μin)

Form F (DIN 509), Series 1, with the usual stressing

Inner contour

Cylinder inside (Cylindrical bore) 0.000mm ... 25.000mm

Diameter (mm) [d] 161.6000

Length (mm) [l] 25.0000

Surface roughness (μm) [Rz] 8.0000

Cylinder inside (Cylindrical bore) 25.000mm ... 40.000mm

Diameter (mm) [d] 190.0000

Length (mm) [l] 15.0000

Surface roughness (μm) [Rz] 8.0000

Forces

Type of force element

Coupling

Label in the model

Input_Coupling(Input)

Position on shaft (mm)

[Ylocal]

441.5000

Effective diameter (mm)

140.0000

Radial force factor (-)

0.0000

Direction of the radial force (°)	0.0000
Axial force factor (-)	0.0000
Length of load application (mm)	160.0000
Power (kW)	2216.7459 driven (Input)
Torque (Nm)	17640.3030
Axial force (N)	0.0000
Shearing force X (N)	0.0000
Shearing force Z (N)	0.0000
Bending moment X (Nm)	0.0000
Bending moment Z (Nm)	0.0000
Mass (kg)	0.0000
Mass moment of inertia Jp (kg*m ²)	0.0000
Mass moment of inertia Jxx (kg*m ²)	0.0000
Mass moment of inertia Jzz (kg*m ²)	0.0000
Eccentricity (mm)	0.0000

Bearing

Label in the model		RB1
Bearing type		Deep groove ball bearing (single row)
Bearing position (mm)	[Y]lokal]	90.000
Attachment of external ring		Set fixed bearing right
Number of rolling bodies	[Z]	22
Diameter, external race (mm)	[d _o]	182.752
Diameter, internal race (mm)	[d _i]	157.316
Radius of curvature, external race (mm)	[r _o]	6.738
Radius of curvature, internal race (mm)	[r _i]	6.611
Calculation with approximate bearings internal geometry (*)		
Bearing clearance		DIN 620:1988 C0 (35.50 μm)
Axial clearance		Pe = 159.42 μm
Basic static load rating (kN)	[C ₀]	61.000
Basic dynamic load rating (kN)	[C]	48.800
Fatigue load rating (kN)	[C _U]	2.000

Label in the model		RB2
Bearing type		Deep groove ball bearing (single row)
Bearing position (mm)	[Y]lokal]	164.500
Attachment of external ring		Set fixed bearing left
Number of rolling bodies	[Z]	22
Diameter, external race (mm)	[d _o]	182.752
Diameter, internal race (mm)	[d _i]	157.316
Radius of curvature, external race (mm)	[r _o]	6.738
Radius of curvature, internal race (mm)	[r _i]	6.611
Calculation with approximate bearings internal geometry (*)		
Bearing clearance		DIN 620:1988 C0 (35.50 μm)
Axial clearance		Pe = 159.42 μm
Basic static load rating (kN)	[C ₀]	61.000
Basic dynamic load rating (kN)	[C]	48.800
Fatigue load rating (kN)	[C _U]	2.000

Shaft definition (Ring Shaft)**Outer contour**

Cylinder (Cylinder)			0.000mm ... 195.000mm
Diameter (mm)	[d]	900.0000	
Length (mm)	[l]	195.0000	
Surface roughness (μm)	[Rz]	8.0000	

Inner contour

Cylinder inside (Cylindrical bore)		0.000mm ...	195.000mm
Diameter (mm)	[d]	760.0000	
Length (mm)	[l]	195.0000	
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000	

Forces

Type of force element		Coupling
Label in the model		Ring_Coupling(Anulus_Kinematic_constraint)
Position on shaft (mm)	[Ylocal]	97.5000
Effective diameter (mm)		900.0000
Radial force factor (-)		0.0000
Direction of the radial force (°)		0.0000
Axial force factor (-)		0.0000
Length of load application (mm)		195.0000
Power (kW)		0.0000
Axial force (N)		0.0000
Shearing force X (N)		0.0000
Shearing force Z (N)		0.0000
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		0.0000
Mass (kg)		0.0000
Mass moment of inertia Jp (kg*m ²)		0.0000
Mass moment of inertia Jxx (kg*m ²)		0.0000
Mass moment of inertia Jzz (kg*m ²)		0.0000
Eccentricity (mm)		0.0000

Type of force element		Cylindrical gear
Label in the model		Ring_Gear_1(Planet_Ring_Constraint_1)
Position on shaft (mm)	[Ylocal]	50.0000
Operating pitch diameter (mm)		-731.6212
Helix angle (°)		24.5675 right
Working pressure angle at normal section (°)		22.5405
Position of contact (°)		0.0000
Length of load application (mm)		85.0000
Power (kW)		0.0000
Axial force (N)		17412.3032
Shearing force X (N)		17382.0255
Shearing force Z (N)		38088.7877
Bending moment X (Nm)		-0.0000
Bending moment Z (Nm)		6369.6053

Type of force element		Cylindrical gear
Label in the model		Ring_Gear_1(Planet_Ring_Constraint_1)2
Position on shaft (mm)	[Ylocal]	50.0000
Operating pitch diameter (mm)		-731.6212
Helix angle (°)		24.5675 right
Working pressure angle at normal section (°)		22.5405
Position of contact (°)		120.0000
Length of load application (mm)		85.0000
Power (kW)		0.0000
Axial force (N)		17412.3032
Shearing force X (N)		-41676.8705
Shearing force Z (N)		-3991.1182
Bending moment X (Nm)		-5516.2400

Bending moment Z (Nm)		-3184.8027
Type of force element		Cylindrical gear
Label in the model		Ring_Gear_1(Planet_Ring_Constraint_1)3
Position on shaft (mm)	[Ylocal]	50.0000
Operating pitch diameter (mm)		-731.6212
Helix angle (°)		24.5675 right
Working pressure angle at normal section (°)		22.5405
Position of contact (°)		240.0000
Length of load application (mm)		85.0000
Power (kW)		0.0000
Axial force (N)		17412.3032
Shearing force X (N)		24294.8450
Shearing force Z (N)		-34097.6695
Bending moment X (Nm)		5516.2400
Bending moment Z (Nm)		-3184.8027
Type of force element		Cylindrical gear
Label in the model		Ring_Gear_2(Planet_Ring_Constraint_2)
Position on shaft (mm)	[Ylocal]	145.0000
Operating pitch diameter (mm)		-731.6212
Helix angle (°)		24.5675 left
Working pressure angle at normal section (°)		22.5405
Position of contact (°)		0.0000
Length of load application (mm)		85.0000
Power (kW)		0.0000
Axial force (N)		-17412.3032
Shearing force X (N)		17382.0255
Shearing force Z (N)		38088.7877
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		-6369.6053
Type of force element		Cylindrical gear
Label in the model		Ring_Gear_2(Planet_Ring_Constraint_2)2
Position on shaft (mm)	[Ylocal]	145.0000
Operating pitch diameter (mm)		-731.6212
Helix angle (°)		24.5675 left
Working pressure angle at normal section (°)		22.5405
Position of contact (°)		120.0000
Length of load application (mm)		85.0000
Power (kW)		0.0000
Axial force (N)		-17412.3032
Shearing force X (N)		-41676.8705
Shearing force Z (N)		-3991.1182
Bending moment X (Nm)		5516.2400
Bending moment Z (Nm)		3184.8027
Type of force element		Cylindrical gear
Label in the model		Ring_Gear_2(Planet_Ring_Constraint_2)3
Position on shaft (mm)	[Ylocal]	145.0000
Operating pitch diameter (mm)		-731.6212
Helix angle (°)		24.5675 left
Working pressure angle at normal section (°)		22.5405
Position of contact (°)		240.0000
Length of load application (mm)		85.0000
Power (kW)		0.0000
Axial force (N)		-17412.3032
Shearing force X (N)		24294.8450

Shearing force Z (N)	-34097.6695
Bending moment X (Nm)	-5516.2400
Bending moment Z (Nm)	3184.8027

Bearing

Label in the model		Support1
Bearing position (mm)	[Ylokal]	97.500
Degrees of freedom		
X: fixedY: fixedZ: fixed		
Rx: freeRy: freeRz: free		

Shaft definition (Sun Shaft)**Outer contour**

Cylinder (Cylinder)		0.000mm ...	28.000mm
Diameter (mm)	[d]	85.0000	
Length (mm)	[l]	28.0000	
Surface roughness (μm)	[Rz]	8.0000	

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

Thread (Thread)	0.000mm ...	24.000mm
t=2.00 (mm), l=24.00 (mm), Rz=8.0, Turned (Ra=3.2 μm /125 μin)		

Cylinder (Cylinder)		28.000mm ...	120.500mm
Diameter (mm)	[d]	100.0000	
Length (mm)	[l]	92.5000	
Surface roughness (μm)	[Rz]	8.0000	

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

Cylinder (Cylinder)		120.500mm ...	123.000mm
Diameter (mm)	[d]	135.0000	
Length (mm)	[l]	2.5000	
Surface roughness (μm)	[Rz]	8.0000	

Radius right (Radius right)
r=2.50 (mm), Rz=8.0, Turned (Ra=3.2 μm /125 μin)

Cylinder (Cylinder)		123.000mm ...	213.000mm
Diameter (mm)	[d]	145.0000	
Length (mm)	[l]	90.0000	
Surface roughness (μm)	[Rz]	8.0000	

Cylinder (Cylinder)		213.000mm ...	218.000mm
Diameter (mm)	[d]	135.0000	
Length (mm)	[l]	5.0000	
Surface roughness (μm)	[Rz]	8.0000	

Radius left (Radius left)

r=2.50 (mm), Rz=8.0, Turned (Ra=3.2μm/125μin)

Cylinder (Cylinder)			218.000mm ...	403.000mm
Diameter (mm)	[d]	130.0000		
Length (mm)	[l]	185.0000		
Surface roughness (μm)	[Rz]	8.0000		

Radius right (Radius right)

r=2.50 (mm), Rz=8.0, Turned (Ra=3.2μm/125μin)

Radius left (Radius left)

r=2.50 (mm), Rz=8.0, Turned (Ra=3.2μm/125μin)

Cylinder (Cylinder)			403.000mm ...	408.000mm
Diameter (mm)	[d]	155.0000		
Length (mm)	[l]	5.0000		
Surface roughness (μm)	[Rz]	8.0000		

Radius right (Radius right)

r=2.50 (mm), Rz=8.0, Turned (Ra=3.2μm/125μin)

Cylinder (Cylinder)			408.000mm ...	423.000mm
Diameter (mm)	[d]	176.0000		
Length (mm)	[l]	15.0000		
Surface roughness (μm)	[Rz]	8.0000		

Forces

Type of force element

Label in the model

Position on shaft (mm) [Ylocal]

Operating pitch diameter (mm)

Helix angle (°)

Working pressure angle at normal section (°)

Position of contact (°)

Length of load application (mm)

Power (kW)

Torque (Nm)

Axial force (N)

Shearing force X (N)

Shearing force Z (N)

Bending moment X (Nm)

Bending moment Z (Nm)

Cylindrical gear

Sun_Gear_1(Sun_Planet_Constraint_1)

73.0000

154.3788

24.5675 left

22.5405

0.0000

90.0000

369.4576 driving (Output)

-2940.0505

-17412.3032

-17382.0255

38088.7877

0.0000

-1344.0452

Type of force element

Label in the model

Position on shaft (mm) [Ylocal]

Operating pitch diameter (mm)

Helix angle (°)

Working pressure angle at normal section (°)

Position of contact (°)

Length of load application (mm)

Power (kW)

Cylindrical gear

Sun_Gear_1(Sun_Planet_Constraint_1)2

73.0000

154.3788

24.5675 left

22.5405

120.0000

90.0000

369.4576 driving (Output)

Torque (Nm)		-2940.0505
Axial force (N)		-17412.3032
Shearing force X (N)		-24294.8450
Shearing force Z (N)		-34097.6695
Bending moment X (Nm)		1163.9773
Bending moment Z (Nm)		672.0226
Type of force element		Cylindrical gear
Label in the model		Sun_Gear_1(Sun_Planet_Constraint_1)3
Position on shaft (mm)	[Ylocal]	73.0000
Operating pitch diameter (mm)		154.3788
Helix angle (°)		24.5675 left
Working pressure angle at normal section (°)		22.5405
Position of contact (°)		240.0000
Length of load application (mm)		90.0000
Power (kW)		369.4576 driving (Output)
Torque (Nm)		-2940.0505
Axial force (N)		-17412.3032
Shearing force X (N)		41676.8705
Shearing force Z (N)		-3991.1182
Bending moment X (Nm)		-1163.9773
Bending moment Z (Nm)		672.0226
Type of force element		Cylindrical gear
Label in the model		Sun_Gear_2(Sun_Planet_Constraint_2)
Position on shaft (mm)	[Ylocal]	168.0000
Operating pitch diameter (mm)		154.3788
Helix angle (°)		24.5675 right
Working pressure angle at normal section (°)		22.5405
Position of contact (°)		0.0000
Length of load application (mm)		90.0000
Power (kW)		369.4576 driving (Output)
Torque (Nm)		-2940.0505
Axial force (N)		17412.3032
Shearing force X (N)		-17382.0255
Shearing force Z (N)		38088.7877
Bending moment X (Nm)		-0.0000
Bending moment Z (Nm)		1344.0452
Type of force element		Cylindrical gear
Label in the model		Sun_Gear_2(Sun_Planet_Constraint_2)2
Position on shaft (mm)	[Ylocal]	168.0000
Operating pitch diameter (mm)		154.3788
Helix angle (°)		24.5675 right
Working pressure angle at normal section (°)		22.5405
Position of contact (°)		120.0000
Length of load application (mm)		90.0000
Power (kW)		369.4576 driving (Output)
Torque (Nm)		-2940.0505
Axial force (N)		17412.3032
Shearing force X (N)		-24294.8450
Shearing force Z (N)		-34097.6695
Bending moment X (Nm)		-1163.9773
Bending moment Z (Nm)		-672.0226
Type of force element		Cylindrical gear
Label in the model		Sun_Gear_2(Sun_Planet_Constraint_2)3
Position on shaft (mm)	[Ylocal]	168.0000

Operating pitch diameter (mm)	154.3788
Helix angle (°)	24.5675 right
Working pressure angle at normal section (°)	22.5405
Position of contact (°)	240.0000
Length of load application (mm)	90.0000
Power (kW)	369.4576 driving (Output)
Torque (Nm)	-2940.0505
Axial force (N)	17412.3032
Shearing force X (N)	41676.8705
Shearing force Z (N)	-3991.1182
Bending moment X (Nm)	1163.9773
Bending moment Z (Nm)	-672.0226

CONNECTIONS

(Input to sun) 1207.500mm

Degrees of freedom

X: fixed Y: fixed Z: fixed

Rx: fixed Ry: fixed Rz: fixed

Results

Shaft

Maximum deflection 0.000 (µm) (Carrier_Shaft pos = 0.000 mm)

Mass center of gravity

Carrier_Shaft (mm) 697.649

Input_Shaft (mm) 223.599

Ring_Shaft (mm) 97.500

Sun_Shaft (mm) 236.934

Total axial load

Carrier_Shaft (N) 200000.000

Input_Shaft (N) 0.000

Ring_Shaft (N) 0.000

Sun_Shaft (N) 0.000

Torsion under torque

Carrier_Shaft (°) 0.158

Input_Shaft (°) 0.180

Ring_Shaft (°) -0.000

Sun_Shaft (°) 0.139

Bearing

Probability of failure [n] 10.00 %

Axial clearance [µA] 10.00 µm

Lubricant Oil: ISO-VG 220

Lubricant with additive, effect on bearing lifetime confirmed in tests.

Oil lubrication, on-line filtration, ISO4406 -/15/12

Lubricant - service temperature [TB] 60.00 °C

Limit for factor aISO	[aISOmax]	3.40	
Oil level	[hoil]	0.00	mm
Oil bath lubrication			

Rolling bearing service life according to ISO/TS 16281:2008

Shaft 'Carrier_Shaft' Rolling bearing 'Axial_spherical_bearing_1'

Position (Y-coordinate)	[y]	707.50	mm
Equivalent load	[P]	0.00	kN
Equivalent load	[P0]	0.00	kN
Nominal bearing service life	[Lnh]	> 1000000	h
Modified bearing service life	[Lnmh]	> 1000000	h
Minimum EHL lubricant film thickness	[hmin]	1.#IO	µm
Static safety factor	[S0]	9999.99	

Calculation with approximate bearings internal geometry

Operating bearing clearance	[Pd]	0.000	µm
Reference rating service life	[Lnrh]	> 1000000	h
Modified reference rating service life	[Lnrmh]	> 1000000	h
Effective static safety factor	[S0w]	9999.99	
Static safety factor	[S0ref]	9999.99	
Equivalent load	[P0ref]	0.00	kN
Bearing reaction force	[Fx]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fy]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fz]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fr]	0.000	kN
Oil level	[H]	0.000	mm
Load-independent moment of friction	[M0]	5.629	Nm
Load-dependent moment of friction	[M1]	0.000	Nm
Moment of friction, cylindrical roller bearing	[M2]	0.000	Nm

Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 4000/IV T DE:1994

Torque of friction	[Mloss]	5.629	Nm
Power loss	[Ploss]	123.247	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 1994.

Shaft 'Carrier_Shaft' Rolling bearing 'Radial_Ball_Bearing_1'

Position (Y-coordinate)	[y]	622.00	mm
Equivalent load	[P]	0.00	kN
Equivalent load	[P0]	0.00	kN
Nominal bearing service life	[Lnh]	> 1000000	h
Modified bearing service life	[Lnmh]	> 1000000	h
Minimum EHL lubricant film thickness	[hmin]	-1.#IO	µm
Spin to roll ratio	[-]	0.000	
Static safety factor	[S0]	9999.99	

Calculation with approximate bearings internal geometry

Operating bearing clearance	[Pd]	22.987	µm
Reference rating service life	[Lnrh]	> 1000000	h
Modified reference rating service life	[Lnrmh]	> 1000000	h
Effective static safety factor	[S0w]	9999.99	
Static safety factor	[S0ref]	9999.99	
Equivalent load	[P0ref]	0.00	kN
Bearing reaction force	[Fx]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fy]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fz]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fr]	0.000	kN
Oil level	[H]	0.000	mm
Load-independent moment of friction	[M0]	2.107	Nm

Load-dependent moment of friction	[M ₁]	0.000	Nm
Moment of friction, cylindrical roller bearing	[M ₂]	0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 4000/IV T DE:1994			
Torque of friction	[M _{loss}]	2.107	Nm
Power loss	[P _{loss}]	46.143	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 1994.

Shaft 'Carrier_Shaft' Rolling bearing 'Radial_Ball_Bearing_2'

Position (Y-coordinate)	[y]	1090.50	mm
Equivalent load	[P]	252.43	kN
Equivalent load	[P ₀]	135.93	kN
Nominal bearing service life	[L _{nh}]	841.90	h
Modified bearing service life	[L _{nmh}]	1533.36	h
Minimum EHL lubricant film thickness	[h _{min}]	0.244	μm
Static safety factor	[S ₀]	7.95	
Calculation with approximate bearings internal geometry			
Operating bearing clearance	[Pd]	0.000	μm
Reference rating service life	[L _{nrh}]	1948.00	h
Modified reference rating service life	[L _{nrmh}]	3386.94	h
Effective static safety factor	[S _{0w}]	6.14	
Static safety factor	[S _{0ref}]	6.44	
Equivalent load	[P _{0ref}]	167.80	kN
Bearing reaction force	[F _x]	-0.000	kN
Bearing reaction force	[F _y]	-194.179	kN
Bearing reaction force	[F _z]	0.000	kN
Bearing reaction force	[F _r]	0.000	kN
Bearing reaction moment	[M _x]	-0.00	Nm
Bearing reaction moment	[M _y]	0.00	Nm
Bearing reaction moment	[M _z]	-0.00	Nm
Bearing reaction moment	[M _r]	0.00	Nm (-126.48°)
Oil level	[H]	0.000	mm
Load-independent moment of friction	[M ₀]	4.148	Nm
Load-dependent moment of friction	[M ₁]	56.545	Nm
Moment of friction, cylindrical roller bearing	[M ₂]	0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 4000/IV T DE:1994			
Torque of friction	[M _{loss}]	60.693	Nm
Power loss	[P _{loss}]	1328.921	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 1994.

Shaft 'Input_Shaft' Rolling bearing 'RB1'

Position (Y-coordinate)	[y]	90.00	mm
Equivalent load	[P]	0.00	kN
Equivalent load	[P ₀]	0.00	kN
Nominal bearing service life	[L _{nh}]	> 1000000	h
Modified bearing service life	[L _{nmh}]	> 1000000	h
Minimum EHL lubricant film thickness	[h _{min}]	0.625	μm
Spin to roll ratio	[-]	0.020	
Static safety factor	[S ₀]	9999.99	
Calculation with approximate bearings internal geometry			
Operating bearing clearance	[Pd]	10.036	μm
Reference rating service life	[L _{nrh}]	> 1000000	h
Modified reference rating service life	[L _{nrmh}]	> 1000000	h
Effective static safety factor	[S _{0w}]	642.71	
Static safety factor	[S _{0ref}]	9999.99	
Equivalent load	[P _{0ref}]	0.00	kN
Bearing reaction force	[F _x]	-0.000	kN

Bearing reaction force	[Fy]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fz]	-0.000	kN
Bearing reaction force	[Fr]	0.000	kN
Bearing reaction moment	[Mx]	-0.00	Nm
Bearing reaction moment	[My]	0.00	Nm
Bearing reaction moment	[Mz]	0.00	Nm
Bearing reaction moment	[Mr]	0.00	Nm (152.52°)
Oil level	[H]	0.000	mm
Load-independent moment of friction	[M ₀]	1.686	Nm
Load-dependent moment of friction	[M ₁]	0.000	Nm
Moment of friction, cylindrical roller bearing[M ₂]		0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 4000/IV T DE:1994			
Torque of friction	[M _{loss}]	1.686	Nm
Power loss	[P _{loss}]	211.889	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 1994.

Shaft 'Input_Shaft' Rolling bearing 'RB2'

Position (Y-coordinate)	[y]	164.50	mm
Equivalent load	[P]	2.04	kN
Equivalent load	[P ₀]	0.51	kN
Nominal bearing service life	[L _{nh}]	189078.54	h
Modified bearing service life	[L _{nmh}]	642867.04	h
Minimum EHL lubricant film thickness	[h _{min}]	0.522	µm
Spin to roll ratio	[-]	0.028	
Static safety factor	[S ₀]	120.33	

Calculation with approximate bearings internal geometry

Operating bearing clearance	[Pd]	10.036	µm
Reference rating service life	[L _{nrh}]	183948.25	h
Modified reference rating service life	[L _{nrmh}]	625424.05	h
Effective static safety factor	[S _{0w}]	54.13	
Static safety factor	[S _{0ref}]	52.88	
Equivalent load	[P _{0ref}]	1.15	kN
Bearing reaction force	[Fx]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fy]	1.014	kN
Bearing reaction force	[Fz]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fr]	0.000	kN
Bearing reaction moment	[Mx]	0.00	Nm
Bearing reaction moment	[My]	0.00	Nm
Bearing reaction moment	[Mz]	-0.00	Nm
Bearing reaction moment	[Mr]	0.00	Nm (-23.81°)
Oil level	[H]	0.000	mm
Load-independent moment of friction	[M ₀]	1.686	Nm
Load-dependent moment of friction	[M ₁]	0.026	Nm
Moment of friction, cylindrical roller bearing[M ₂]		0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 4000/IV T DE:1994			
Torque of friction	[M _{loss}]	1.712	Nm
Power loss	[P _{loss}]	215.147	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 1994.

Shaft 'Ring_Shaft' Bearing 'Support1'

Position (Y-coordinate)	[y]	97.50	mm
Bearing reaction force	[Fx]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fy]	2.740	kN
Bearing reaction force	[Fz]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fr]	0.000	kN

Bearing 'Input_to_sun'

Position (Y-coordinate)	[y]	1207.50	mm
Bearing reaction force	[Fx]	-0.000	kN
Bearing reaction force	[Fy]	-0.419	kN
Bearing reaction force	[Fz]	-0.000	kN
Bearing reaction force	[Fr]	0.000	kN
Bearing reaction moment	[Mx]	0.00	Nm
Bearing reaction moment	[My]	-17640.30	Nm
Bearing reaction moment	[Mz]	-0.00	Nm
Bearing reaction moment	[Mr]	0.00	Nm (-42.54°)

(*) 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.

This can lead to differences in the service life calculation and, more importantly, the roller bearing stiffness.

Damage (%)						[Lreq] (0.000)
Bin no	B1	B2	B3	B4	B5	
1	9999.99	9999.99	0.00	0.00	0.00	

Σ	9999.99	9999.99	0.00	0.00	0.00	

Utilization (%)						[Lreq] (0.000)
B1	B2	B3	B4	B5		
0.00	0.00	0.00	0.00	0.00		

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

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

B1: Axial_spherical_bearing_1

B2: Radial_Ball_Bearing_1

B3: Radial_Ball_Bearing_2

B4: RB1

B5: RB2

Displacement [mm]

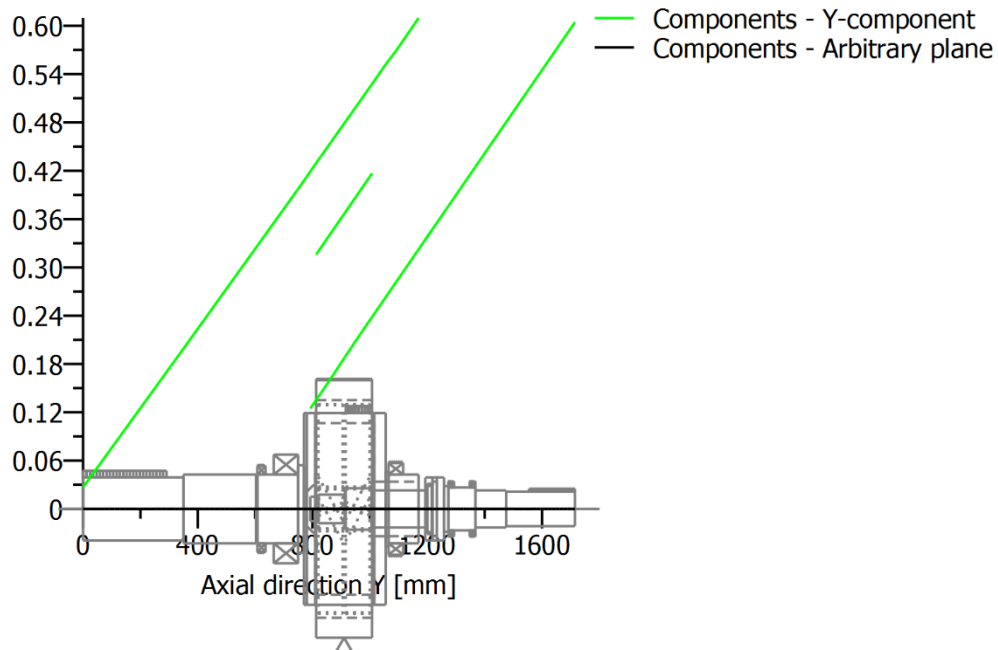
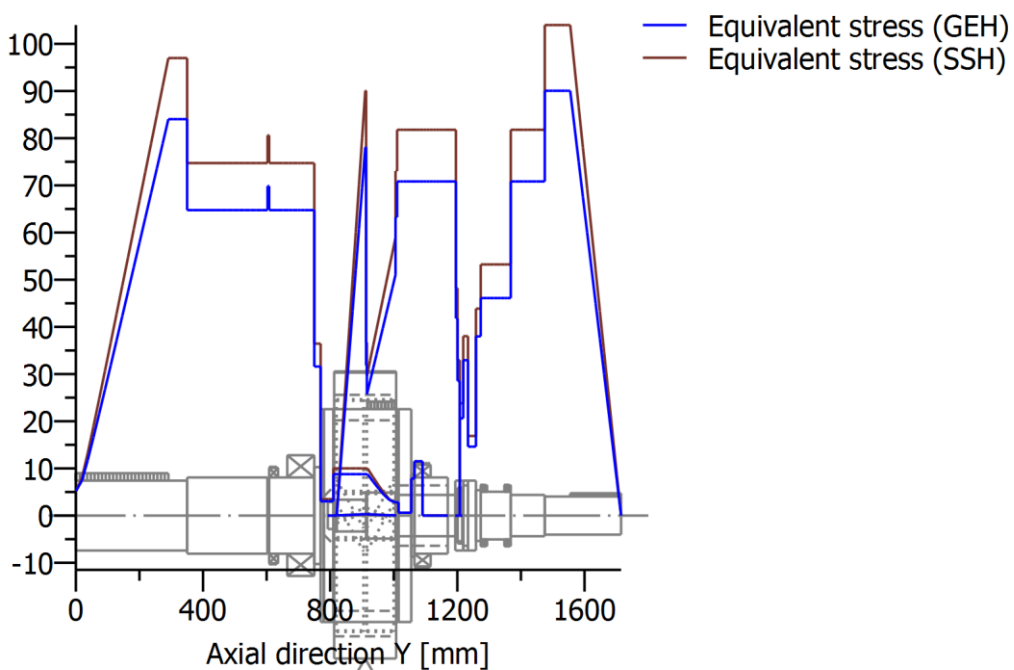


Figure: Deformation (bending etc.) (Arbitrary plane 178.6754946 120)

Stress [N/mm²]



Nominal stresses, without taking into account stress concentrations

$$\text{GEH(von Mises): } \sigma_V = ((\sigma_B + \sigma_{Z,D})^2 + 3 \cdot (\tau_T + \tau_S)^2)^{1/2}$$

$$\text{SSH(Tresca): } \sigma_V = ((\sigma_B - \sigma_{Z,D})^2 + 4 \cdot (\tau_T + \tau_S)^2)^{1/2}$$

Figure: Equivalent stress

Strength calculation according to DIN 743:2012

Summary

Carrier_Shaft

Material	C60
Material type	Through hardened steel
Material treatment	unalloyed, through hardened
Surface treatment	No

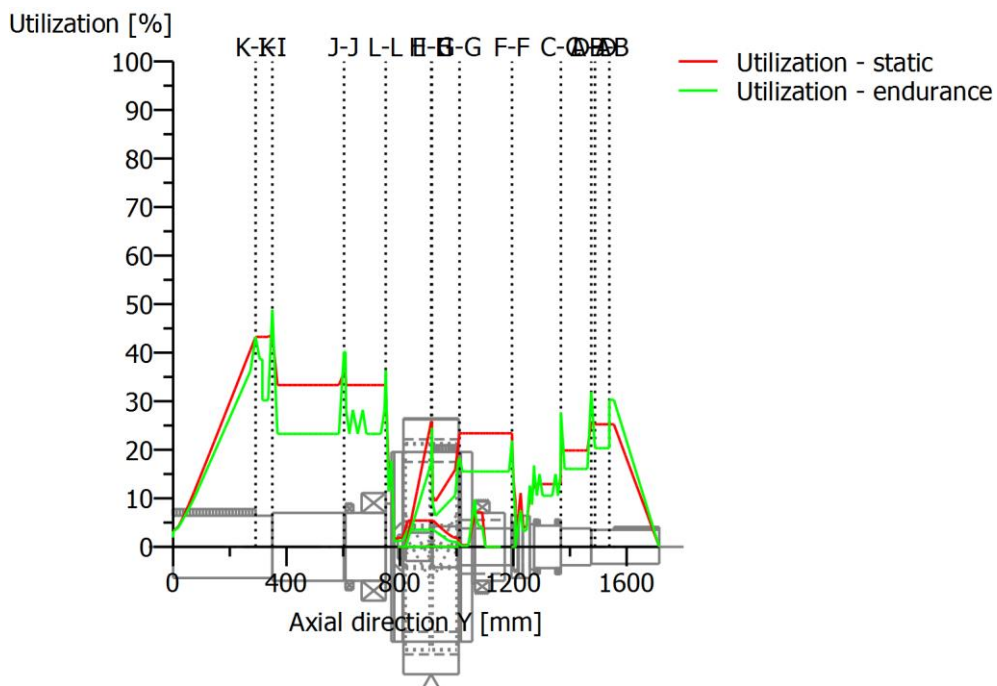
Calculation of endurance limit and the static strength

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

Results:

Cross section	K_{fb}	$K_{f\sigma}$	K_{2d}	SD	SS
I-I	3.01	0.91	0.80	2.46	2.75
J-J	3.15	0.91	0.80	2.99	3.34
K-K	2.93	1.00	0.80	2.77	2.77
L-L	2.78	0.91	0.80	3.29	3.60

Required safeties: 1.20 1.20



Utilization = S_{min}/S (%)

Figure: Strength

Calculation details**General statements**

Material	C60
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]	850.00
σ_S according to DIN 743 (at dB) (N/mm ²)	[σ_S]	580.00
[σ_{zdW}] (bei dB) (N/mm ²)		340.00
[σ_{bW}] (bei dB) (N/mm ²)		425.00
[τ_{tW}] (bei dB) (N/mm ²)		250.00
Thickness of raw material (mm)	[dWerkst]	680.00
[σ_{BRand}] (N/mm ²)		743.75

Endurance limit for single stage use

Calculation for load case 2 ($\sigma_{av}/\sigma_{mv} = \text{const}$)**Cross section 'I-I' Shoulder with relief groove**

Comment	Y= 350.00mm				
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]	350.000			
External diameter (mm)	[da]	220.000			
Inner diameter (mm)	[di]	0.000			
Notch effect	Shoulder with relief groove				
[D, d, D1, r, t1] (mm)	240.000	219.200	220.000	1.200	Qu[0].Geo.t
Shape B					
Mean roughness (μm)	[Rz]	8.000			
Stresses: (N/mm ²)					
[σ_{zdm} , σ_{bm} , τ_m , τ_{qm}] (N/mm ²)	-2.636	0.000	24.478	0.000	
[σ_{zda} , σ_{ba} , τ_a , τ_{qa}] (N/mm ²)	2.636	0.000	24.478	0.000	
[$\sigma_{zdm\max}$, $\sigma_{b\max}$, τ_{\max} , $\tau_{qm\max}$] (N/mm ²)	-8.963	0.000	83.224	0.000	

Tension/Compression Bending Torsion

Influence coefficient surface strengthening	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	3.355	3.863	2.510

Present safety for endurance limit:

Fatigue limit of part (N/mm ²)	[σ_{WK}]	67.895	73.707	66.731
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σ_{ADK}]	22.297	0.011	62.829
Safety against fatigue	[S]	2.456		
Required safety against fatigue	[Smin]	1.200		
Result (%)	[S/Smin]	204.7		

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Yield stress of part (N/mm ²)	[σFK]	380.190	456.228	229.046
Safety yield stress	[S]		2.746	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		228.9	

Cross section 'J-J' Shoulder

Comment	Y= 603.00mm			
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]		603.000	
External diameter (mm)	[da]		234.000	
Inner diameter (mm)	[di]		0.000	
Notch effect			Shoulder	
[D, r, t] (mm)	240.000	0.300	3.000	
Mean roughness (μm)	[Rz]		8.000	

Stresses: (N/mm²)

[σzdm, σbm, τm, τqm] (N/mm ²)	-2.303	0.000	20.121	0.000
[σzda, σba, τa, τqa] (N/mm ²)	2.303	0.000	20.121	0.000
[σzdm _{max} , σb _{max} , τ _{max} , τq _{max}] (N/mm ²)	-7.831	0.000	68.411	0.000

Tension/Compression Bending Torsion

Influence coefficient surface strengthening	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	3.355	4.039	2.512

Present safety for endurance limit:

Fatigue limit of part (N/mm ²)	[σWK]	67.891	70.496	66.683
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σADK]	23.616	0.013	62.787
Safety against fatigue	[S]		2.985	
Required safety against fatigue	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		248.8	

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Yield stress of part (N/mm ²)	[σFK]	380.190	456.228	229.046
Safety yield stress	[S]		3.340	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		278.3	

Cross section 'K-K' Key

Comment	Y= 0.00...315.00mm			
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]		291.000	
External diameter (mm)	[da]		220.000	
Inner diameter (mm)	[di]		0.000	
Notch effect			Key	

Number of keys	[n]	2		
Groove with manufactured with end milling cutter				
Standard: DIN 6885.1:1968 Default				
[b, t] (mm)	50.000	17.150		
Mean roughness (μm)	[Rz]	8.000		
Stresses: (N/mm ²)				
[σ_{dm} , σ_{bm} , τ_{m} , τ_{qm}] (N/mm ²)	-2.619	0.000	24.212	0.000
[σ_{da} , σ_{ba} , τ_{a} , τ_{qa}] (N/mm ²)	2.619	0.000	24.212	0.000
[σ_{dmax} , σ_{bmax} , τ_{max} , τ_{qmax}] (N/mm ²)	-8.906	0.000	82.320	0.000

Tension/Compression Bending Torsion

Notch effect coefficient	[β (dB)]	2.805	2.805	1.690
[dB] (mm) = 40.0				
Influence coefficient surface strengthening	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	2.927	3.658	2.157

Present safety for endurance limit:

Fatigue limit of part (N/mm ²)	[σ_{WK}]	77.837	77.837	77.657
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σ_{ADK}]	19.472	0.009	72.372
Safety against fatigue	[S]		2.773	
Required safety against fatigue	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		231.1	

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Yield stress of part (N/mm ²)	[σ_{FK}]	330.600	396.720	229.046
Safety yield stress	[S]		2.775	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		231.2	

Cross section 'L-L' Shoulder

Comment	Y= 750.00mm			
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]	750.000		
External diameter (mm)	[da]	240.000		
Inner diameter (mm)	[di]	0.000		
Notch effect		Shoulder		
[D, r, t] (mm)	305.000	3.000	32.500	
Mean roughness (μm)	[Rz]	8.000		
Stresses: (N/mm ²)				
[σ_{dm} , σ_{bm} , τ_{m} , τ_{qm}] (N/mm ²)	-2.184	0.000	18.649	0.000
[σ_{da} , σ_{ba} , τ_{a} , τ_{qa}] (N/mm ²)	2.184	0.000	18.649	0.000
[σ_{dmax} , σ_{bmax} , τ_{max} , τ_{qmax}] (N/mm ²)	-7.425	0.000	63.407	0.000

Tension/Compression Bending Torsion

Influence coefficient surface strengthening	[KV]	1.000	1.000	1.000
---	------	-------	-------	-------

Total influence coefficient	[K]	3.234	3.574	2.448
-----------------------------	-----	-------	-------	-------

Present safety for endurance limit:

Fatigue limit of part (N/mm ²)	[σWK]	70.449	79.662	68.434
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σADK]	24.127	0.014	64.331
Safety against fatigue	[S]		3.293	
Required safety against fatigue	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		274.4	

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Yield stress of part (N/mm ²)	[σFK]	380.190	456.228	229.046
Safety yield stress	[S]		3.603	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		300.3	

Input_Shaft

Material	34 CrNiMo 6 (1)
Material type	Through hardened steel
Material treatment	alloyed, through hardened
Surface treatment	No

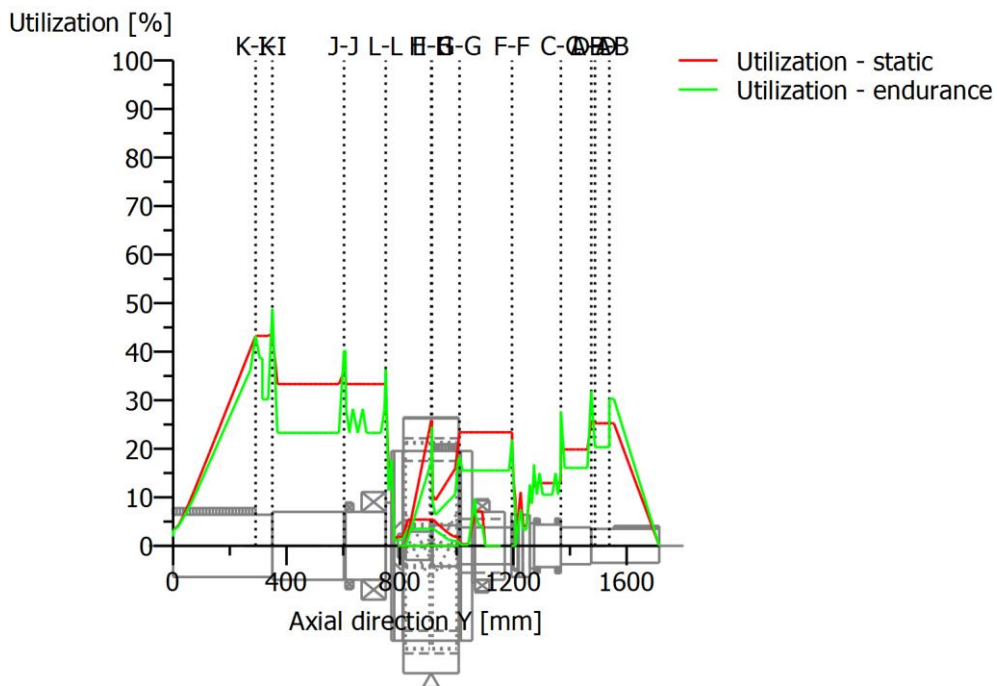
Calculation of endurance limit and the static strength

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

Results:

Cross section	Kfb	Kfσ	K2d	SD	SS
A-A	2.70	0.88	0.81	3.76	4.66
B-B	2.94	1.00	0.81	3.96	4.75
C-C	3.05	0.88	0.81	4.33	5.93
D-D	1.00	0.88	0.81	5.91	4.75

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



Utilization = S_{min}/S (%)

Figure: Strength

Calculation details

General statements

Material	34 CrNiMo 6 (1)
Material type	Through hardened steel
Material treatment	alloyed, 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]	1200.00
σ_S according to DIN 743 (at dB) (N/mm ²)	[σ_S]	1000.00
[σ_{dW}] (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]	230.00
[σ_{BRand}] (N/mm ²)		810.00

Endurance limit for single stage use

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

Cross section 'A-A' Shoulder with relief groove

Comment	Y= 281.50mm	
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]	281.500

External diameter (mm)		[da]		120.000	
Inner diameter (mm)		[di]		0.000	
Notch effect				Shoulder with relief groove	
[D, d, D1, r, t1] (mm)	130.000	119.200	120.000	1.200	Qu[4].Geo.t
Shape B					
Mean roughness (µm)		[Rz]		8.000	
Stresses: (N/mm ²)					
[σzdm, σbm, τm, τqm] (N/mm ²)			-0.009	0.000	26.523 0.000
[σzda, σba, τa, τqa] (N/mm ²)			0.009	0.000	26.523 0.000
[σzdmax,σbmax,τmax,τqmax] (N/mm ²)			-0.032	0.000	90.177 0.000

Tension/Compression Bending Torsion

Influence coefficient surface strengthening	[KV]		1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]		3.041	3.453	2.282

Present safety for endurance limit:

Fatigue limit of part (N/mm ²)	[σWK]	110.333	121.461	110.259
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σADK]	0.142	0.017	103.012
Safety against fatigue	[S]		3.763	
Required safety against fatigue	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		313.6	

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Yield stress of part (N/mm ²)	[σFK]	697.375	800.466	420.135
Safety yield stress	[S]		4.659	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		388.3	

Cross section 'B-B' Key

Comment	Y= 345.50...521.50mm				
Position (Y-Coordinate) (mm)		[y]		345.510	
External diameter (mm)		[da]		120.000	
Inner diameter (mm)		[di]		0.000	
Notch effect			Key		
Number of keys		[n]		1	
Groove with manufactured with end milling cutter					
Standard: DIN 6885.1:1968 Default					
[b, t] (mm)	32.000	11.100			
Mean roughness (µm)		[Rz]		8.000	
Stresses: (N/mm ²)					
[σzdm, σbm, τm, τqm] (N/mm ²)			-0.007	0.000	25.996 0.000
[σzda, σba, τa, τqa] (N/mm ²)			0.007	0.000	25.996 0.000
[σzdmax,σbmax,τmax,τqmax] (N/mm ²)			-0.023	0.000	88.386 0.000

Tension/Compression Bending Torsion

Notch effect coefficient	[β(dB)]	2.839	2.839	1.739
[dB] (mm) = 40.0				
Influence coefficient surface strengthening	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	2.942	3.610	2.173

Present safety for endurance limit:

Fatigue limit of part (N/mm ²)	[σWK]	114.056	116.180	115.799
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σADK]	0.091	0.016	107.806
Safety against fatigue	[S]		3.963	
Required safety against fatigue	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		330.3	

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Yield stress of part (N/mm ²)	[σFK]	606.413	727.696	420.135
Safety yield stress	[S]		4.753	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		396.1	

Cross section 'C-C' Shoulder with relief groove

Comment	Y= 174.50mm				
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]				174.500
External diameter (mm)	[da]				130.000
Inner diameter (mm)	[di]				0.000
Notch effect	Shoulder with relief groove				
[D, d, D1, r, t1] (mm)	150.000	129.200	130.000	1.200	Qu[6].Geo.t
Shape B					
Mean roughness (μm)	[Rz]				8.000
Stresses: (N/mm ²)					
[σzdm, σbm, τm, τqm] (N/mm ²)		-0.012	0.000	20.829	0.000
[σzda, σba, τa, τqa] (N/mm ²)		0.012	0.000	20.829	0.000
[σzdm _{max} , σb _{max} , τ _{max} , τq _{max}] (N/mm ²)		-0.041	0.000	70.817	0.000

Tension/Compression Bending Torsion

Influence coefficient surface strengthening	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	3.506	3.904	2.560

Present safety for endurance limit:

Fatigue limit of part (N/mm ²)	[σWK]	95.703	107.424	98.315
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σADK]	0.234	0.023	92.554
Safety against fatigue	[S]		4.331	
Required safety against fatigue	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		360.9	

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Yield stress of part (N/mm ²)	[σFK]	697.375	836.850	420.135
---	-------	---------	---------	---------

Safety yield stress	[S]	5.933
Required safety	[Smin]	1.200
Result (%)	[S/Smin]	494.4

Cross section 'D-D' Smooth shaft

Comment

Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]	294.833
External diameter (mm)	[da]	120.000
Inner diameter (mm)	[di]	0.000
Notch effect		Smooth shaft
Mean roughness (μm)	[Rz]	8.000

Stresses: (N/mm²)

$[\sigma_{dm}, \sigma_{bm}, \tau_m, \tau_{qm}]$ (N/mm ²)	-0.009	0.000	25.996	0.000
$[\sigma_{da}, \sigma_{ba}, \tau_a, \tau_{qa}]$ (N/mm ²)	0.009	0.000	25.996	0.000
$[\sigma_{dmax}, \sigma_{bmax}, \tau_{max}, \tau_{qmax}]$ (N/mm ²)	-0.030	0.000	88.386	0.000

Tension/Compression Bending Torsion

Influence coefficient surface strengthening	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	1.141	1.368	1.304

Present safety for endurance limit:

Fatigue limit of part (N/mm ²)	$[\sigma_{WK}]$	294.023	306.517	193.022
Permissible amplitude (N/mm ²)	$[\sigma_{ADK}]$	0.117	0.016	170.814
Safety against fatigue	[S]		5.905	
Required safety against fatigue	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		492.1	

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Yield stress of part (N/mm ²)	$[\sigma_{FK}]$	606.413	727.696	420.135
Safety yield stress	[S]		4.753	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		396.1	

Sun_Shaft

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

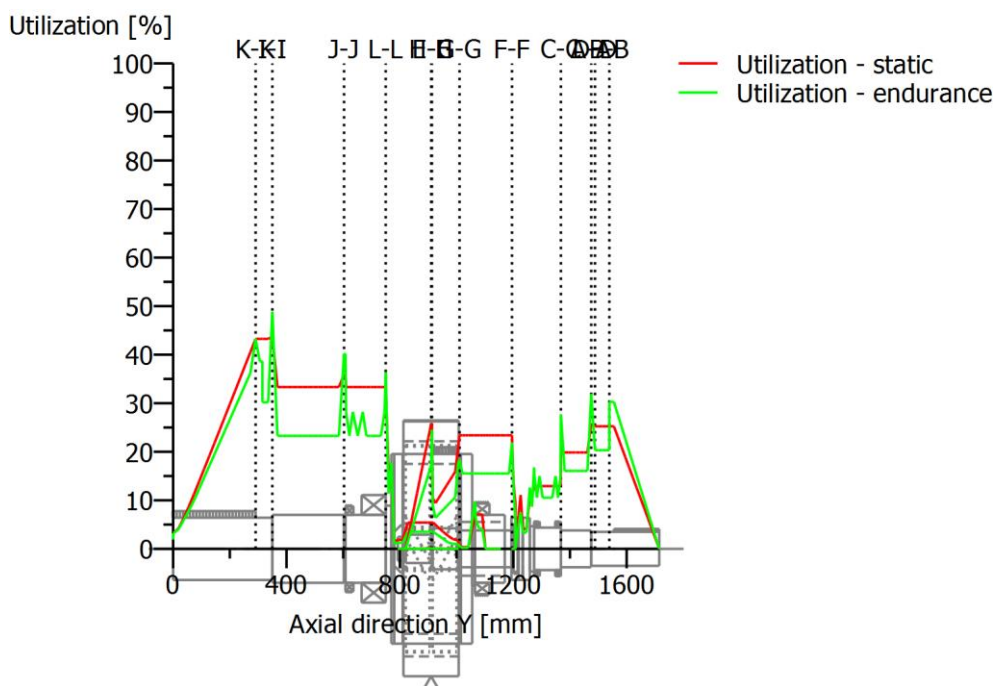
Calculation of endurance limit and the static strength

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

Results:

Cross section	Kfb	Kfs	K2d	SD	SS	SA
E-E	2.26	0.87	0.83	4.89	4.65	14.00
F-F	2.21	0.87	0.81	5.48	5.13	18.21
G-G	1.64	0.87	0.81	6.55	5.13	22.96
H-H	1.00	0.87	0.83	6.96	4.65	27.97

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]	180.00
[σ_{BRand}] (N/mm ²)		2300.00

Endurance limit for single stage use

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

Cross section 'E-E' Shoulder

Comment	Y= 120.50mm				
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]			120.500	
External diameter (mm)	[da]			100.000	
Inner diameter (mm)	[di]			0.000	
Notch effect			Shoulder		
[D, r, t] (mm)	135.000	2.000	17.500		
Mean roughness (μm)		[Rz]		8.000	
Stresses: (N/mm ²)					
[σ_{zdm} , σ_{bm} , τ_m , τ_{qm}] (N/mm ²)		3.330	0.000	22.460	0.000
[σ_{zda} , σ_{ba} , τ_a , τ_{qa}] (N/mm ²)		3.330	0.000	22.460	0.000
[$\sigma_{zdm\max}$, $\sigma_{bm\max}$, $\tau_{m\max}$, $\tau_{qm\max}$] (N/mm ²)		11.322	0.000	76.365	0.000

Tension/Compression Bending Torsion

Influence coefficient surface strengthening	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	2.700	2.880	2.080

Present safety for endurance limit:

Fatigue limit of part (N/mm ²)	[σ_{WK}]	129.167	151.418	125.793
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σ_{ADK}]	48.543	0.016	116.689
Safety against fatigue	[S]		4.894	
Required safety against fatigue	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		407.8	

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Yield stress of part (N/mm ²)	[σ_{FK}]	617.695	617.695	356.627
Safety yield stress	[S]		4.653	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		387.8	

Present safety

for proof of avoiding incipient crack on hard surface layers:

Safety against incipient crack	[S]		14.004	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		1167.0	

Cross section 'F-F' Shoulder

Comment	Y= 403.00mm				
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]			403.000	
External diameter (mm)	[da]			130.000	
Inner diameter (mm)	[di]			0.000	
Notch effect			Shoulder		
[D, r, t] (mm)	155.000	2.500	12.500		
Mean roughness (μm)		[Rz]		8.000	
Stresses: (N/mm ²)					
[σzdm, σbm, τm, τqm] (N/mm ²)		0.014	0.000	20.446	0.000
[σzda, σba, τa, τqa] (N/mm ²)		0.014	0.000	20.446	0.000
[σzdm _{max} , σb _{max} , τ _{max} , τq _{max}] (N/mm ²)		0.049	0.000	69.518	0.000

Tension/Compression Bending Torsion

Influence coefficient surface strengthening	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	2.585	2.877	2.055

Present safety for endurance limit:

Fatigue limit of part (N/mm ²)	[σWK]	134.926	151.565	127.323
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σADK]	0.252	0.017	118.028
Safety against fatigue	[S]		5.480	
Required safety against fatigue	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		456.7	

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Yield stress of part (N/mm ²)	[σFK]	617.695	617.695	356.627
Safety yield stress	[S]		5.130	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		427.5	

Present safety

for proof of avoiding incipient crack on hard surface layers:

Safety against incipient crack	[S]		18.208	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		1517.3	

Cross section 'G-G' Shoulder

Comment	Y= 218.00mm				
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]			218.000	
External diameter (mm)	[da]			130.000	
Inner diameter (mm)	[di]			0.000	
Notch effect			Shoulder		
[D, r, t] (mm)	135.000	2.500	2.500		
Mean roughness (μm)		[Rz]		8.000	
Stresses: (N/mm ²)					
[σzdm, σbm, τm, τqm] (N/mm ²)		0.007	0.000	20.446	0.000
[σzda, σba, τa, τqa] (N/mm ²)		0.007	0.000	20.446	0.000

$[\sigma_{zmax}, \sigma_{bmax}, \tau_{max}, \tau_{qmax}]$ (N/mm ²)	0.025	0.000	69.518	0.000
--	-------	-------	--------	-------

Tension/Compression Bending Torsion

Influence coefficient surface strengthening	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	1.922	2.167	1.646

Present safety for endurance limit:

Fatigue limit of part (N/mm ²)	[σ_{WK}]	181.523	201.239	158.917
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σ_{ADK}]	0.128	0.017	144.437
Safety against fatigue	[S]		6.547	
Required safety against fatigue	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		545.6	

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Yield stress of part (N/mm ²)	[σ_{FK}]	617.695	617.695	356.627
Safety yield stress	[S]		5.130	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		427.5	

Present safety

for proof of avoiding incipient crack on hard surface layers:

Safety against incipient crack	[S]		22.960	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		1913.3	

Cross section 'H-H' Smooth shaft

Comment

Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]	118.000
External diameter (mm)	[da]	100.000
Inner diameter (mm)	[di]	0.000
Notch effect		Smooth shaft
Mean roughness (μm)	[Rz]	8.000

Stresses: (N/mm²)

$[\sigma_{zdm}, \sigma_{bm}, \tau_m, \tau_{qm}]$ (N/mm ²)	3.330	0.000	22.460	0.000
$[\sigma_{zda}, \sigma_{ba}, \tau_a, \tau_{qa}]$ (N/mm ²)	3.330	0.000	22.460	0.000
$[\sigma_{zdm}, \sigma_{bmax}, \tau_{max}, \tau_{qmax}]$ (N/mm ²)	11.322	0.000	76.365	0.000

Tension/Compression Bending Torsion

Influence coefficient surface strengthening	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	1.146	1.355	1.288

Present safety for endurance limit:

Fatigue limit of part (N/mm ²)	[σ_{WK}]	304.497	321.872	203.130
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σ_{ADK}]	48.542	0.016	177.988
Safety against fatigue	[S]		6.962	

Required safety against fatigue	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		580.2	

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Yield stress of part (N/mm ²)	[σFK]	617.695	617.695	356.627
Safety yield stress	[S]		4.653	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		387.8	

Present safety

for proof of avoiding incipient crack on hard surface layers:

Safety against incipient crack	[S]		27.968	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		2330.7	

End of Report

lines: 1760

Příloha č.4 – Výpočet drážkování

Výpočet provedl	Datum	Číslo nabídky / zakázky	Autor kalkulátoru	Datum poslední aktualizace
Václavík	25.4.2017	DP - Drážkování	Rašpl Radovan, Ing.	13.5.2013

Výpočet zubové spojky



Výpočet prostého tlaku v ozubení

Jmenovitý průměr	168	mm
Úhel záběru	20	°
Modul	4	mm
Navržený počet zubů	42	-
Počet zubů zvolený	42	-
Výška hlavy zuby objímky	0,8	-
Výška hlavy zuby hřídele	1	-
Max. doporučená šířka ozubení	51,22	mm
Šířka ozubení skutečná	25	mm
Přesnost ozubení	9	DIN
Procento zubů v záběru	70%	
Výkon	0	kW
Otáčky	1200	min-1
Krouticí moment ručně	17460	Nm
Krouticí moment	17460	Nm
Měrný tlak	41,8	Mpa
Materiál ozubení	Šlechtěné	-
Povolený Hertzův tlak na bok zuby	600	MPa

Výpočet zakřivení boku zuby kulové spojky

Rádus koule roztečné kružnice	350	mm
Výška vrchlíku koule	0,223	mm
Soudečkovitost vytvořená na boku zuby	0,081	mm
Rádus oblouku na boku zuby	961,352	mm
Úhel maximálního naklopení	1,49	°

Dráha odvalování dle úhlu naklopení

Úhel naklopení	1,5	°
Délka oblouku, který opisuje bod na roztečné kružnici	2,199	mm
Otáčky hřídele	1200	rpm
Průměrná rychlost smýkání	0,088	m/s

Hertzův tlak

Obvodová síla na 1 zub, při uvážení % zubů v záběru	7523,71	N
Modul pružnosti	210000	Mpa
Hertzův tlak na styku kulové plochy zuby hřídele a rovinné plochy zuby objímky	269,55	Mpa
Bezpečnost	2,23	-

Příloha č.5 – Výpočet předepjatého spoje planety

FASTENER THREAD DETAILS

Thread Details: M10 x 1.25 Fine Thread

Fastener Diameter = 10,000 mm

Thread Pitch = 1,250 mm

Fastener Shank Diameter = 10,000 mm

Basic Thread Pitch Diameter = 9,188 mm

Basic Thread Root Diameter = 8,466 mm

ADDITIONAL THREAD/FASTENER DETAILS

Fastener is being tightened by rotating the head

Nut outer bearing diameter = 14,600 mm

Fastener Clearance Hole Diameter = 10,500 mm

Fastener Head Outer Bearing Diameter = 14,600 mm

Fastener Head / Nut Inner Bearing Diameter = 10,500 mm

Diameter related to the Thread Stress Area = 8,827 mm

Thread Stress Area = 61,199 mm²

Thread Root Area = 56,297 mm²

Fastener Shank Cross Sectional Area = 78,540 mm²

Friction Diameter of Bolt Head/Nut = 12,550 mm

Bearing Area under Nut/Bolt Head = 80,825 mm²

FASTENER PROPERTY DETAILS

Standard for Fastener Material:

ISO 898-1 Mechanical properties of fasteners made of carbon steel and alloy steel.

Property Class or Fastener Grade = 10.9

Fastener Yield Strength = 940,00 N/mm²

Fastener Modulus of Elasticity = 206000,00 N/mm²

Fatigue Endurance Limit for the Fastener = 52,50 N/mm²

Note: The Fatigue Endurance Limit of the fastener is based upon the thread being rolled before heat treatment.

JOINT DETAILS

Clamped Length for the Joint	= 70,00 mm
Clamped Length to Diameter ratio	= 7,00
Load Introduction Level Factor	= 0,50
Joint Material Modulus of Elasticity	= 208000,00 N/mm ₂
Amount of Embedding within the Joint	= 0,011000 mm
Limiting Surface Pressure for the Material	= 800,00 N/mm ₂

DETAILS OF APPLIED FORCES

Axial force	= 23200,00 N
Direct shear force	= 0,00 N
Force required to prevent shear movement	= 0,00 N
Force required for functional reasons	= 0,00 N
Lower value of the applied dynamic force	= 0,00 N

BOLT AND JOINT RESILIENCES

Fastener Resilience	= 5,252E-6 mm/N
Joint Resilience	= 5,517E-7 mm/N
Fastener Extension under the Preload	= 0,227392 mm
Joint Compression under the Preload	= 0,023886 mm
Angle of Turn of Nut/Bolt Head	= 72,368 degrees
Load Factor	= 0,095
Load Factor adjusted for Load Introduction	= 0,048

JOINT ASSEMBLY DETAILS

Tightening Details:

Torque controlled tightening using dynamic torque measurement and precision tools.
Torque value theoretical.

Tightening Factor	= 1,60
-------------------	--------

Thread Frictional Conditions:

Zinc Flake Coating

Thread Friction Value	= 0,120
-----------------------	---------

Underhead Frictional Conditions:

Zinc Flake Coating

Nut/Bolt Head Friction Value = 0,120

BOLT TIGHTENING ANALYSIS

Yield Point Tightening Factor specified = 0,90

Total Tightening Torque = 68,775 Nm

Torque needed to extend the fastener = 8,613 Nm

Torque needed to overcome thread friction = 27,560 Nm

Torque needed to overcome nutface friction = 32,601 Nm

Prevailing Torque Value Specified = 0,000 Nm

JOINT ANALYSIS RESULTS

Maximum Fastener Preload = 43295,16 N

Direct Force that would Yield the Fastener = 57526,67 N

Preload Loss due to Embedding = 1895,30 N

Maximum Clamping Force required = 38388,24 N

Minimum Clamping Force required = 23992,65 N

Surface Pressure under the Nut Face = 549,31 N/mm₂

Induced Alternating Stress in the Fastener = 9,79 N/mm₂

Maximum Fastener Force = 44397,82 N

Minimum Residual Force on the Joint = 3066,83 N

Force reducing Clamp Force on the Joint = 22097,35 N

Force increasing the Fasteners Tension = 1102,65 N

Tensile Stress due to Preload = 707,45 N/mm₂

Torsional Stress due to the Applied Torque = 267,85 N/mm₂

Von-Mises Stress (Tensile/Torsional Stress)= 846,00 N/mm₂

Percentage of Yield Strength Utilised = 90,00 %

SUMMARY OF THE RESULTS

FASTENER CLAMP FORCE ANALYSIS

Maximum Fastener Preload = 43295,16 N

Maximum Clamping Force required = 38388,24 N

Factor of Safety = 1,13

CONCLUSION

The fastener will provide sufficient preload to resist the forces entered.

FASTENER OVERLOADING ANALYSIS

Direct Force that would Yield the Fastener = 57526,67 N

Maximum Fastener Force = 44397,82 N

Factor of Safety = 1,30

CONCLUSION

The force in the fastener will not exceed its yield strength based on the data entered.

FASTENER FATIGUE FAILURE ANALYSIS

Fatigue Endurance Limit for the Fastener = 52,50 N/mm₂

Induced Alternating Stress in the Fastener = 9,79 N/mm₂

Factor of Safety = 5,36

CONCLUSION

The fastener should not sustain fatigue failure based upon the data entered.

SURFACE PRESSURE ANALYSIS

Compressive Yield Strength for the Material = 800,00 N/mm₂

Surface Pressure under the Nut Face = 549,31 N/mm₂

Factor of Safety = 1,46

CONCLUSION

The surface pressure calculated is within the quoted maximum value.

OVERALL CONCLUSIONS

All safety factors are greater than unity, the defined fastener is capable of sustaining the applied forces entered by the user.

Příloha č.6 – Výpočet per unášeče

Wikov Gear, Plzen, #1383, ext

File

Name : Unnamed

Changed by: jvaclavik

on: 02.05.2017

at: 21:19:01

Keys [M02a]

Calculation method: DIN 6892-B:2012

Label	DIN 6885.1:1968 Default	
Key width (mm)	[b]	50.00
Key height (mm)	[h]	28.00
Chamfer (mean value) (mm)	[r]	1.10
Shaft diameter (mm)	[d]	220.00
Nominal torque (Nm)	[T]	101240.00
Application factor	[KA]	1.00
equivalent torque (Nm)	[Teq]	101240.00
Maximum torque (Nm)	[Tmax]	101240.00
Minimal frictional torque for interference fit (Nm)	[TRmin]	0.00
Torque curve: No alternating torque		
Number of load peaks	[NL]	1000
Number of change of load direction	[NW]	1
Load direction changing coefficient	[fw]	1.00
Number of keys	[i]	2
Load factor	[phi]	0.75
equivalent circumferential stress (N)	[Feq]	920363.64
Maximal circumferential force (N)	[Fmax]	920363.64
Contact coefficient for equivalent surface pressure	[Kneq]	0.67
Contact coefficient for maximal surface pressure	[Knmax]	0.56
Help coefficient	[Kle]	1.262
Load distribution coefficient	[KI]	1.525
Friction factor	[KReq]	1.000
Friction factor	[KR]	1.000

Shaft

Material	C60	
Type	Through hardened steel	
Treatment	unalloyed, through hardened	
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm]	690.00 (d=100-250mm)
Yield point (N/mm ²)	[Re]	390.00 (d=100-250mm)
Groove depth shaft (minimal value) (mm)	[t1]	17.00
Chamfer on shaft (mm)	[s1]	0.01
Supporting key length (mm)	[ltr]	290.00
Supporting key height (mm)	[t1tr]	13.01
Pressure stress (N/mm ²)	[peq]	248.00
Pressure stress (N/mm ²)	[pmax]	248.00

Support factor	[fs]	1.30
Hardness influence coefficient	[fH]	1.00
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[pzul]	507.00
Load peak frequency coefficient	[fL]	1.50
Load direction changing coefficient	[fw]	1.00
Required safety against flow (fw * pzul / peq)	[SFeq]	2.04
Required safety against flow (fL * pzul / pmax)	[SFmax]	3.07
Minimal safety	[SF]	2.04

Hub

Material	C60	
Type	Through hardened steel	
Treatment	unalloyed, through hardened	
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm]	690.00 (d=100-250mm)
Yield point (N/mm ²)	[Re]	390.00 (d=100-250mm)
Groove depth hub (minimal value) (mm)	[t2]	11.40
Chamfer on hub (mm)	[s2]	0.01
Supporting key length (mm)	[ltr]	290.00
Supporting key height (mm)	[t2tr]	12.77
Small outside diameter of hub (mm)	[D1]	600.00
Big outside diameter of hub (mm)	[D2]	600.00
Width of hub-part with D2 (mm)	[c]	290.00
Equivalent diameter hub (mm)	[D]	600.00
Distance a0 (Figure 2, DIN 6892) (mm)	[a0]	0.00
Pressure stress (N/mm ²)	[peq]	252.62
Pressure stress (N/mm ²)	[pmax]	252.62
Support factor	[fs]	1.50
Hardness influence coefficient	[fH]	1.00
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[pzul]	585.00
Load peak frequency coefficient	[fL]	1.50
Load direction changing coefficient	[fw]	1.00
Required safety against flow (fw * pzul / peq)	[SFeq]	2.32
Required safety against flow (fL * pzul / pmax)	[SFmax]	3.47
Minimal safety	[SF]	2.32

Key

Material	C60	
Type	Through hardened steel	
Treatment	unalloyed, through hardened	
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm]	800.00 (d=16-40mm)
Yield point (N/mm ²)	[Re]	520.00 (d=16-40mm)
Pressure stress (N/mm ²)	[peq]	248.00 / 252.62
Pressure stress (N/mm ²)	[pmax]	248.00 / 252.62
Support factor	[fs]	1.10
Hardness influence coefficient	[fH]	1.00
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[pzul]	572.00
Load peak frequency coefficient	[fL]	1.50
Load direction changing coefficient	[fw]	1.00
Required safety against flow (fw * pzul / peq)	[SFeq]	2.26
Required safety against flow (fL * pzul / pmax)	[SFmax]	3.40
Minimal safety	[SF]	2.26
Cross section area (mm ²)	[b*ltr]	14500.00

Shear stress (N/mm²) [tau] 63.47

Remarks:

Safety = Minimum (f_w*p_{zul}/p_{eq}, f_L*p_{zul}/p_{max})
Condition according to DIN 6892 Safety >= 1.0
Chamfer on key: Mean value as in examples in DIN 6892
Groove depth: Minimum value as in examples in DIN 6892

End of Report

lines: 127

Příloha č.7 – Výpočet per vstupní hřídele

Wikov Gear, Plzen, #1383, ext

File

Name : Unnamed

Changed by: jvaclavik

on: 02.05.2017

at: 21:23:17

Keys [M02a]

Calculation method: DIN 6892-B:2012

Label	DIN 6885.1:1968 Default	
Key width (mm)	[b]	32.00
Key height (mm)	[h]	18.00
Chamfer (mean value) (mm)	[r]	0.70
Shaft diameter (mm)	[d]	120.00
Nominal torque (Nm)	[T]	17640.30
Application factor	[KA]	1.00
equivalent torque (Nm)	[Teq]	17640.30
Maximum torque (Nm)	[Tmax]	17640.30
Minimal frictional torque for interference fit (Nm)	[TRmin]	0.00
Torque curve: No alternating torque		
Number of load peaks	[NL]	1000
Number of change of load direction	[NW]	1
Load direction changing coefficient	[fw]	1.00
Number of keys	[i]	2
Load factor	[phi]	0.75
equivalent circumferential stress (N)	[Feq]	294005.05
Maximal circumferential force (N)	[Fmax]	294005.05
Contact coefficient for equivalent surface pressure	[Kneq]	0.67
Contact coefficient for maximal surface pressure	[Knmax]	0.56
Help coefficient	[Kle]	1.270
Load distribution coefficient	[KI]	1.540
Friction factor	[KReq]	1.000
Friction factor	[KR]	1.000

Shaft

Material	34 CrNiMo 6 (1)	
Type	Through hardened steel	
Treatment	alloyed, through hardened	
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm]	900.00 (d=100-160mm)
Yield point (N/mm ²)	[Re]	700.00 (d=100-160mm)
Groove depth shaft (minimal value) (mm)	[t1]	11.00
Chamfer on shaft (mm)	[s1]	0.01
Supporting key length (mm)	[ltr]	160.00
Supporting key height (mm)	[t1tr]	8.11
Pressure stress (N/mm ²)	[peq]	232.49
Pressure stress (N/mm ²)	[pmax]	232.49

Support factor	[fs]	1.30
Hardness influence coefficient	[fH]	1.00
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[pzul]	910.00
Load peak frequency coefficient	[fL]	1.50
Load direction changing coefficient	[fw]	1.00
Required safety against flow (fw * pzul / peq)	[SFeq]	3.91
Required safety against flow (fL * pzul / pmax)	[SFmax]	5.87
Minimal safety	[SF]	3.91

Hub

Material	C60	
Type	Through hardened steel	
Treatment	unalloyed, through hardened	
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm]	750.00 (d=40-100mm)
Yield point (N/mm ²)	[Re]	450.00 (d=40-100mm)
Groove depth hub (minimal value) (mm)	[t2]	7.40
Chamfer on hub (mm)	[s2]	0.01
Supporting key length (mm)	[ltr]	160.00
Supporting key height (mm)	[t2tr]	8.47
Small outside diameter of hub (mm)	[D1]	300.00
Big outside diameter of hub (mm)	[D2]	300.00
Width of hub-part with D2 (mm)	[c]	160.00
Equivalent diameter hub (mm)	[D]	300.00
Distance a0 (Figure 2, DIN 6892) (mm)	[a0]	0.00
Pressure stress (N/mm ²)	[peq]	222.85
Pressure stress (N/mm ²)	[pmax]	222.85
Support factor	[fs]	1.50
Hardness influence coefficient	[fH]	1.00
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[pzul]	675.00
Load peak frequency coefficient	[fL]	1.50
Load direction changing coefficient	[fw]	1.00
Required safety against flow (fw * pzul / peq)	[SFeq]	3.03
Required safety against flow (fL * pzul / pmax)	[SFmax]	4.54
Minimal safety	[SF]	3.03

Key

Material	C60	
Type	Through hardened steel	
Treatment	unalloyed, through hardened	
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm]	800.00 (d=16-40mm)
Yield point (N/mm ²)	[Re]	520.00 (d=16-40mm)
Pressure stress (N/mm ²)	[peq]	232.49 / 222.85
Pressure stress (N/mm ²)	[pmax]	232.49 / 222.85
Support factor	[fs]	1.10
Hardness influence coefficient	[fH]	1.00
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[pzul]	572.00
Load peak frequency coefficient	[fL]	1.50
Load direction changing coefficient	[fw]	1.00
Required safety against flow (fw * pzul / peq)	[SFeq]	2.46
Required safety against flow (fL * pzul / pmax)	[SFmax]	3.69
Minimal safety	[SF]	2.46
Cross section area (mm ²)	[b*ltr]	5120.00

Shear stress (N/mm²) [tau] 57.42

Remarks:

Safety = Minimum (f_w*p_{zul}/p_{eq}, f_L*p_{zul}/p_{max})
Condition according to DIN 6892 Safety >= 1.0
Chamfer on key: Mean value as in examples in DIN 6892
Groove depth: Minimum value as in examples in DIN 6892

End of Report

lines: 127
