

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T013 Stavba výrobních strojů a zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Návrh modifikací ozubení rychloběžných převodovek

Autor: **Bc. Josef ČERTÍK**

Vedoucí práce: **Ing. Eva KRÓNEROVÁ, Ph.D.**

Akademický rok 2013/2014

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Josef ČERTÍK**
Osobní číslo: **S12N0037P**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení**
Název tématu: **Návrh modifikací ozubení rychloběžných převodovek**
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:

Návrh podélných a příčných modifikací ozubení rychloběžných převodovek s ohledem na generování a vedení tepla při záběru. Platné pro převodovky s obvodovou rychlostí 150 m/s.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Vypracování konstrukčního návrhu včetně systematické specifikace požadavků a koncepčních variant návrhů, výběr optimálního řešení.
2. Zjištění klíčových vlastností konstrukčního návrhu s potřebnými technickými výpočty.
3. Vypracování potřebné výkresové dokumentace.
4. Komplexní zhodnocení.

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

KRÁTKÝ, J., KRÓNEROVÁ, E. *Obecné strojní části 2: základní a složené převodové mechanismy.* V Plzni: Západočeská univerzita, 2011

HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. *Příručka strojního inženýra: obecné strojní části. 1, Spoje, otočná uložení, hřídelové spojky, akumulátory mechanické energie.* Praha: Computer Press, 1999


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

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Eva Krónerová, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů
Konzultant diplomové práce: **Ing. Petr Matějka**
Wikov Gear, s.r.o.

Datum zadání diplomové práce: **23. září 2013**
Termín odevzdání diplomové práce: **23. května 2014**


Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.
děkan




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

V Plzni dne 23. září 2013

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě 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 diplomové práce.

V Plzni dne:

.....
podpis autora

Poděkování

Chtěl bych tímto poděkovat vedoucí diplomové práce, paní Ing. Evě Krónerové, Ph.D. za vstřícnost při konzultacích při řešení této diplomové práce. Dále bych rád poděkoval za ochotu a cenné rady konzultantovi panu Ing. Petru Matějkovi, pracovníkovi firmy Wikov Gear s.r.o.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Čertík	Jméno Josef	
STUDIJNÍ OBOR	Stavba výrobních strojů a zařízení		
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. Krónerová, Ph.D.	Jméno Eva	
PRACOVISŤE	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Návrh modifikací ozubení rychloběžných převodovek		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2014
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	56	TEXTOVÁ ČÁST	52	GRAFICKÁ ČÁST	4
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

<p style="text-align: center;">STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Diplomová práce obsahuje návrh čelní jednostupňové rychloběžné převodovky s návrhem modifikace ozubení a výpočtem ztrát výkonu. Dále pak popis druhů modifikací ozubení a kontaktní analýzu pro zjištění teplot v zubovém záběru.</p>
<p style="text-align: center;">KLÍČOVÁ SLOVA</p> <p style="text-align: center;">ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</p>	<p>Rychloběžná převodovka, ozubení, ozubené kolo, modifikace ozubení, zubový kontakt, kontaktní analýza, teplotní zatížení, teplotní deformace, ztráta výkonu, hřídel, hydrodynamické ložisko</p>

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Čertík	Name Josef	
FIELD OF STUDY	Design of Manufacturing Machines and Equipment		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Krónerová, Ph.D.	Name Eva	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Design of gearing modifications for high-speed gear units		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2014
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	56	TEXT PART	52	GRAPHICAL PART	4
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	Diploma thesis contains design of frontal single-stage high-speed gearbox with the gearing modifications proposal and power losses calculation. Description of the gearing modifications types and contact analysis to find out temperatures in tooth contact is the next part.
KEY WORDS	High-speed gearbox, gearing, gear, gearing modification, tooth contact, contact analysis, thermal load, thermal deformation, power losses, shaft, hydrodynamic bearing,

Obsah

1 ZADÁNÍ	4
1.1 ZADAVATEL DIPLOMOVÉ PRÁCE	4
1.1.1 Historie značky Wikov	4
1.2 POUŽITÍ RYCHLOBĚŽNÝCH PŘEVODOVEK	5
2 MODIFIKACE OZUBENÍ	6
2.1 TECHNOLOGICKÉ MODIFIKACE ZUBŮ	6
2.1.1 Sražení hrany na hlavě zubu.....	6
2.1.2 Protuberantní podřezání zubu.....	6
2.2 PŘÍČNÁ MODIFIKACE	7
2.3 PODÉLNÁ MODIFIKACE	8
3 NÁVRH ČELNÍ JEDNOSTUPŇOVÉ RYCHLOBĚŽNÉ PŘEVODOVKY	10
3.1 ZADANÉ PARAMETRY RYCHLOBĚŽNÉ PŘEVODOVKY	10
3.2 USPOŘÁDÁNÍ PŘEVODOVKY	10
3.2.1 Kinematické schéma	10
3.3 NÁVRH OZUBENÝCH KOL	10
3.3.1 Počty zubů ozubených kol.....	10
3.3.2 Kroutící moment na hřídelích	11
3.3.3 Návrh modulu ozubení	11
3.3.4 Výpočet ozubených kol	11
3.3.4.1 Kolo 1	12
3.3.4.2 Kolo 2	13
3.3.4.3 Síly působící v záběru ozubených kol.....	13
3.4 NÁVRH HŘÍDELÍ.....	14
3.4.1 Pomaloběžná hřídel	14
3.4.2 Rychloběžná hřídel.....	15
3.5 NÁVRH SPOJOVACÍCH PRVKŮ PRO PŘENOS KROUTÍCÍHO MOMENTU	16
3.5.1 Nalisování kola pomaloběžné hřídele	16
3.5.2 Vstupní a výstupní čep převodovky	20
3.6 ULOŽENÍ HŘÍDELÍ.....	20
3.6.1 Axiální ložiska.....	20
3.6.2 Radiální ložiska	22
3.6.2.1 Rychloběžná hřídel.....	22
3.6.2.2 Pomaloběžná hřídel	23

3.7	UTĚSNĚNÍ HŘÍDELÍ	24
3.8	NÁVRH SKŘÍNĚ PŘEVODOVKY	25
3.8.1	Spodní část skříně.....	25
3.8.2	Víko skříně	27
3.8.3	Spojení v dělicí rovině.....	28
3.8.4	Mazání jednotlivých částí.....	29
3.8.4.1	Mazání radiálních ložisek.....	30
3.8.4.2	Mazání axiálních ložisek.....	30
3.8.4.3	Mazání záběru ozubených kol.....	31
3.9	MODIFIKACE OZUBENÍ	32
3.9.1	Modifikace ozubení pomaloběžného kola.....	33
3.9.2	Modifikace ozubení rychloběžného kola	34
4	TEPLOTNÍ ZATÍŽENÍ ZUBŮ.....	36
4.1	VÝPOČET TEPLoty V ZÁBĚRU ZUBŮ	36
4.2	TEPLOTNÍ DEFORMACE OZUBENÍ.....	39
5	VÝPOČET ZTRÁT PŘEVODOVKY	41
5.1	ZTRÁTY V ZÁBĚRU OZUBENÝCH KOL	41
5.2	ZTRÁTY VENTILAČNÍ.....	41
5.3	ZTRÁTY V LOŽISKÁCH.....	43
5.3.1	Radiální ložiska pomaloběžné hřídele.....	43
5.3.1.1	Ztráta v ložiskách s kruhovým průřezem	44
5.3.1.2	Ztráta v ložiskách s eliptickým průřezem	45
5.3.2	Ložiska s naklápěcími segmenty.....	46
6	ZÁVĚR.....	47
7	LITERATURA A POUŽITÉ ZDROJE	48
8	SEZNAM PŘÍLOH	49
9	SEZNAM OBRÁZKŮ.....	50
10	SEZNAM TABULEK	52

Seznam použitých symbolů a zkratk

Legenda	Označení	Jednotka
převodový poměr	i	[–]
otáčky	n	[ot/s]
síla	F	[N]
krouticí moment	M_k	[N · m]
výkon	P	[W]
součinitel tření	f	[–]
tlak	p	[Pa]
napětí	σ	[Pa]
bezpečnost	k	[–]
počet zubů	z	[–]
modul ozubení	m	[m]
osová vzdálenost	a	[m]
úhel záběru	α	[°]
úhel sklonu boční křivky	β	[°]
průměr	$d; D$	[m]
plocha	S	[m ²]
Youngův modul pružnosti v tahu	E	[Pa]
Poissonova konstanta	μ	[–]
Sommerfeldovo číslo	So	[–]
teplota	t	[°C]
hustota	ρ	[kg/m ³]
úhlová rychlost	ω	[rad/s]

1 Zadání

Návrh podélných a příčných modifikací ozubení rychloběžných převodovek s ohledem na generování a vedení tepla při záběru. Platné pro převodovky s obvodovou rychlostí 150 m/s.

Obsahem řešení diplomové práce je návrh konstrukce rychloběžné převodovky pro parametry určené zadavatelskou firmou a následné zpracování návrhu modifikace, která by zohlednila teplotní deformaci ozubení vznikající nadměrným vývojem tepla v záběru ozubených kol s vysokou obvodovou rychlostí. Řešení jednotlivých konstrukčních skupin převodovky je voleno na základě dlouholetých zkušeností zadavatelské firmy s konstrukcí a výrobou rychloběžných převodovek.

1.1 Zadavatel diplomové práce

Zadavatelem diplomové práce je plzeňská firma Wikov Gear s.r.o. Jedná se o společnost, která je aktivní v mechanickém strojírenství více než 125 let. Přes 80 let je tradičním výrobcem ozubených kol a mechanických převodovek. Zkušenosti vytvářené a předávané z generace na generaci v kombinaci s moderními výrobními technologiemi umožňují vyrábět špičkové produkty s progresivním konstrukčním řešením a nadstandardními technickými parametry. [8]

Wikov Industry a.s. je mateřskou společností firmy Wikov Gear s.r.o. a sdružuje pod sebou dalších sedm společností působících ve strojírenském průmyslu.



Obr. 1 – Struktura Wikov Industry a.s. [8]

1.1.1 Historie značky Wikov

Historie značky Wikov sahá až do 80. let 19. století.

1878 – firma Wichterle-Procházka začíná v Prostějově vyrábět jednoduché zemědělské stroje a nářadí

1913 – firma Františka Wichterleho zaměstnává 1050 dělníků

1918 – vzniká strojírenský závod Wichterle-Kovářík, zkráceně WIKOV zaměstnává 2150 zaměstnanců a soustředí svoji výrobu na mlátičky, pluhy, vyorávače, parní lokomobily, motory a generátory

1922 – výroba automobilů na zakázku

1946 – znárodnění, přejmenování na Agrozet, k.p., později na Agrostroj Prostějov st.p.

2004 – vzniklá značka Wikov – přejmenování společnosti ČKD Hronov a.s. na Wikov MGI a.s.

2006 – holding Wikov sdružuje 4 společnosti nesoucí značku a jméno Wikov

Výrobní závod firmy Wikov Gear s.r.o. se v oboru strojírenství specializuje na:

- Design a výrobu převodovek pro:
 - Tepelné elektrárny
 - Povrchové doly
 - Cementárny a zpracování minerálů
 - Průmysl těžby ropy a plynu
 - Cukrovary
 - Chemický průmysl
- Design a výrobu rychloběžných převodovek
- Výrobu kuželových kol s ozubením Klingelberg do průměru 1150 mm (lapované a HPG)
- Výrobu profilově broušených ozubených kol s přímým vnitřním a vnějším ozubením do průměru 2500 mm
- Výrobu frézovaných ozubených dílů do průměru 3500 mm

1.2 Použití rychloběžných převodovek

Rychloběžné převodovky jsou používány pro přenos výkonu mezi hnacím a hnaným strojem, z nichž alespoň jeden pracuje při vysokých otáčkách, ze kterých pramení vysoká obvodová rychlost spoluzabírajících ozubených kol přesahující hodnotu 30 m/s.

Použití rychloběžných převodovek:

- pohon turbogenerátorů
- pohon plynových a parních turbín
- pohon turbodmychadel
- pohon turbokompresorů
- pohon čerpadel



Obr. 2 – Kompresorová stanice tranzitního plynovodu s rychloběžnou převodovkou [5]

2 Modifikace ozubení

Záběrové poměry v ozubení jsou ovlivněny mnoha faktory. Těmito faktory jsou jednak výrobní úchytky ozubení a dále pak úchytky deformační vzrůstající pod zatížením ozubení v důsledku deformací hřídelů a jejich uložení, deformací těles kol a deformací vlastního ozubení. Právě tyto úchytky způsobí, že provozní poloha těles kol a jejich ozubení se liší často i výrazně od našich teoretických předpokladů. Výrobní a deformační úchytky jsou zejména zdrojem vibrací, které způsobují hluk převodu a zároveň snižují únosnost boků zubů v dotyku. Výrobní a deformační úchytky lze úspěšně do značné míry eliminovat změnou tvaru boku zubu, tuto změnu můžeme popsat změněným tvarem evolventy a boční křivky zubu. Tyto změny nazýváme modifikací ozubení [4]

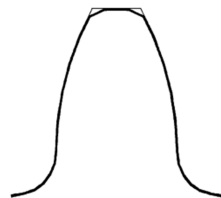
Druhy modifikací ozubení lze rozdělit na:

- technologické modifikace
- příčnou modifikaci ozubení
- podélnou modifikaci ozubení

2.1 Technologické modifikace zubů

2.1.1 Sražení hrany na hlavě zubu

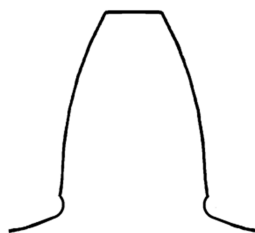
Tato modifikace tvaru zubů zabraňuje poškození hran zubů před kalením a vzniku přídavných pnutí. Další výhodou modifikace je odstranění otřepů.



Obr. 3 – Sražení hrany na hlavě zubu

2.1.2 Protuberantní podřezání zubu

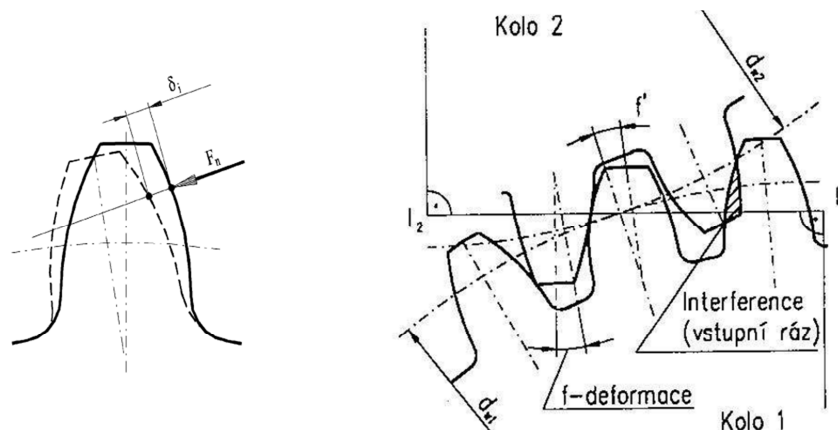
Provádí se pro snížení vrubových účinků a usnadnění dokončovacích operací, především broušení a ševingování.



Obr. 4 – Protuberantní podřezání zubu

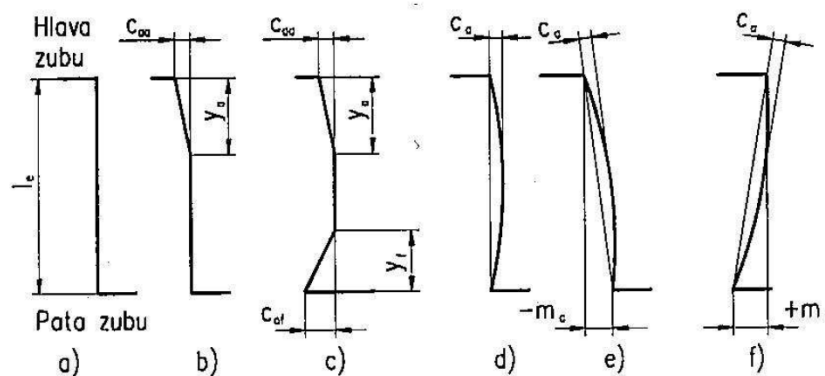
2.2 Příčná modifikace

Příčnou modifikací se kompenzují nepříznivé důsledky deformací zubů a nepřesnosti roztečí a profilu, které jsou příčinou vstupních a výstupních rázů při záběru a z toho vyplývajícího přídavného dynamického zatížení a hluku (viz Obr. 5). Příčná modifikace se vytváří zejména při dokončovací operaci. Buď vhodným tvarem (tedy modifikací) nástroje nebo vhodným pohybem nástroje nemodifikovaného. Modifikujeme-li zuby jednoho kola na hlavě i na patě, nemusí být spoluzabírající kolo modifikováno. Jsou-li obě spoluzabírající kola modifikována, provádí se zpravidla modifikace jen na hlavách. Velikost předepisované modifikace závisí na přesnosti ozubení, tuhosti zubů a na zatížení. Čím je přesnost zubů a jejich tuhost větší a zatížení menší, tím lze předepsat modifikaci menší. [4]



Obr. 5 – Deformace zubu a vznik vstupního rázu

Aby nedocházelo ke vzniku rázů, provádí se zúžení na hlavě zubu, které plynule odlehčí evolventu. Druhy příčných modifikací jsou znázorněny na Obr. 6.



Obr. 6 – Druhy příčných modifikací [3]

Tvar a) na Obr. 6 představuje ideální teoretický tvar evolventy. Na Obr. 6 b) je znázorněno prosté odlehčení u hlavy zubu a na Obr. 6 c) je zub odlehčen u hlavy i paty. Obr. 6 d) představuje plynulou příčnou modifikaci, kterou lze kombinovat s modifikací úhlu záběru viz Obr. 6 e) a f). Pro správnou funkci modifikace je důležitá její délka y_c . Příliš krátká délka

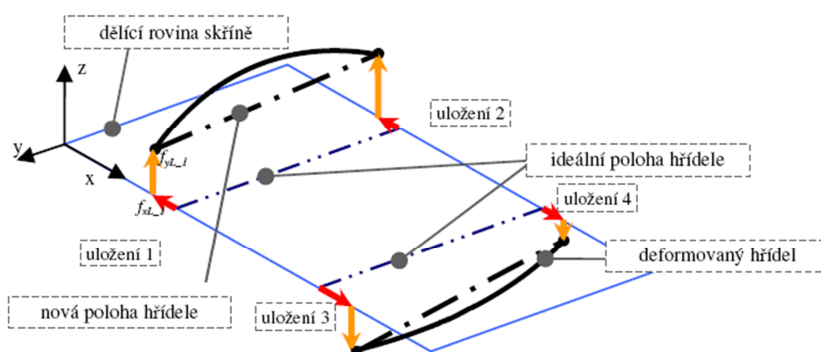
modifikace může být z hlediska buzení hluku horší než soukolí nemodifikované. Doporučené velikosti příčné modifikace jsou uvedeny v Tab. 1. [3]

Veličina			Hodnota					
Název	Označení	Rozměr						
Normální modul	m_n	mm	< 2	2 ÷ 3,5	3,5 ÷ 6	6 ÷ 10	10 ÷ 16	> 16
Doporučená výšková modifikace	c_a	μm	3 ÷ 8	6 ÷ 14	10 ÷ 20	15 ÷ 35	20 ÷ 50	≥ 30

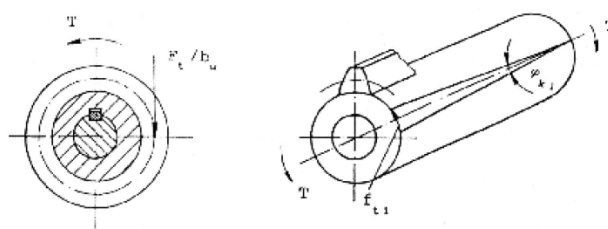
Tab. 1 – Doporučené hodnoty příčných modifikací [4]

2.3 Podélná modifikace

Podélnou modifikací nebo také modifikací boční křivky lze eliminovat výrobní úchyly sklonu boční křivky zubů, deformace vznikající při zatížení hřídel, ozubených kol, ložisek a převodové skříně (viz Obr. 7). Rozlišujeme dva základní tvary podélné modifikace, které jsou znázorněny na Obr. 9 b) a c). U ozubených kol větší šířky se modifikují pouze krajní úseky boční křivky zpravidla symetricky na obou stranách. Spojitý průběh modifikace se používá hlavně u úzkých kol se šikmými zuby. [3]



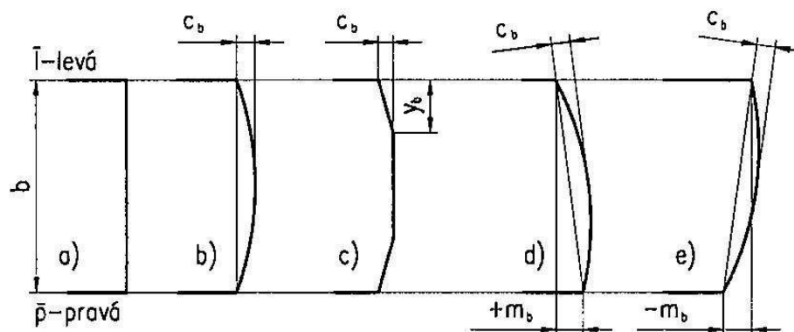
Obr. 7 – Deformace jednotlivých částí převodovky [5]



Obr. 8 – Deformace zkroucením [4]

Na Obr. 9 jsou zobrazeny tvary bočních křivek podélně modifikovaných zubů. Obr. 9 a) představuje ideální tvar boční křivky zubu, b) a c) jsou již zmiňované modifikace krajních částí boční křivky a modifikace spojitá. Další možností podélné modifikace je změna úhlu šroubovice (viz Obr. 9 d) e)). Tato modifikace se nazývá úhlová a má velký význam u převodů, kde dochází vlivem zatížení k torzi ozubených kol. Pro správnou orientaci úhlové

modifikace je nezbytné rozlišovat pravý a levý smysl šroubovice a smysl otáčení ozubených kol. [3]



Obr. 9 – Druhy podélných modifikací [3]

Tvar boční křivky nejvíce závisí na technologii výroby. Snáze vyrobitelná a tedy častěji používaná je plynulá modifikace. Velikost modifikace je závislá především na stupni přesnosti ozubení a šířce zubů. Doporučené velikosti podélných modifikací jsou uvedeny v Tab. 2.

Stupeň přesnosti ČSN/ISO 1328-1	Velikost podélné modifikace c_b [μm] pro šířku kola b_w [mm]						
	< 20	20 ÷ 40	40 ÷ 80	80 ÷ 160	160 ÷ 250	250 ÷ 400	> 400
5	3 ÷ 6	4 ÷ 7	4 ÷ 8	5 ÷ 10	6 ÷ 12	7 ÷ 14	8 ÷ 17
6	4 ÷ 8	5 ÷ 10	5 ÷ 11	6 ÷ 12	9 ÷ 18	10 ÷ 20	12 ÷ 24
7	6 ÷ 12	8 ÷ 16	9 ÷ 18	10 ÷ 20	13 ÷ 25	14 ÷ 29	17 ÷ 34
8	10 ÷ 20	11 ÷ 22	22 ÷ 25	15 ÷ 30	17 ÷ 34	20 ÷ 40	25 ÷ 50
9	14 ÷ 28	15 ÷ 30	17 ÷ 35	20 ÷ 40	25 ÷ 50	28 ÷ 58	34 ÷ 68

Tab. 2 – Doporučené hodnoty podélných modifikací [4]

3 Návrh čelní jednostupňové rychloběžné převodovky

3.1 Zadané parametry rychloběžné převodovky

Navrhovaná převodovka slouží k přenosu výkonu mezi turbínou a turbokompresorem. Výkon hnací turbíny je 18070 MW při 5650 ot/min. Potřebné otáčky pro pohon turbokompresoru jsou 12456 ot/min. Smysl otáček vstupní hřídele je proti směru hodinových ručiček při pohledu od turbíny.

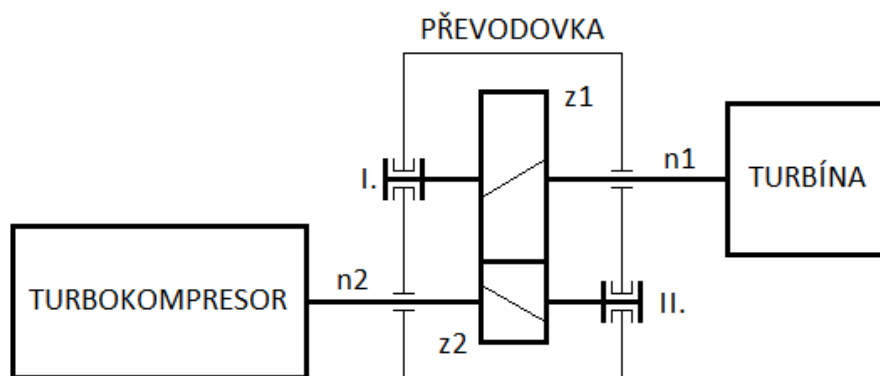
Přenášený výkon	P	18 070	[kW]
Vstupní otáčky	n_1	5 650	[min ⁻¹]
Výstupní otáčky	n_2	12 456	[min ⁻¹]

Tab. 3 – Parametry pro návrh převodovky

3.2 Uspořádání převodovky

Vzájemná poloha hřídelí je rovnoběžná a hřídelové čepy pro připojení spojek hnacího a hnaného zařízení jsou umístěny na opačných stranách převodové skříně. Převod je realizován jedním párem čelních ozubených kol se šikmým ozubením.

3.2.1 Kinematické schéma



Obr. 10 – Kinematické schéma převodovky

3.3 Návrh ozubených kol

3.3.1 Počty zubů ozubených kol

Počet zubů ozubených kol vychází ze dvou základních parametrů. Jedním z nich je požadovaný převodový poměr. Druhým pak minimální průměr patní kružnice pastorku, který musí být větší než průměr hřídele 2 pod ozubeným kolem.

Výpočet převodového poměru

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{5\,650}{12\,456} = 0,4536$$

Počet zubů ozubených kol

$$z_2 = 44 \dots \text{zvoleno}$$

$$z_1 = \frac{z_2}{i_{12}} = \frac{44}{0,4536} = 97$$

3.3.2 Kroutící moment na hřídelích

Výpočet kroutícího momentu na hnací hřídeli

$$M_{k1} = \frac{P}{\omega_1} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_1} = \frac{18\,070 \cdot 10^3}{2 \cdot \pi \cdot \frac{5\,650}{60}} = 30\,540 \text{ Nm}$$

Výpočet kroutícího momentu na hnané hřídeli

$$M_{k2} = M_{k1} \cdot i_{12} \cdot \eta = 30\,540 \cdot 0,4536 \cdot 0,985 = 13\,645 \text{ Nm}$$

3.3.3 Návrh modulu ozubení

Při předběžném návrhu ozubení vstupují do Bachova vzorce mimo jiné i materiálová konstanta c , úhel sklonu boční křivky zubu β a poměr šířky ozubení k modulu ψ . Hodnoty těchto koeficientů byly zvoleny na základě doporučení konstruktérů firmy Wikov.

Přenášený kroutící moment	M_{k1}	30 540	[Nm]
Počet zubů pastorku	z_2	44	-
Úhel sklonu boční křivky zubu	β	13,5	[°]
Součinitel šířky ozubení	ψ	60	-
Materiál ozubených kol	-	18CrNiMo6	-
Materiálový součinitel pro tvrzené boky zubů	c	32	-

Tab. 4 – Parametry pro návrh modulu ozubení

Výpočet modulu podle Bachova vzorce

$$m = 7,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{k1} \cdot \cos \beta}{z_1 \cdot c \cdot \psi}} = 7,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{30\,540 \cdot \cos 13,5^\circ}{44 \cdot 32 \cdot 60}} = 5,29 \rightarrow \text{zvoleno } m = 5,5 \text{ mm}$$

3.3.4 Výpočet ozubených kol

Výpočet ozubených kol byl proveden v programu KissSoft podle normy doporučené firmou Wikov DIN 3990:1987 metoda B.

Obě kola jsou korigovaná na vyrovnání měrných skluzů při osové vzdálenosti 400 mm. Boky zubů obou kol jsou cementovány a následně kaleny a broušeny na drsnost Ra 0,8.

3.3.4.1 Kolo 1

Ozubení		ČELNÍ	
Zuby		ŠIKMÉ	
Počet zubů		z	97
Nástroj	Modul	m	5,5
	Úhel profilu	α	20°
	Profil	ISO 53.2:1997 Profil C	
	Výška hlavy nástroje	h_f^*	1,25 m
Úhel sklonu boční křivky zubu		β	13,5°
Smysl stoupání boční křivky zubu		-	LEVÝ
Jednotkové posunutí		x	0,0326
Stupeň přesnosti		4 cd25 DIN 3961	
Kontrolní rozměr	Tloušťka zubu na tětivě	S_c	8,640/8,580
	Výška hlavy zubu nad tětivou	h_c	5,695
	Přes 12 zubů	W	194,817/194,760
	Přes válečky/Průměr válečku D_M : 10	M	563,911/563,756
Modul čelní		m_t	5,656
Průměr základní kružnice		d_b	513,842
Úhel sklonu boční křivky zubu na základním válci		β_b	12,672
Spoluzabírající kolo			
Počet zubů		z	44
Vzdálenost os		a_w	400 H7
Úhel os		S	0°

Tab. 5 – Parametry pro výrobu a kontrolu ozubení kola 1

Průměr hlavové kružnice	d_{a1}	560,02 h10	[mm]
Průměr roztečné kružnice	d_2	548,660	[mm]
Průměr patní kružnice	d_{f1}	535,268	[mm]
Šířka kola	b_1	230	[mm]

Tab. 6 – Základní rozměry kola 1

Vypočtené bezpečnosti ozubení kola 1:

- bezpečnost v ohybu na patě zubu: 2,469
- bezpečnost v dotyku: 2,117

Výsledky výpočtu kola 1 jsou uvedeny v Příloze č. 2.

3.3.4.2 Kolo 2

Ozubení		ČELNÍ	
Zuby		ŠIKMÉ	
Počet zubů		z	44
Nástroj	Modul	m	5,5
	Úhel profilu	α	20°
	Profil	ISO 53.2:1997 Profil C	
	Výška hlavy nástroje	h_f^*	1,25 m
Úhel sklonu boční křivky zubu		β	13,5°
Smysl stoupání boční křivky zubu		-	PRAVÝ
Jednotkové posunutí		x	0,1939
Stupeň přesnosti		4 cd25 DIN 3961	
Kontrolní rozměr	Tloušťka zubu na tětivě	S_c	9,334/9,284
	Výška hlavy zubu nad tětivou	h_c	6,598
	Přes 6 zubů	W	93,628/93,581
	Přes válečky/Průměr válečku D_M : 10	M	265,681/265,563
Modul čelní		m_t	5,656
Průměr základní kružnice		d_b	233,083
Úhel sklonu boční křivky zubu na základním válci		β_b	12,672
Spoluzabírající kolo			
Počet zubů		z	97
Vzdálenost os		a_w	400 H7
Úhel os		S	0°

Tab. 7 – Parametry pro výrobu a kontrolu ozubení kola 2

Průměr hlavové kružnice	d_{a1}	262,01 h10	[mm]
Průměr roztečné kružnice	d_2	248,876	[mm]
Průměr patní kružnice	d_{f1}	237,259	[mm]
Šířka kola	b_1	235	[mm]

Tab. 8 – Základní rozměry kola 2

Vypočtené bezpečnosti ozubení kola 2:

- bezpečnost v ohybu na patě zubu: 2,641
- bezpečnost v dotyku: 2,117

Výsledky výpočtu kola 2 jsou uvedeny v Příloze č. 3.

3.3.4.3 Síly působící v záběru ozubených kol

Radiální složka síly	F_R	41 672	[N]
Obvodová složka síly	F_O	111 329	[N]
Axiální složka síly	F_A	26 728	[N]
Výsledná síla	F	121 840	[N]

Tab. 9 – Síly v záběru ozubených kol

Ostatní výsledky výpočtu převodu jsou uvedeny v Příloze č. 1.

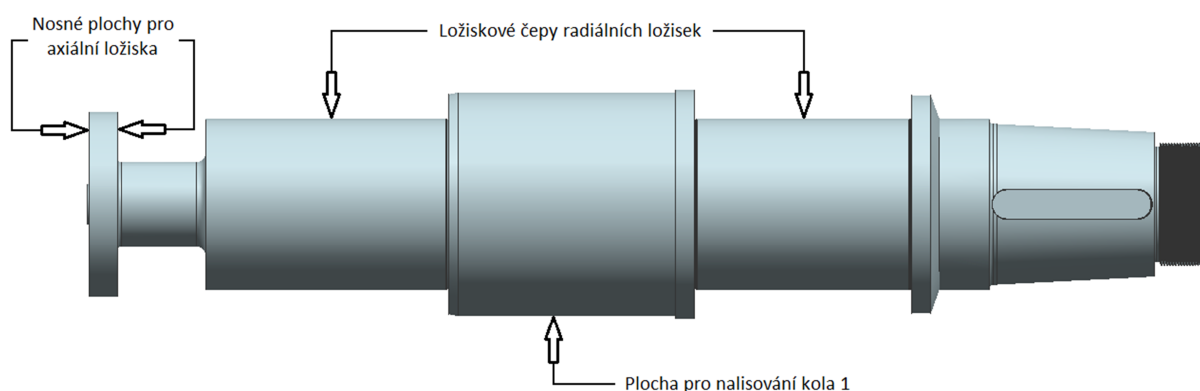
3.4 Návrh hřídelí

Obě hřídele jsou vyrobeny z výkovků z oceli 18CrNiMo6-7. Tento druh materiálu byl doporučen konstruktéry firmy Wikov. Jedná se o ocel vhodnou pro velmi dynamicky namáhané strojní součásti. Tvar hřídelí je určen především rozměry ozubených kol a rozměry použitých ložisek. Hřídele jsou uloženy vždy ve dvojici radiálních hydrodynamických ložisek a dvojici axiálních hydrodynamických ložisek. Axiální ložiska jsou oddělena od radiálních a jsou umístěna na opačném konci než vstupní, resp. výstupní čep hřídele. Vzhledem ke konstrukci skříně převodovky je rozteč radiálních ložisek u obou hřídelí stejná a to 510 mm. Hřídele jsou utěsněny labyrintovými ucpávkami a jejich vstupní, resp. výstupní strany jsou opatřeny odstříkovacími kroužky (viz kapitola 3.7).

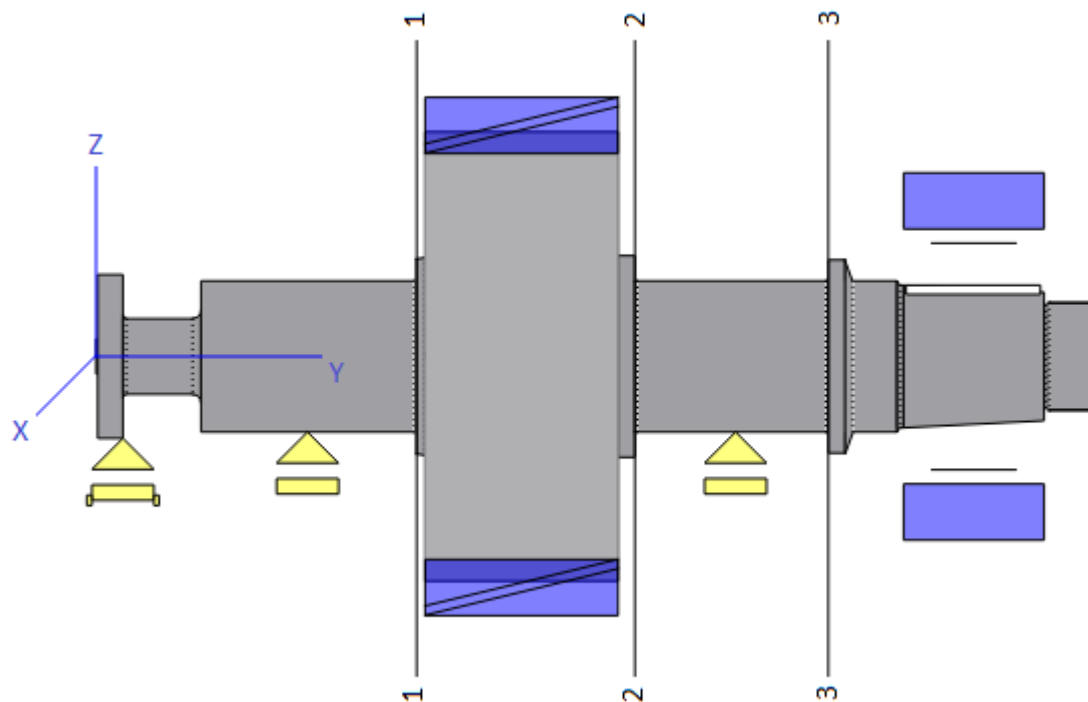
Kontrolní výpočet obou hřídelí proběhl v programu KissSoft.

3.4.1 Pomaloběžná hřídel

Vstupní část pomaloběžné hřídele je opatřena kuželovým čepem se dvěma pery pro přenos krouťícího momentu od turbíny a závitem M130x3 pro zajištění spojky. Rozměry tohoto vstupního čepu byly zvoleny na základě požadavku firmy Wikov. Oba ložiskové čepy mají průměr 180 mm a jejich délka musí být kvůli správnému odvodu oleje z ložisek na každé straně alespoň o 15 mm delší než celková šířka ložiska. Mezi ložiskovými čepy a každou navazující čelní plochou osazení je kvůli technologii výroby umístěn zápch G3x0,3. (Obr. 12 řezy 1, 2, 3). Mezi ložiskovými čepy je průměr hřídele zvětšen na 235 mm. Na této válcové ploše je nalisováno ozubené kolo 1. Pro snazší lisování kola je na jedné straně sražení 10x10° a na druhém konci malé osazení na průměr 240 mm, které slouží jako doraz kola při lisování. Zúžení u levého konce hřídele o průměru 90 mm, stejně jako velikost nosného kroužku průměru 190 mm a šířky 30 mm je voleno vzhledem k velikosti použitých axiálních hydrodynamických ložisek.



Obr. 11 – Pomaloběžná hřídel



Obr. 12 – Uložení a zatížení pomaloběžné hřídele v programu KissSoft

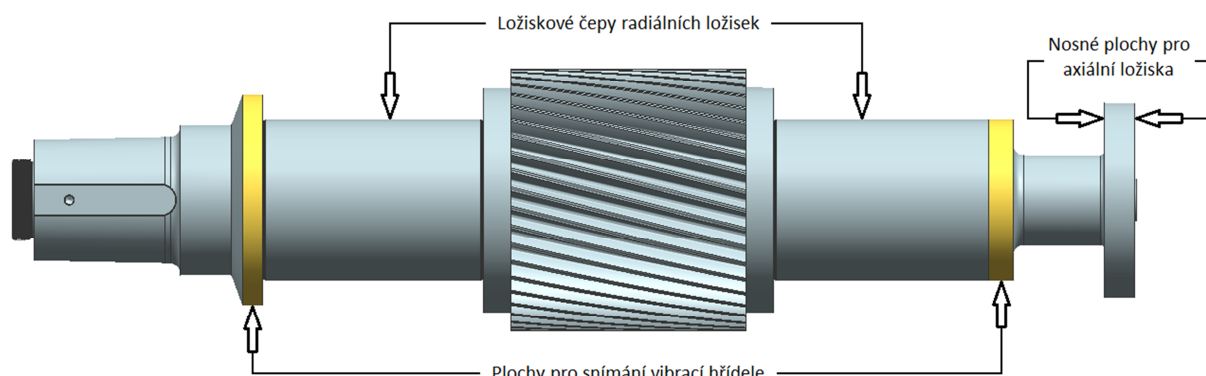
Maximální redukované napětí	σ_{red1}	55	[MPa]
Průhyb hřídele pod ozubeným kolem	u_1	0,008	[mm]
Minimální bezpečnost k mezi únavy (řez 2)	k_1	2,54	-
Axiální reakce	R_{ox}	26,728	[kN]
Radiální reakce (pravé ložisko)	R_{A1}	68,819	[kN]
Radiální reakce (levé reakce)	R_{B1}	58,457	[kN]

Tab. 10 – Základní výsledky výpočtu pomaloběžné hřídele

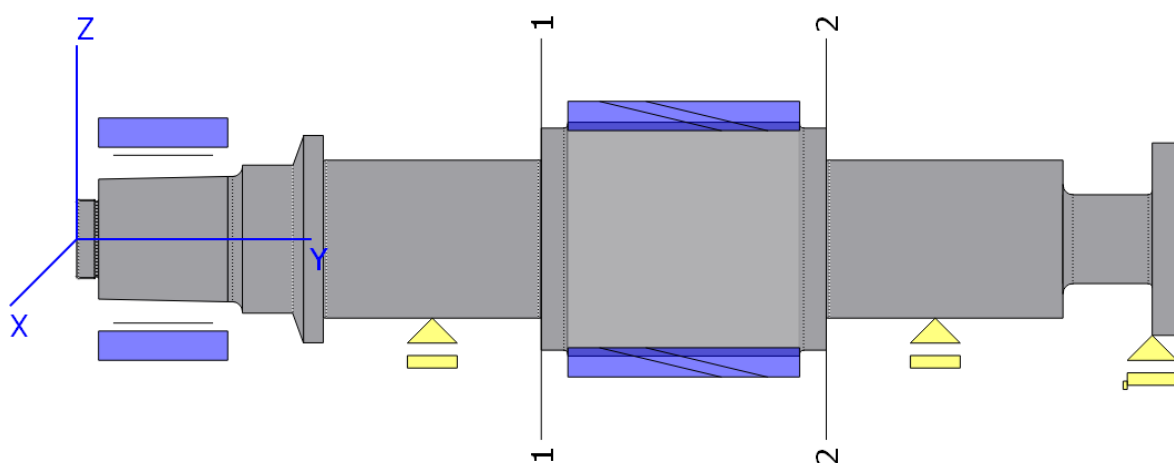
Podrobné hodnoty a výsledky výpočtu pomaloběžné hřídele jsou uvedeny v Příloze č. 4.

3.4.2 Rychloběžná hřídel

Výstupní část rychloběžné hřídele je opatřena kuželovým čepem se dvěma pery pro přenos kroučícího momentu na turbokompresor a závitem M80x2 pro zajištění spojky. Rozměry výstupního čepu byly opět zvoleny na základě požadavku firmy Wikov. Ložiskové čepy mají průměr 160 mm. Tam, kde je to nutné, jsou kraje ložiskových čepů opět opatřeny zápichy G3x0,3. Kolo 2 je součástí rychloběžné hřídele. Mezi každou stranou ozubeného kola a ložiskovým čepem je osazená válcová plocha průměru 225 mm a délky 27 mm. Toto osazení slouží pro odebrání materiálu hřídele při dynamickém vyvažování (při dynamickém vyvážení pomaloběžné hřídele je materiál odebrán z bočních ploch nalisovaného kola 1). Pravý konec pro axiální ložisko je stejný jako u pomaloběžné hřídele. Válcové plochy konce pravého ložiskového čepu a velkého průměru odstříkovacího kroužku jsou leštěné na drsnost Ra 0,2 a slouží jako plochy pro snímání vibrací hřídele.



Obr. 13 – Rychloběžná hřídel



Obr. 14 – Uložení a zatížení rychloběžné hřídele v programu KissSoft

Maximální redukované napětí	σ_{red2}	59	[MPa]
Průhyb hřídele pod ozubeným kolem	u_2	0,018	[mm]
Minimální bezpečnost k mezi únavy (řez 1)	k_2	5,57	-
Axiální reakce	R_{ox}	26,728	[kN]
Radiální reakce (pravé ložisko)	R_{A2}	57,378	[kN]
Radiální reakce (levé reakce)	R_{B2}	62,037	[kN]

Tab. 11 – Základní výsledky výpočtu rychloběžné hřídele

Podrobné hodnoty a výsledky výpočtu rychloběžné hřídele jsou uvedeny v Příloze č. 5.

3.5 Návrh spojovacích prvků pro přenos kroutícího momentu

3.5.1 Nalisování kola pomaloběžné hřídele

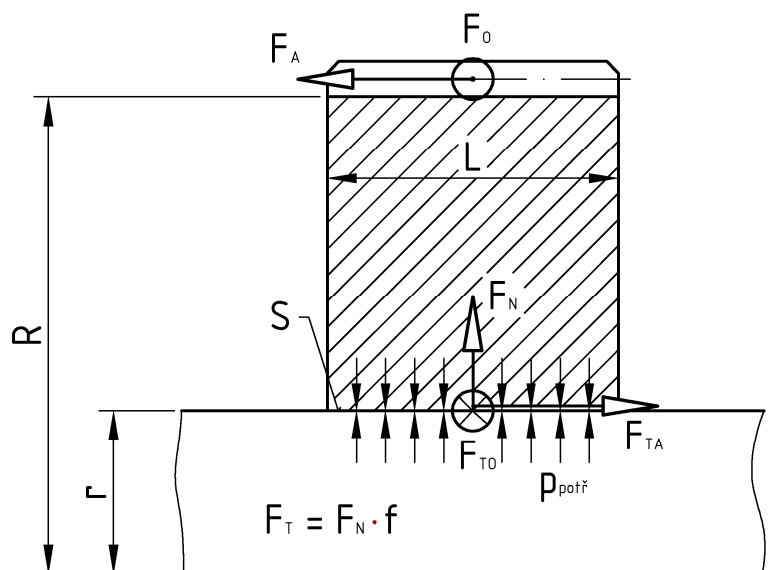
Pro spojení pomaloběžné hřídele a ozubeného kola 1 je použit lisovaný spoj. Jedná se o nejbezpečnější a nejlevnější způsob spojení, který může přenášet velké kroutící momenty. Jeho jednoduchost plyne z absence nutnosti axiálního zajištění spoje. Stejně tak se u tohoto druhu spoje vyhneme nutnosti složité výroby drážkování. Lisovaný spoj je vhodný i z hlediska dynamické vyváženosti při použití ve vysokých otáčkách, kdy je zajištěna přesná

radiální stabilita nalisovaného kotouče. Nevýhodou je nutné dodržení malých výrobních tolerancí a složitější montáž bez možnosti rozebíratelnosti.

Při nalisování vzniká mezi nábojem a hřídelem tlakové napětí, které vlivem tření mezi lisovanými součástmi umožňuje přenos krouticího momentu. Jelikož z technologického hlediska je snazší přesněji vyrobit vnější průměr na hřídeli, je díra náboje kola vyrobena v tolerančním poli H7.

Přenášený krouticí moment	M_{k1}	30 540	[Nm]
Axiální síla na kole 1	F_A	26 728	[N]
Lisovací průměr	d_l	235	[mm]
Délka spoje	l_j	230	[mm]
Průměr patní kružnice kola 1	D_{f1}	≈ 535	[mm]
Otáčky hřídele	n_1	5 650	[ot/min]
Šířka tolerančního pole pro $\varnothing 235$ H7	T_k	+0,052	[mm]
Součinitel bezpečnosti spoje	k_s	2	-
Součinitel tření ve spoji	f	0,2	-
Poissonova konstanta hřídele a kola	μ	0,3	-
Modul pružnosti hřídele a kola	E	210 000	[MPa]
Součinitel teplotní roztažnosti	α	$11,1 \cdot 10^{-6}$	[1/K]
Hustota oceli	ρ	7 850	[kg/m ³]

Tab. 12 – Parametry pro výpočet nalisování kola 2



Obr. 15 – Tlak a síly v lisovaném spoji

Obvodová síla ve spoji od krouticího momentu

$$F_{TO} = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d_l} = \frac{2 \cdot 30\,540\,000}{235} = 259\,915 \text{ N}$$

Potřebná třecí síla pro přenos zatížení

$$F_T = \sqrt{F_{TO}^2 + F_{TA}^2} = \sqrt{259\,915^2 + 26\,728^2} = 261\,285 \text{ N}$$

Tlak ve spoji potřebný pro vyvození třecí síly

$$p_{potř} = \frac{F_T \cdot k_s}{\pi \cdot d_l \cdot l_l \cdot f} = \frac{261\,285 \cdot 2}{\pi \cdot 235 \cdot 230 \cdot 0,2} = 15,4 \text{ MPa}$$

Pro následující výpočty platí

$$r = \frac{d_l}{2} \quad R = \frac{D_{f1}}{2} \quad D_\omega = \frac{\rho \cdot \omega^2}{8} \quad \omega = 2 \cdot \pi \cdot n_1$$

Výpočty vycházejí z teorie rotujících kotoučů a tlustostěnných nádob, dochází zde ke zjednodušení, kdy hřídel je plného průřezu $R_0 = 0$ a kolo (index K) i hřídel (index H) jsou ze stejného materiálu: $\mu_H = \mu_K = \mu$, $\rho_H = \rho_K = \rho$, $E_H = E_K = E$

Zmenšení poloměru hřídele vyvozené potřebným tlakem

$$\Delta r_H = -\frac{r \cdot p_{potř}}{E} \cdot (1 - \mu)$$

Zvětšení poloměru náboje kola vyvozené potřebným tlakem

$$\Delta r_K = \frac{r \cdot p_{potř}}{E} \cdot \frac{r^2 \cdot (1 + \mu) + R^2 \cdot (1 - \mu)}{R^2 - r^2}$$

Potřebný lisovací přesah k vyvození potřebného tlaku

$$\Delta r_p = |\Delta r_H| + \Delta r_N$$

$$\Delta r_p = \frac{2 \cdot r \cdot p_{potř}}{E} \cdot \frac{R^2}{R^2 - r^2}$$

Zvětšení poloměru hřídele vlivem rotace

$$\Delta r_{\omega H} = \frac{2 \cdot D_\omega \cdot r^3 \cdot (1 - \mu)}{E}$$

Zvětšení poloměru náboje kola vlivem rotace

$$\Delta r_{\omega K} = \frac{2 \cdot D_\omega \cdot [r^2 \cdot (1 - \mu) + R^2 \cdot (3 + \mu)] \cdot r}{E}$$

Deformace, kterou způsobuje rotace je u náboje ozubeného kola větší, než u hřídele $\Delta r_{\omega H} < \Delta r_{\omega K}$, při zvyšujících se otáčkách dochází k odléhání náboje ozubeného kola od hřídele. Výsledné odlehnutí je dáno rozdílem:

$$\Delta r_\omega = \Delta r_{\omega K} - \Delta r_{\omega H}$$

Pro bezproblémový provoz při plných otáčkách proto musí být lisovací přesah větší nebo roven součtu přesahu potřebného pro docílení potřebného tlaku ve spoji a velikosti odlehnutí při maximálních otáčkách.

$$\Delta r \geq \Delta r_p + \Delta r_\omega$$

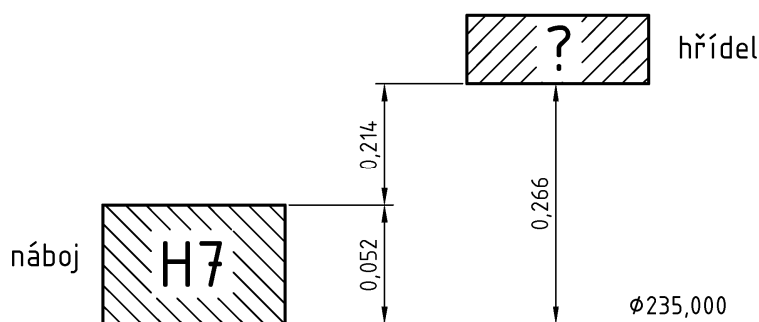
Minimální přesah uložení

$$\Delta d = 2 \cdot \Delta r$$

V následující tabulce jsou uvedeny výsledky výpočtu potřebného přesahu uložení nalisování kola 1 na pomaloběžnou hřídel.

Potřebný tlak ve spoji	$p_{potř}$	15,4	[MPa]
Zmenšení poloměru hřídele od $p_{potř}$	Δr_H	6	[μm]
Zvětšení poloměru náboje kola od $p_{potř}$	Δr_K	10,133	[μm]
Potřebný lisovací přesah k vyvození $p_{potř}$	Δr_p	16,133	[μm]
Zvětšení poloměru hřídele od rotace	$\Delta r_{\omega H}$	3,715	[μm]
Zvětšení poloměru náboje kola od rotace	$\Delta r_{\omega K}$	94,5	[μm]
Celkové odlehnutí od rotace	Δr_{ω}	90,785	[μm]
Potřebný minimální přesah uložení na poloměru	Δr	106,918	[μm]
Potřebný minimální přesah uložení	Δd	214	[μm]

Tab. 13 – Výsledné dílčí přesahy uložení



Obr. 16 – Toleranční pole lisovaného spoje

Na základě vypočteného minimálního přesahu byla zvolena tolerance hřídele $u5$.

$$\phi 235 u5 = \phi 235^{+0,304}_{+0,284}$$

Maximální tlak ve spoji při maximálním možném přesahu

$$p_{max} = \frac{\Delta r_{max} \cdot E}{2 \cdot r \cdot R^2} \cdot (R^2 - r^2) = \frac{0,152 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{2 \cdot 117,5 \cdot 267,5^2} \cdot (267,5^2 - 117,5^2) = 109,6 \text{ MPa}$$

Tento tlak je relativně vysoký, avšak jeho výskyt lze předpokládat v případě, že převodovka nebude v chodu. Hřídel tudíž v okamžiku výskytu této hodnoty tlaku nebude vystavena jinému provoznímu zatížení (krut, střídavý ohyb a střídavý smyk). Při náběhu hřídele do provozních otáček a vystavení maximálnímu provoznímu zatížení dojde vlivem rotace k odlehčení spoje na hodnotu tlaku $p_{maxProvozní} = 44 \text{ MPa}$.

Nalisování náboje na hřídel může být provedeno následujícími třemi způsoby:

- nalisováním hřídele do náboje za studena
- natažením ohřátého náboje na hřídel nebo nasunutím podchlazené hřídele do náboje
- natažením ohřátého náboje na podchlazenou hřídel

V daném případě bude ohřáté kolo nataženo na hřídel. Pro tento způsob montáže je ještě potřeba určit teplotu, na kterou se kolo před lisováním ohřeje. Respektive rozdíl teplot kola a hřídele (předpokládá se, že hřídel bude mít pokojovou teplotu $t_H = 25 \text{ }^\circ\text{C}$).

Montážní vůle

$$v = 0,01 \cdot \sqrt{d} = 0,01 \cdot \sqrt{235} = 0,153 \text{ mm}$$

Minimální teplota kola při lisování

$$t_K = \frac{\Delta d_{max} + v}{d \cdot \alpha} + t_H = \frac{0,304 + 0,153}{235 \cdot 11,1 \cdot 10^{-6}} + 25 = 200 \text{ }^\circ\text{C}$$

3.5.2 Vstupní a výstupní čep převodovky

Velikosti a provedení vstupního i výstupního čepu obou hřídelí jsou v tomto případě zadány firmou Wikov. Stejně konce hřídelí jsou použity na již vyrobené rychloběžné převodovce, která přenáší o 15% větší kroutící moment. Z tohoto důvodu nebudou konce hřídelí kontrolovány.

3.6 Uložení hřídelí

Jak již bylo zmíněno v kapitole 3.4, radiální i axiální síly působící na obě hřídele jsou zachyceny hydrodynamickými ložisky. Kromě požadavku firmy Wikov na použití hydrodynamických ložisek, hrají ve prospěch jejich volby i následující důvody.

Argumenty pro volbu hydrodynamických ložisek:

- příliš vysoké otáčky pro použití valivých ložisek
- dostatečně vysoká obvodová rychlost v ložisku pro vznik mazací vrstvy
- nižší provozní náklady na mazání oproti hydrostatickým ložiskům
- předpokládaná malá četnost odstávek
- provoz při konstantních otáčkách
- možnost použití jednotného olejového hospodářství pro celou soustavu turbína – převodovka – turbokompresor

3.6.1 Axiální ložiska

Axiální síly působící v záběru ozubených kol jsou stejné velikosti opačného směru. Jelikož se nepředpokládá žádné přídavné axiální zatížení, jsou výsledné velikosti axiálních reakcí na obou hřídelích totožné a ložiska obou hřídelí mohou být stejná. Pro zajištění polohy jsou na každé hřídeli umístěna dvě ložiska proti sobě. Požadavkem firmy Wikov bylo použití axiálních hydrodynamických ložisek s naklápěcími segmenty od jejich ověřeného dodavatele, firmy Waukesha Bearings.



Obr. 17 – Axiální hydrodynamické ložisko s naklápěcími segmenty [7]

Použitá ložiska M8174 jsou zvolena na základě jejich únosnosti a zástavbových rozměrech. Teplota v ložisku se určí z diagramu výrobce na Obr. 18, na základě měrného tlaku v ložisku a rychlosti na středním průměru ložiska. Při teplotě do 130°C nejsou nutné speciální povrchové úpravy segmentů ložiska.

Označení ložiska	-	M1874	-
Maximální nosnost ložiska	F_{max}	56 575	[N]
Nosná plocha ložiska	S_{ax}	15 500	[mm ²]
Maximální měrný tlak na ložisko	p_{max}	3,65	[MPa]
Střední průměr ložiska	d_s	150	[mm]
Otáčky hřídele 1	n_1	5 650	[ot/min]
Otáčky hřídele 2	n_2	12 465	[ot/min]

Tab. 14 – Parametry pro kontrolu axiálních ložisek

Měrný tlak v ložisku (stejný pro obě hřídele)

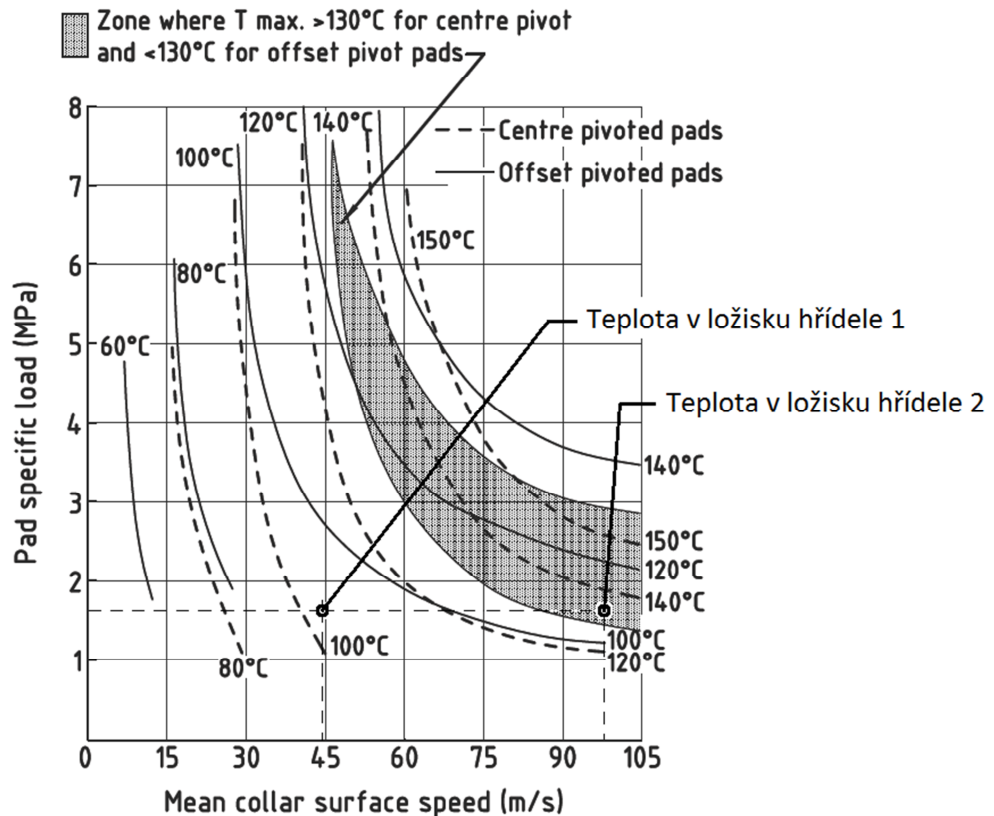
$$p = \frac{R_{ax}}{S_{ax}} = \frac{26\,728}{15\,500} = 1,72 \text{ MPa}$$

Střední rychlost v ložisku hřídele 1

$$v_{s1} = r_s \cdot \omega_1 = \frac{\pi \cdot d_s \cdot n_1}{60} = \frac{\pi \cdot 0,15 \cdot 5\,650}{60} = 44,35 \text{ m/s}$$

Střední rychlost v ložisku hřídele 2

$$v_{s2} = r_s \cdot \omega_2 = \frac{\pi \cdot d_s \cdot n_2}{60} = \frac{\pi \cdot 0,15 \cdot 12\,465}{60} = 97,9 \text{ m/s}$$



Obr. 18 – Diagram pro určení teploty v ložisku [7]

Jak je patrné z diagramu na Obr. 18 při použití ložisek s uložením segmentů „Offset pivoted pads“, bude teplota ložiska pomaloběžné hřídele (hřídele 1) cca 90°C a rychloběžné hřídele (hřídele 2) necelých 110°C.

3.6.2 Radiální ložiska

Obě hřídele jsou uloženy vždy ve stejné dvojici dělených radiálních hydrodynamických ložisek. Rychloběžná hřídel je vzhledem k vysokým otáčkám uložena ve více plochých hydrodynamických ložiskách s naklápěcími segmenty od firmy Waukesha Bearings. Pomaloběžná hřídel je uložena v hydrodynamických ložiskách kruhového průřezu s fixní geometrií, která si firma Wikov vyrábí sama. Tato kombinace má své opodstatnění. Použití segmentových ložisek u obou hřídelí by převodovku zbytečně prodražilo a fixní geometrie ložiska je pro otáčky pomaloběžné hřídele dostačující. Při montáži převodovky je možné vnitřní kluzný povrch ložiska s fixní geometrií upravovat a vyrovnat tak výrobní odchylky vzájemné polohy hřídelí. Kdežto úprava povrchu segmentového ložiska je nemyslitelná.

3.6.2.1 Rychloběžná hřídel

Při volbě více plochého ložiska s naklápěcími segmenty je rozhodující výrobcem udávaná maximální únosnost ložiska. Tato únosnost se liší podle směru působení výsledné radiální reakce. Ve firmě Wikov jsou reakce v uložení rychloběžných hřídelí vždy směřovány mezi segmenty. Při zatížení mezi segmenty má ložisko nejen vyšší únosnost, ale i tuhost. Podle

katalogu Waukesha Bearings byla zvolena ložiska TJ160-160/2DF. Při objednání ložisek jsou výrobcí zadány jednotlivé parametry. Výrobce ložisko těmto parametrům přizpůsobí a početně zkontroluje.

Označení ložiska	-	TJ160-160/2DF	-
Průměr ložiska	d_2	160	[mm]
Šířka ložiska	b_2	160	[mm]
Maximální zatížení ložiska mezi segmenty	F_{max}	71 700	[N]

Tab. 15 – Parametry ložiska TJ160-160/2DF



Obr. 19 – Radiální hydrodynamické ložisko s naklápěcími segmenty [7]

3.6.2.2 Pomaloběžná hřídel

Hlavním parametrem pro určení rozměru ložiska je maximální dovolený měrný tlak mezi ložiskem a ložiskovým čepem hřídele. Obě ložiska pomaloběžné hřídele budou stejná.

Průměr ložiskového čepu hřídele	d_1	180	[mm]
Velikost maximální radiální reakce	R_{A1}	68 819	[N]
Dovolený měrný tlak	p_D	2,5	[MPa]
Otáčky hřídele 1	n_1	5 650	[ot/min]

Tab. 16 – Parametry pro návrh radiálního ložiska s fixní geometrií

Výpočet šířky ložiska

$$b_1 = \frac{R_{A1}}{p_D \cdot d_1} = \frac{68\,819}{2,5 \cdot 180} = 152,9 \text{ mm} \rightarrow \text{zvoleno } 160 \text{ mm}$$

Obvodová rychlost

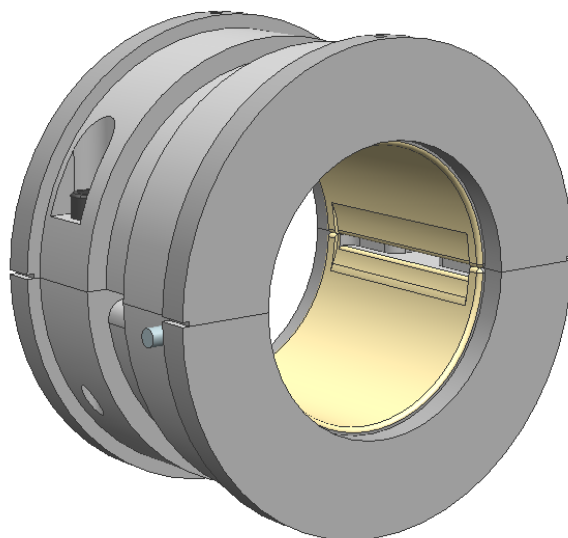
$$v_1 = \pi \cdot d_1 \cdot \frac{n_1}{60} = \pi \cdot 0,18 \cdot \frac{5\,650}{60} = 53,25 \text{ m/s}$$

Relativní ložisková vůle

$$\psi_1 = 1 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt[4]{\frac{v_1}{2,5}} = 1 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt[4]{\frac{53,25}{2,5}} = 2,148 \cdot 10^{-3}$$

Úhlová rychlost

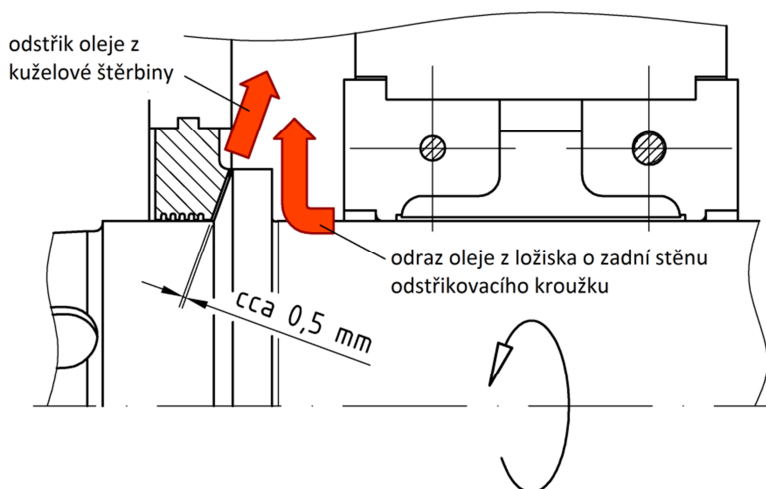
$$\omega_1 = 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_1}{60} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{5\,650}{60} = 591,67 \text{ rad/s}$$



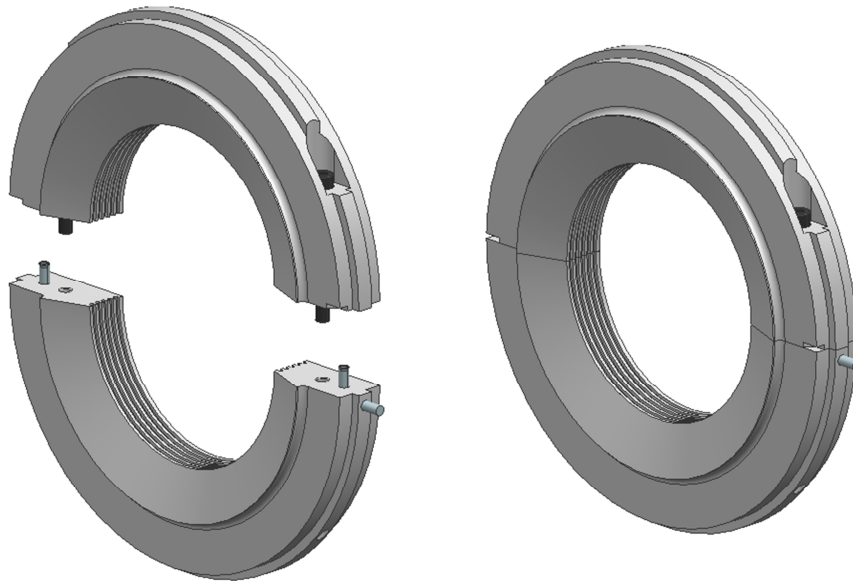
Obr. 20 – Radiální ložisko pomaloběžné hřídele

3.7 Utěsnění hřídelí

Na válcových plochách hřídelí v místě utěsnění jsou pro použití kontaktních těsnění příliš vysoké obvodové rychlosti. Obě hřídele jsou proto utěsněny pomocí labyrintových ucpávek. Firma Wikov si labyrintové ucpávky na základě dlouholetých zkušeností navrhuje a vyrábí sama. Labyrintové ucpávky jsou kvůli snazší montáži dělné, stejně jako ložiska. Ucpávky jsou doplněny odstříkovacím kroužkem umístěným na hřídeli. Ten v první řadě zabraňuje přímému vstupu oleje vytékajícího z ložiska do prostoru labyrintu. V druhé řadě je olej směřující k labyrintu skrz kuželovou štěrbinu odstředivou silou odstříkován zpět do prostoru před ložiskem (Obr. 21) a pomocí odtokových kanálků je odváděn na dno skříně.



Obr. 21 – Funkce odstříkovacího kroužku



Obr. 22 – Labyrintová ucpávka rychloběžné hřídele

3.8 Návrh skříně převodovky

Firma Wikov vyrábí převodovky podle specifikace zákazníků a jedná se o výrobu kusovou. Z tohoto důvodu jsou skříně převodovek svařence z ocelových plechů z konstrukční oceli 11 373. Stejně je tomu tak i v tomto případě. Požadavkem firmy Wikov bylo navrhnout dostatečně robustní skříně, která by i bez nutnosti pevnostní kontroly bez problémů snášela velké dynamické namáhání.

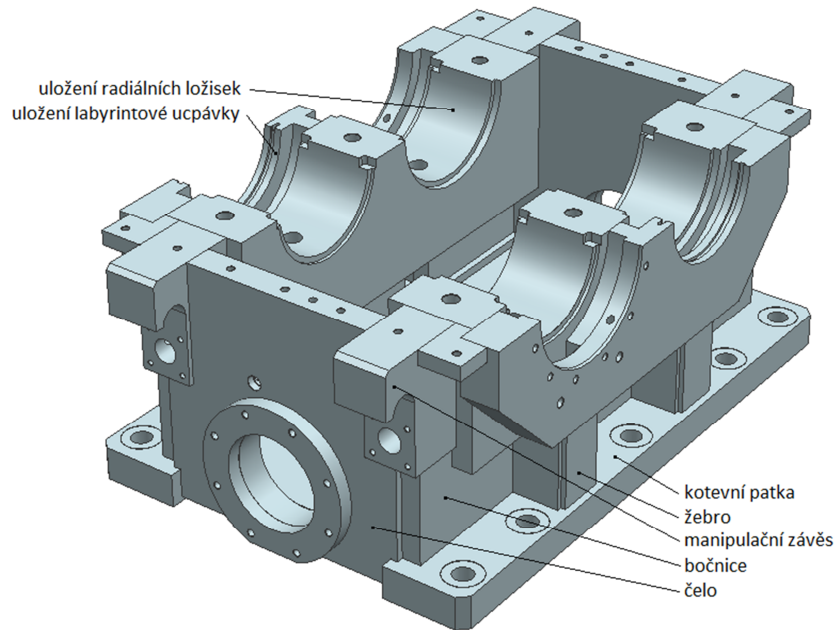
Úkolem skříně je přenést veškeré zatížení, kterému je převodovka při provozu vystavena. Musí umožnit například upevnění k základu, manipulaci jeřábem a snadnou montáž i demontáž. Skříně je tvořena dvěma polovinami, spodkem skříně a víkem, které jsou spojeny v dělicí rovině a staženy šrouby.

3.8.1 Spodní část skříně

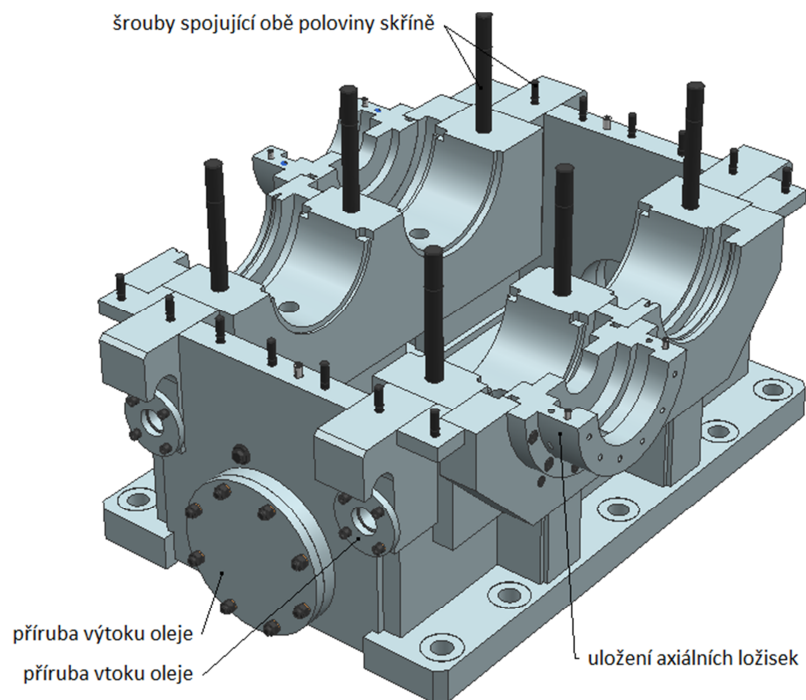
Spodní část skříně je opatřena kotevními patkami, ve kterých jsou otvory pro přišroubování skříně k základu. Boční plechy jsou opatřeny vývrty, ve kterých jsou uložena radiální ložiska. K těmto plechům jsou z vnější strany přivařeny další dva slabší plechy, které slouží k uložení labyrintových ucpávek a jsou k nim přišroubovány domky axiálních ložisek. Rohy spodního dílu skříně jsou opatřeny závěsy pro manipulaci jeřábem. Na předním i zadním čele skříně jsou příruby pro vstup i výstup oleje, olejové hospodářství tak může být umístěno na libovolné straně. Na bocích skříně pod ložiska jsou umístěna žebra. Ta nejenže vyztužují skříně, ale jejich vnitřním prostorem prochází olej od ložisek zpět na dno skříně. Všechny svary skříně musejí být provedeny těsně, aby skrz ně neprosakoval olej.

Tloušťky jednotlivých plechů:

- patky 70 mm
- čela skříně 60 mm
- boky skříně 40 mm
- plechy žeber 12 mm
- uložení radiálních ložisek 180 mm
- uložení labyrintových ucpávek 80 mm



Obr. 23 – Holý svařenec spodní části skříně



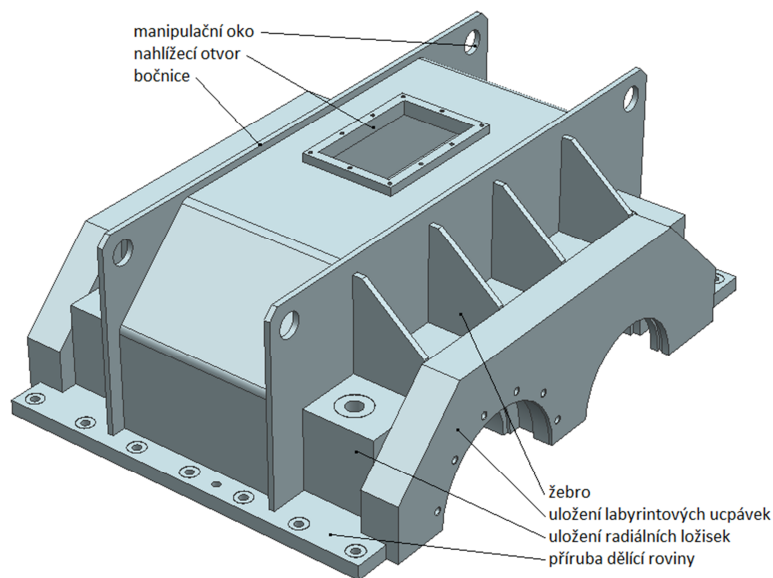
Obr. 24 – Kompletní spodní část skříně

3.8.2 Víko skříně

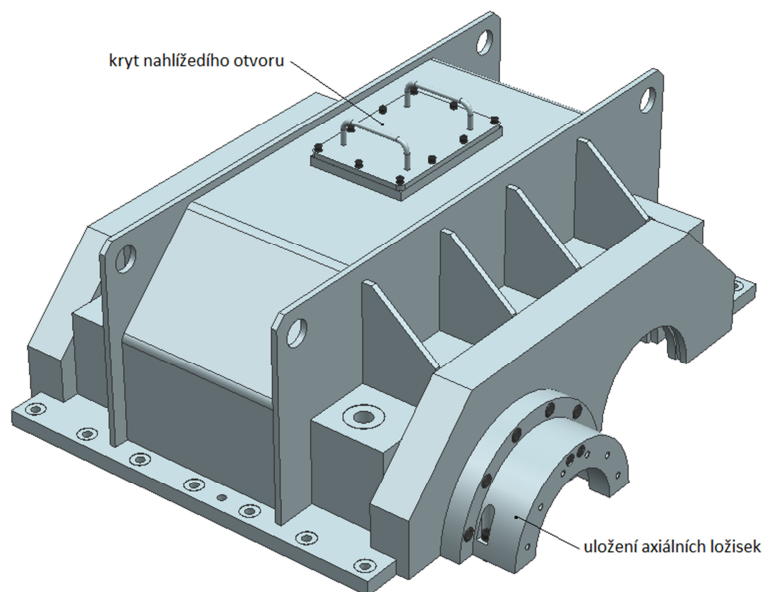
Uložení radiálních ložisek, axiálních ložisek i labyrintových ucpávek je stejné jako u spodní části skříně. Boční plechy mají v horních rozích vyvrtané otvory pro manipulaci s víkem skříně a jsou vyztuženy žebry pro zvýšení jejich tuhosti. Na horní části víka je umístěn nahlížecí otvor.

Tloušťky plechů víka skříně:

- uložení radiálních ložisek 180 mm
- uložení labyrintových ucpávek 80 mm
- bočnice, žebra, středový plech 12 mm
- příruba dělicí roviny 30 mm



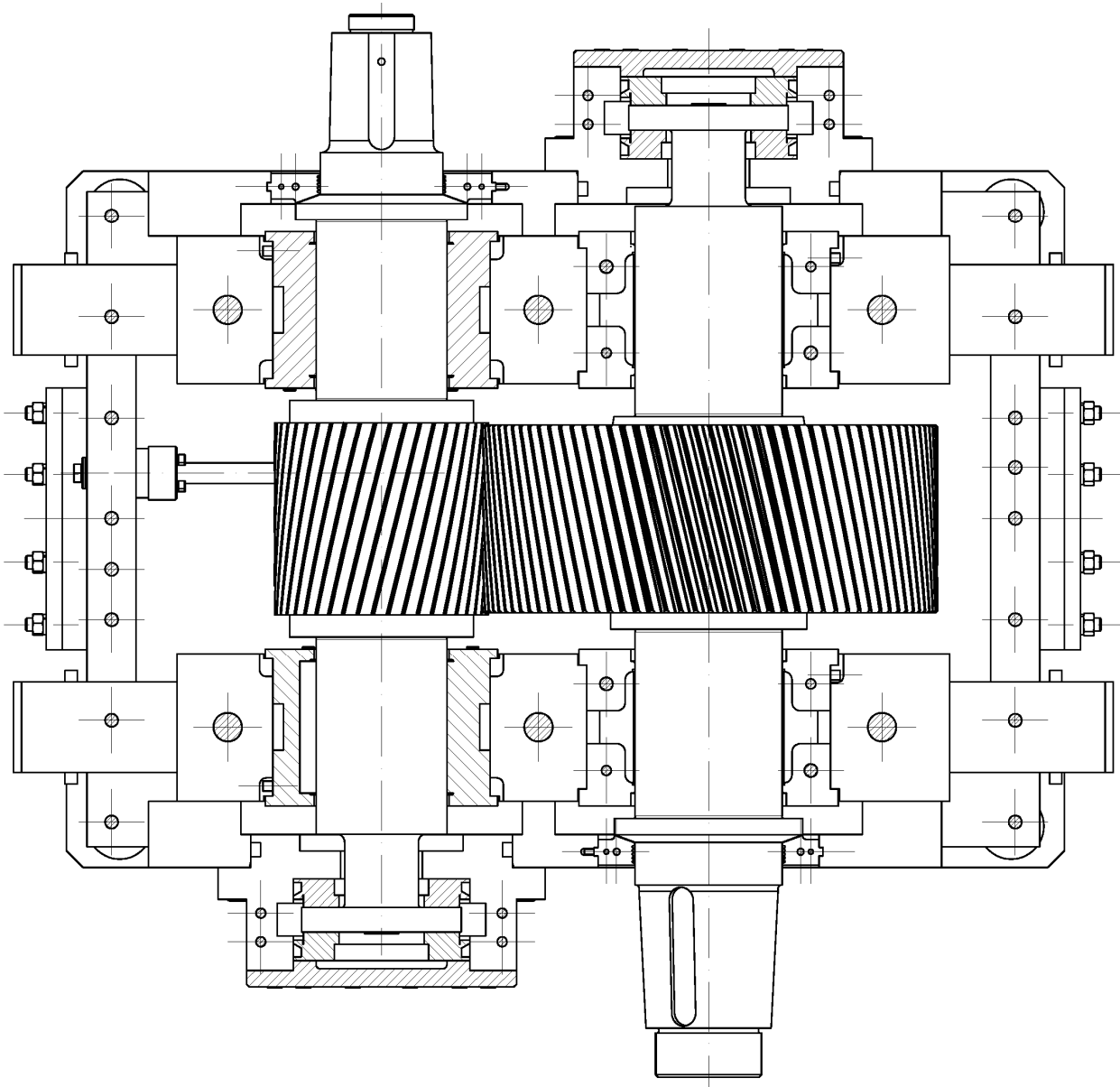
Obr. 25 – Holý svařenec víka skříně



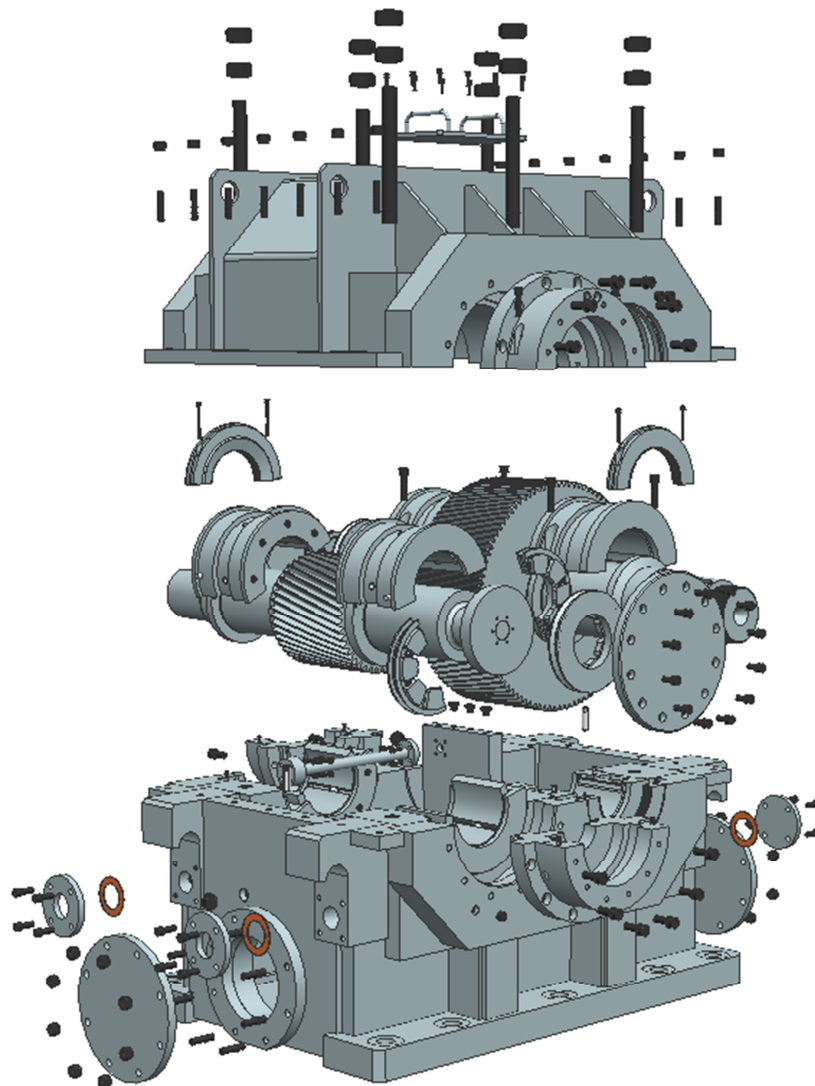
Obr. 26 – Kompletní víko skříně

3.8.3 Spojení v dělicí rovině

Obě poloviny skříně jsou spojeny v dělicí rovině. Jejich vzájemná poloha je zajištěna dvojicí válcových kolíků. Po nasazení je víko ke spodku skříně přišroubováno šestíci závrtných šroubů M33x2, které přenášejí hlavní zatížení působící na ložiska a čtrnácti závrtnými šrouby M14, které utěšňují dělicí rovinu na zbylých dvou stranách (viz Obr. 24). Velikost a počet šroubů byl zvolen na základě velikostně i výkonově podobné již vyráběné převodovky a nejsou proto pevnostně kontrolovány.



Obr. 27 – Pohled do dělicí roviny převodovky



Obr. 28 – Rozstřel převodovky

3.8.4 Mazání jednotlivých částí

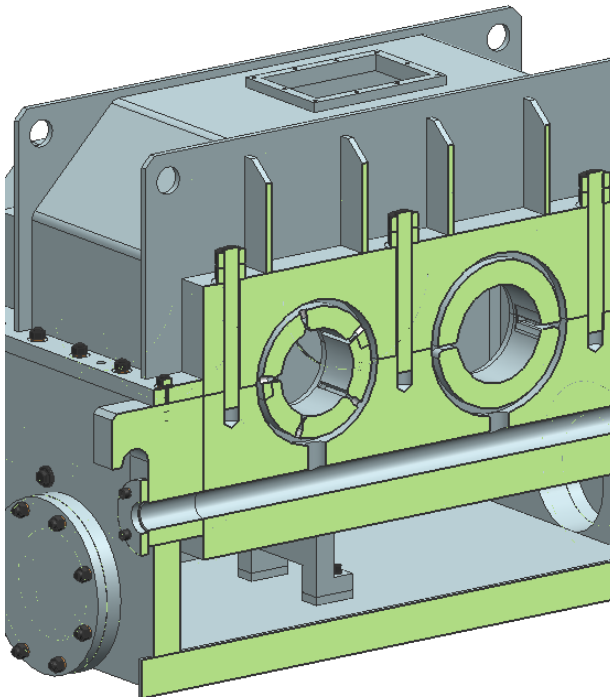
Převodovka je mazána olejem ISO – VG 46. Rozvod oleje k jednotlivým částem převodovky je řešen pomocí kanálků, které jsou vyvrtány ve stěnách převodovky. Olejové hospodářství je řešeno jako samostatné a je umístěno mimo převodovku. Připojení ke zdroji tlakového oleje je umístěno na spodní části skříně, aby se při demontáži víka nemuselo odpojovat přírodní olejové potrubí. Spodní část skříně slouží jako sběrná nádrž, do které se vrací olej z jednotlivých mazacích okruhů a skrz velkou přírubu na přední straně skříně je odváděn mimo převodovku do hlavní olejové nádrže, kde je ochlazován, filtrován a pod tlakem přiváděn zpět.

Mazání celé převodovky lze rozdělit do tří hlavních okruhů:

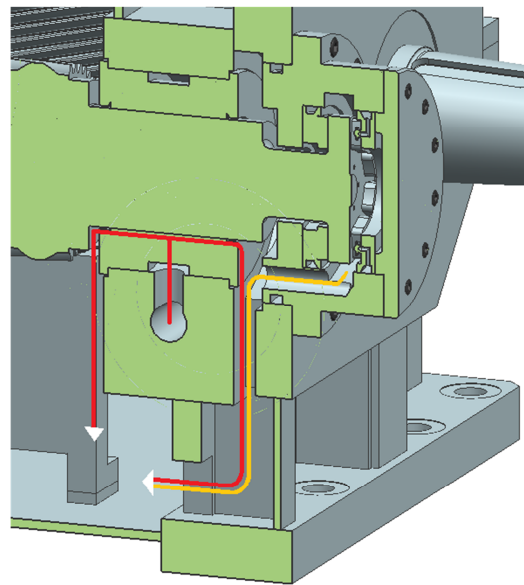
- mazání radiálních ložisek
- mazání axiálních ložisek
- mazání záběru ozubených kol

3.8.4.1 Mazání radiálních ložisek

Všechna radiální ložiska jsou po obvodu opatřena rozvodným kanálkem, který zajišťuje přívod maziva mezi jednotlivé segmenty segmentového ložiska a do dělicí roviny ložiska s fixní geometrií. Do těchto kanálků je olej přiveden otvory vyvrtanými ve spodní části uložení ložisek (viz Obr. 29). Z ložisek odchází olej podél obvodu ložiskových čepů na obě strany. Na jedné straně stéká přímo do vnitřního prostoru spodní části skříně, Na druhé straně pak stéká do zvětšeného vývrtu mezi radiálním a axiálním ložiskem, resp. mezi radiálním ložiskem a labyrintovou ucpávkou. Z tohoto prostoru je odváděn skrz spodní žebra a okénka v bočnicích skříně na dno převodovky. Stejnou cestou je odváděn olej i z axiálních ložisek (viz Obr. 30).



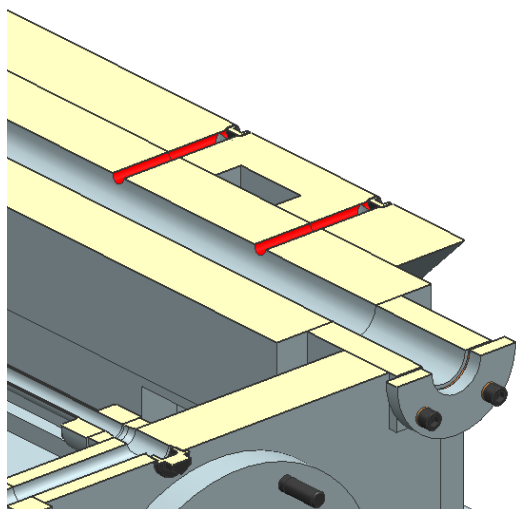
Obr. 29 – Přívod oleje k radiálním ložiskům



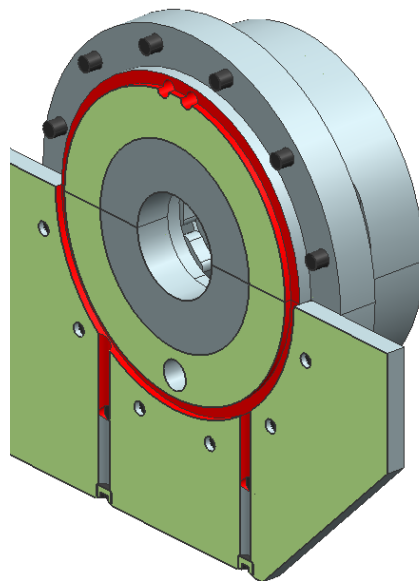
Obr. 30 – Odvod oleje z ložisek

3.8.4.2 Mazání axiálních ložisek

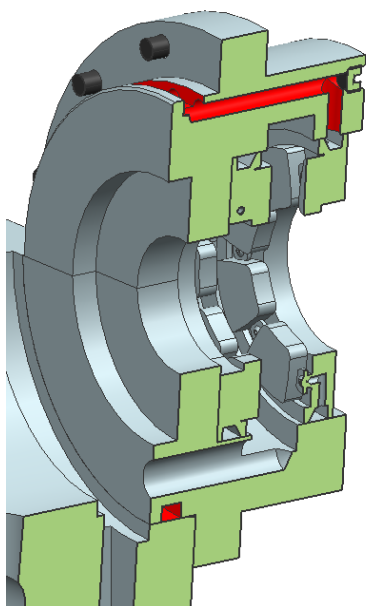
Axiální ložiska mají stejně jako radiální po obvodu rozvodnou drážku, která rozvádí olej mezi jednotlivé segmenty ložiska. Olej je po přivedení do ložiska rozstříkovan rotací hřídele do zvětšeného vývrtu v tělese uložení ložisek (Obr. 34). Po obvodu vývrtu stéká do jeho spodní části, odkud je kanálkem odváděn do prostoru žebra (viz Obr. 30 – žlutá cesta).



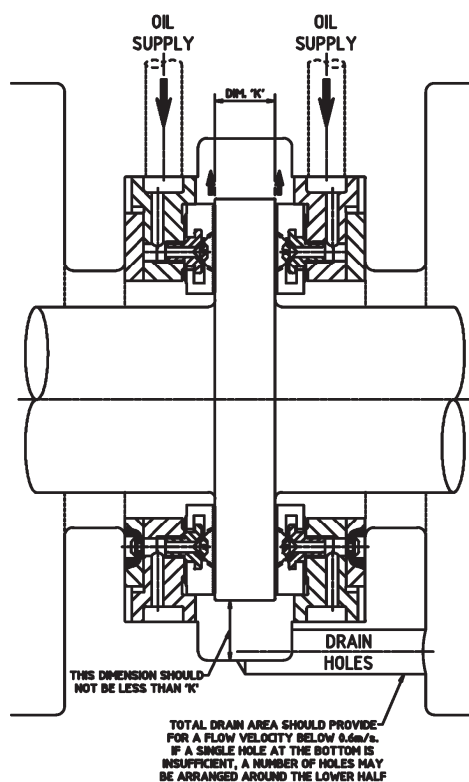
Obr. 31 – Přívod oleje do desky uložení
axiálních ložisek



Obr. 32 – Přívod oleje k domku axiálních
ložisek



Obr. 33 – Přívod oleje k axiálnímu ložisku

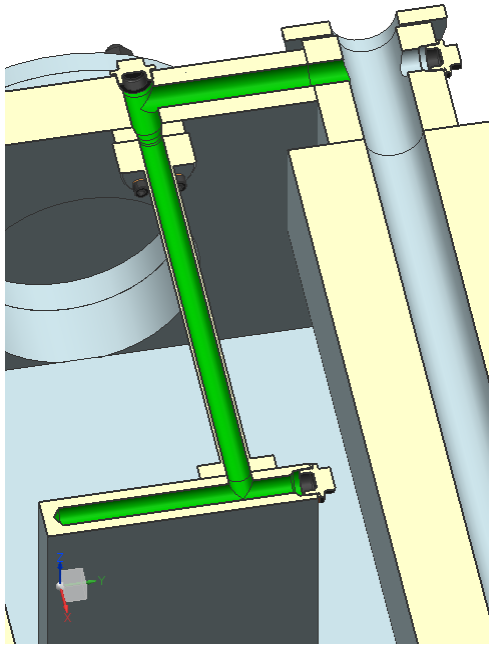


Obr. 34 – Přívod oleje mezi segmenty
axiálního ložiska [7]

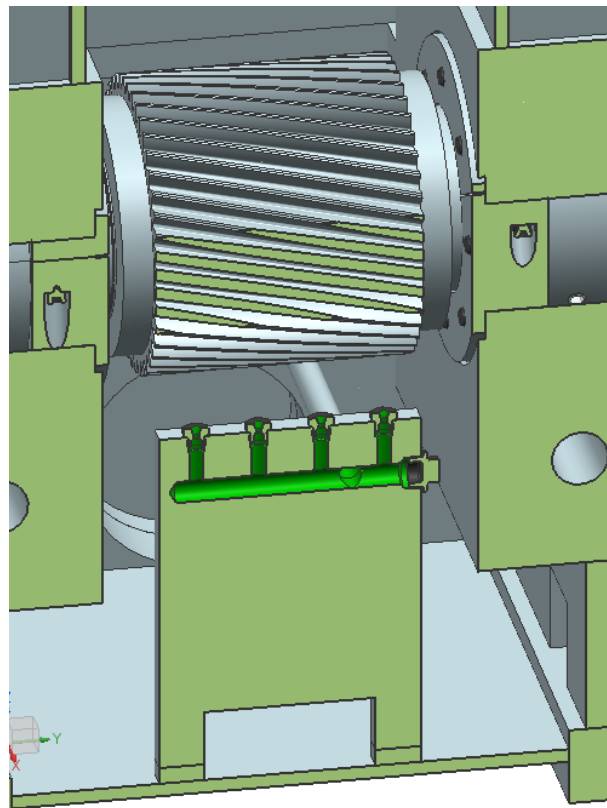
3.8.4.3 Mazání záběru ozubených kol

Mazání ozubených kol je zajištěno vstřikováním oleje přímo do prostoru zubového záběru. Pod místem záběru ozubených kol je umístěn sloupek, ten je přišroubován ke dnu převodové skříně a v jeho horní části jsou umístěny olejové trysky. Olej je k tryskám přiveden skrz

trubku procházející pod rychloběžnou hřídelí a kanálek vyvrtaný v čelní stěně spodní části skříně.



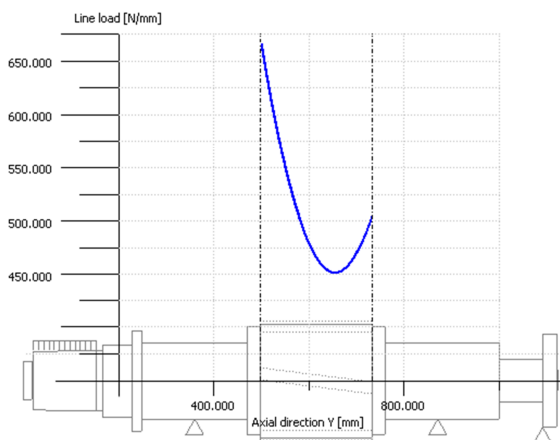
Obr. 35 – Přívod oleje k tryskám



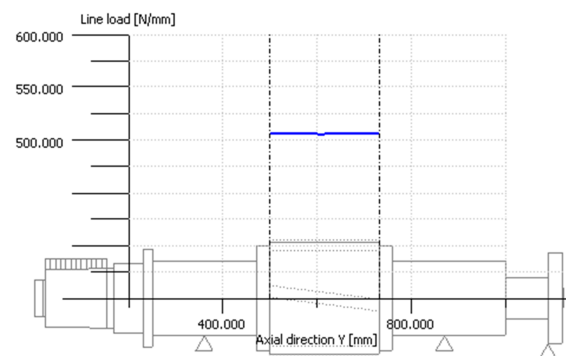
Obr. 36 – Umístění trysek pod záběrem ozubených kol

3.9 Modifikace ozubení

U navržených ozubených kol je vzhledem k jejich šířce nutné použití modifikací zubů. Při působení sil v záběru ozubených kol dochází k deformaci obou hřídelí. To má za následek nerovnoměrné rozložení zatížení po délce zubů.



Obr. 37 – Rozložení zatížení u nemodifikovaných zubů



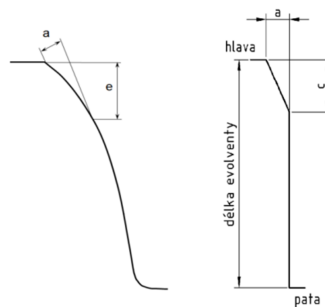
Obr. 38 – Rozložení zatížení při správné podélné modifikaci

Při návrhu optimální podélné modifikace je tato nerovnoměrnost eliminována a velikost zatížení je po celé délce zubu konstantní. Z důvodu rychlejší výroby jsou podélně modifikovány pouze zuby kola s menším počtem zubů, tedy zuby rychloběžného kola. Příčná modifikace je provedena u zubů obou kol. Výpočet modifikací byl proveden pomocí programu KissSoft.

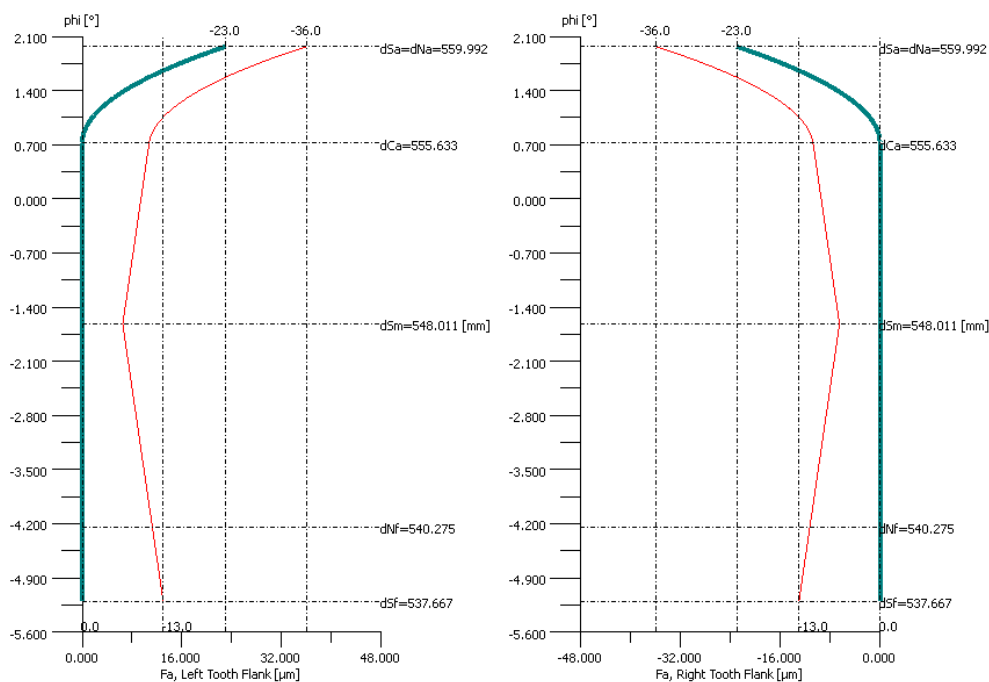
3.9.1 Modifikace ozubení pomaloběžného kola

Pomaloběžná hřídel se při působení sil v záběru ozubených kol prohýbá. Kvadratický moment průřezu kola je však mnohem větší než kvadratické momenty průřezu ostatních částí pomaloběžné hřídele. Lze tedy předpokládat, že k deformaci dochází na obou stranách hřídele od ozubeného kola. Velikost průhybu kola je tak po celé šířce konstantní a úhel průhybu i zkrutu nulový.

Na požadavek konstruktérů firmy Wikov byla na zubech pomaloběžného kola provedena příčná modifikace. Jedná se o plynulé odlehčení evolventy na hlavě zubu na obou bocích zubu.



Obr. 39 – Odlehčení na hlavě zubu

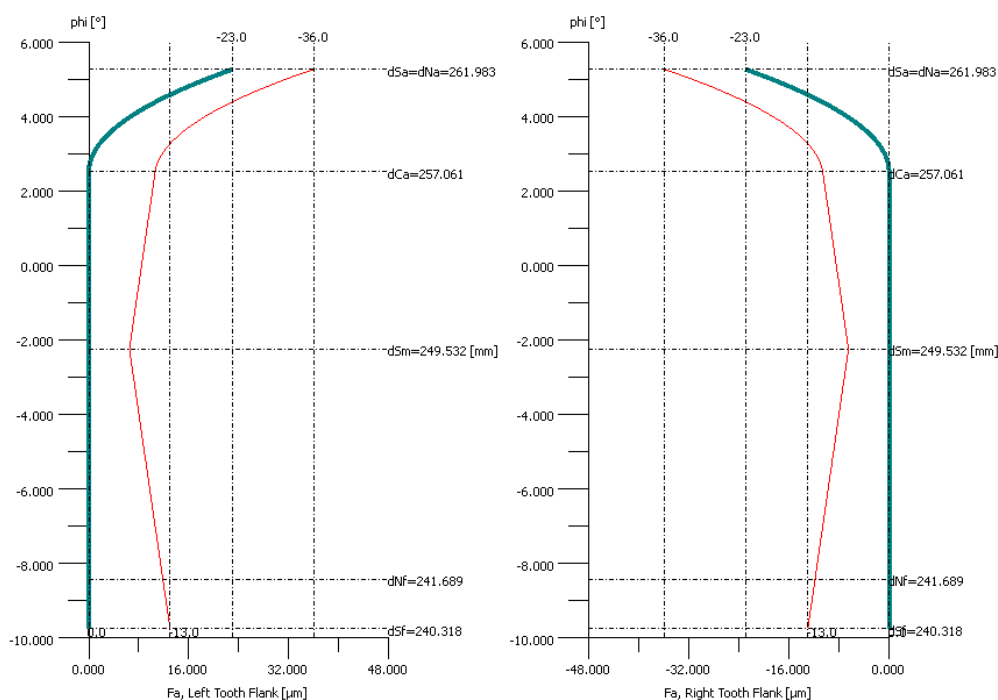


Obr. 40 – Diagram příčné modifikace kola 1

3.9.2 Modifikace ozubení rychloběžného kola

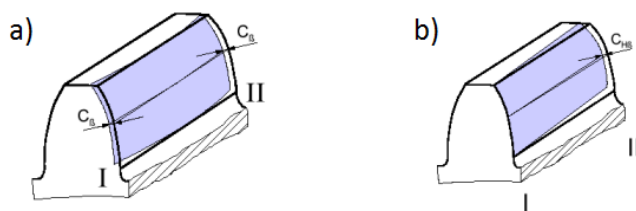
U rychloběžné hřídele dochází působením radiální a obvodové síly v záběru k průhybu hřídele, jehož hodnota se mění podél šířky kola (uprostřed průhyb největší, na krajích kola průhyb nejmenší). Vzhledem k relativně malému průměru kola vůči jeho šířce nelze zanedbat ani deformaci zkrutem. Vlivem zkrutu hřídele pod ozubeným kolem dochází ke změně úhlu stoupání boční křivky zubu.

Příčná modifikace je stejná jako u pomaloběžného kola. Je zde tedy plynulé odlehčení evolventy na hlavě zubu na obou bocích zubu.

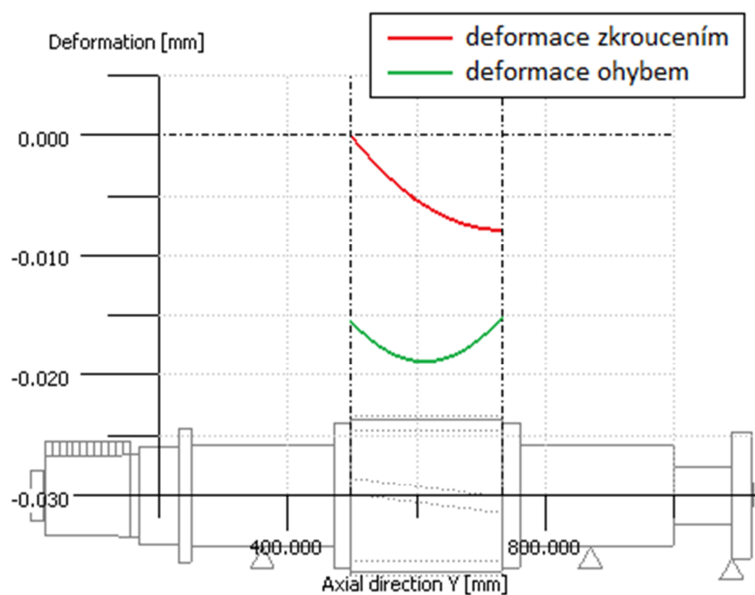


Obr. 41 – Diagram příčné modifikace kola 2

Podélná modifikace, jak již bylo zmíněno, eliminuje průhyb obou hřídelí a zkrut rychloběžné hřídele. Jsou zde použity dva druhy modifikací najednou. První je plynulá příčná modifikace, tzv. crowning (Obr. 42a), ta eliminuje průhyby hřídelí. Druhá je modifikace úhlu šroubovice (Obr. 42b), ta eliminuje zkrut rychloběžné hřídele. U zmíněné modifikace je třeba rozlišovat jak směr otáčení kola, tak smysl stoupání boční křivky zubu. Určující je v tomto případě volba souřadného systému v programu KissSoft (viz Obr. 14, v kapitole 3.4.2), kde platí pravidlo pravé ruky.

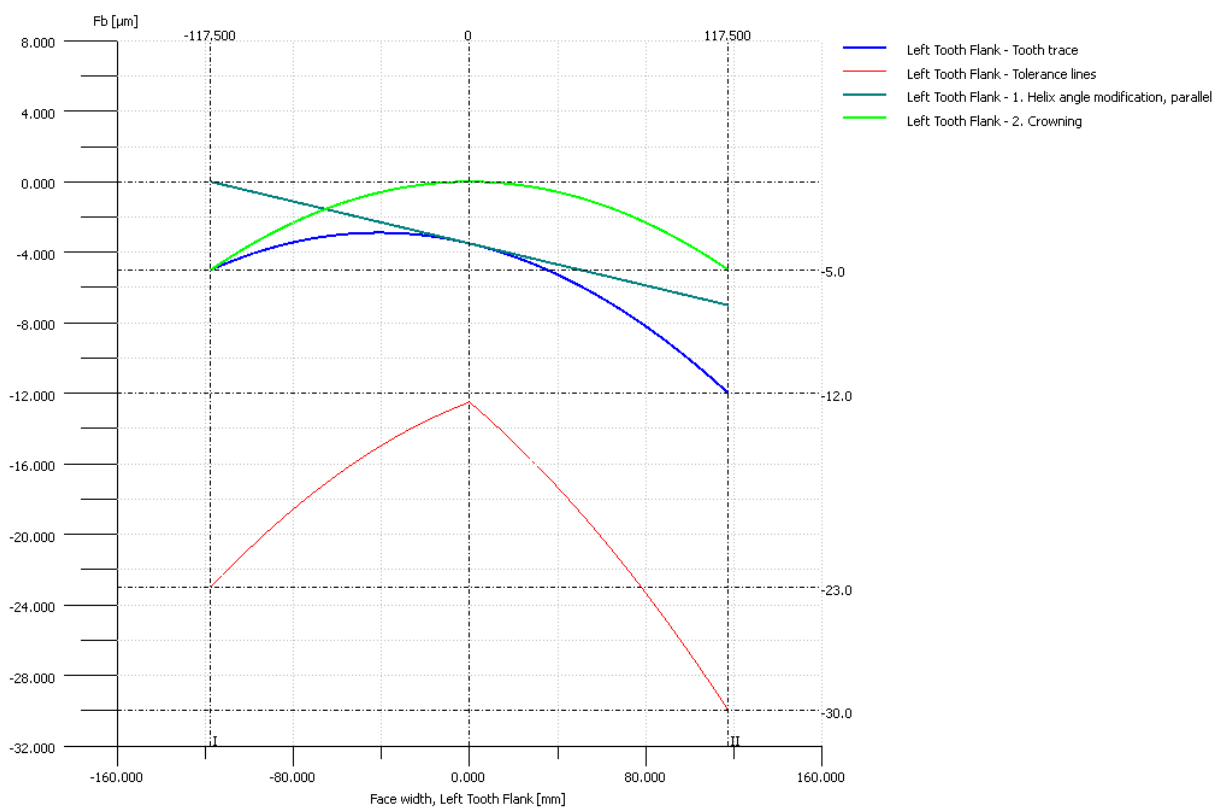


Obr. 42 – Použité podélné modifikace



Obr. 43 – Velikost deformace průhybem a zkrutem

Výsledná podélná modifikace je použita pouze na každém levém boku zubu pomaloběžné hřídele.



Obr. 44 – Diagram podélné modifikace levého boku zubu kola 2

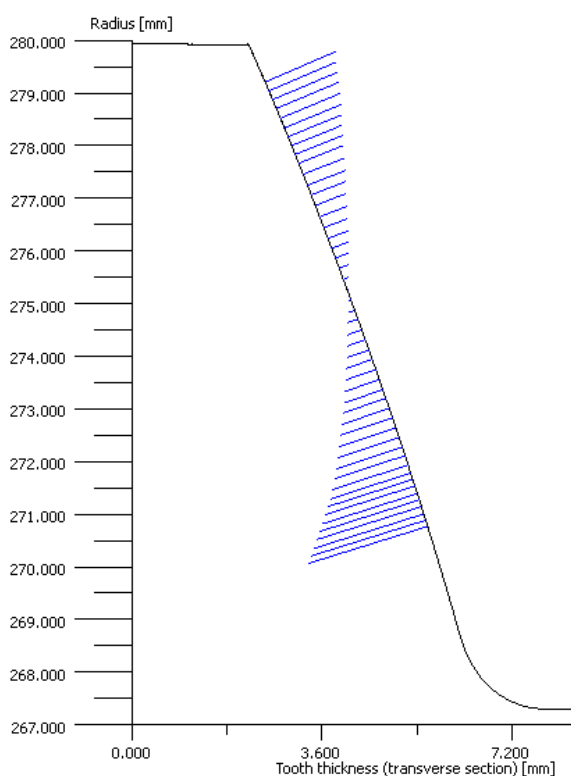
Červené křivky na diagramech příčných i podélných modifikací představují mezní toleranci modifikace.

4 Teplotní zatížení zubů

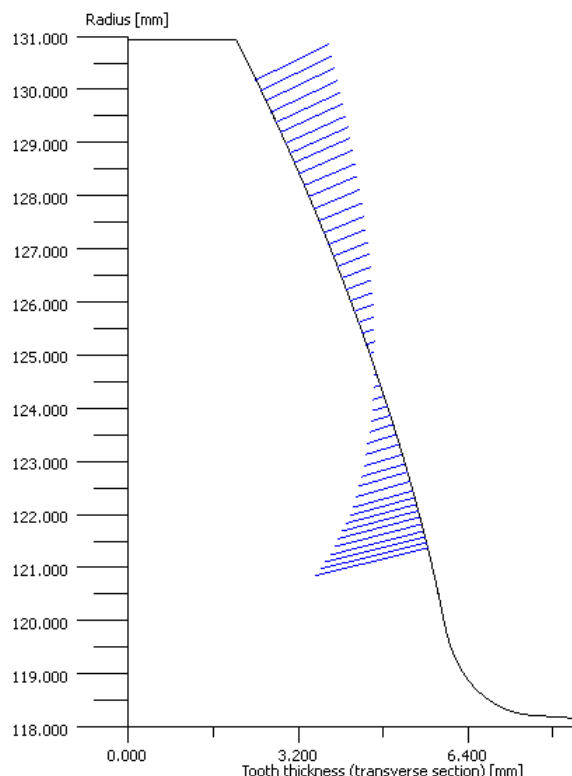
U rychloběžných převodovek vzniká problém v podobě generování velkého množství tepla v zubovém záběru ozubených kol. Toto teplo je důsledkem vysokých kontaktních tlaků a skluzových rychlostí, které u rychloběžných převodovek dosahují hodnot v řádu desítek metrů za sekundu. Vlivem vysokých teplot dochází k teplotním deformacím zubů a následnému zhoršení záběrových poměrů. Teplem deformované zuby jsou nerovnoměrně zatíženy, což může mít za následek zvýšené opotřebení ozubených kol nebo dokonce poruchu převodovky.

4.1 Výpočet teploty v záběru zubů

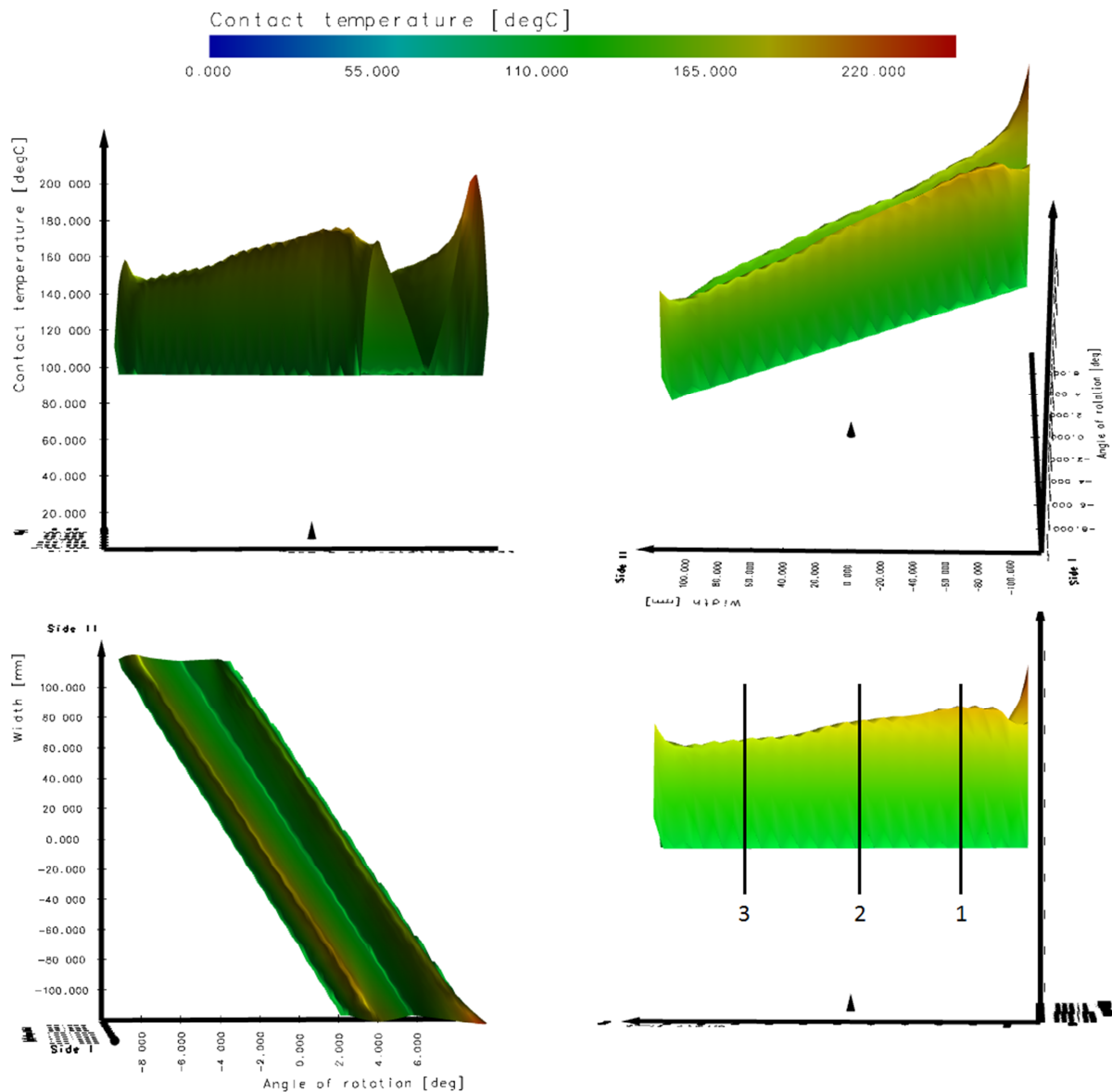
Průběh teploty v místě kontaktu při záběru dvou boků zubů jsem zjistil pomocí kontaktní analýzy v programu KissSoft. Touto analýzou lze zjistit okamžitou teplotu v místě dotyku během celé doby trvání záběru jednoho páru zubů, trojrozměrný graf průběhu kontaktní teploty je na Obr. 47. Průběh okamžité kontaktní teploty je dán rozložením a velikostí měrných skluzů na jednotlivých spoluzabírajících zubech (viz Obr. 45 a Obr. 46).



Obr. 45 – Průběh měrného skluzu na boku
zubu kola 1

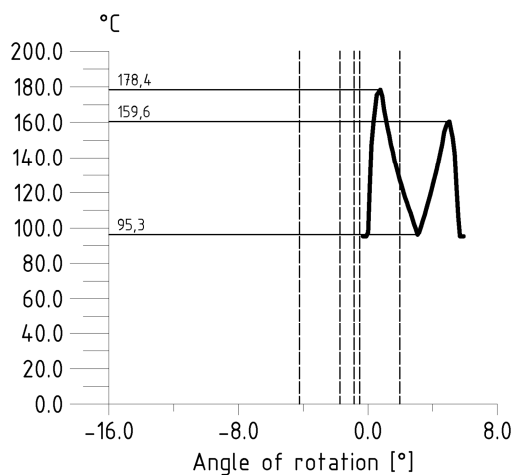


Obr. 46 – Průběh měrného skluzu na boku
zubu kola 2

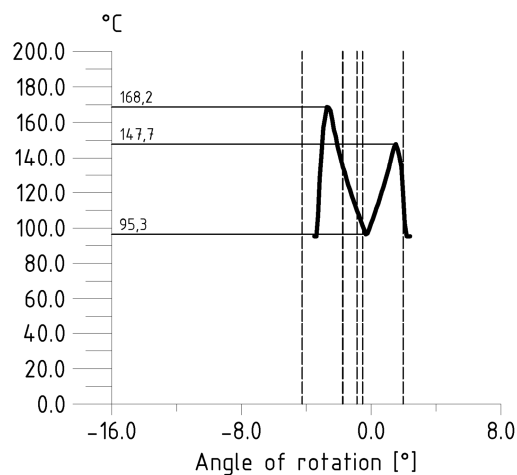


Obr. 47 – Trojrozměrný graf průběhu kontaktní teploty

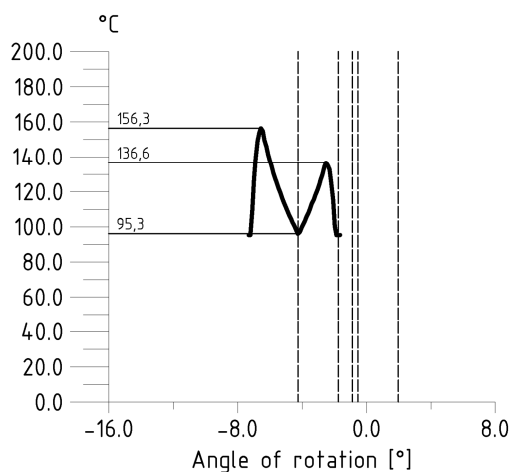
Program KissSoft umožňuje tento graf zobrazit v jednotlivých řezech kolmých na osu, na které je vynesena šířka ozubení (Obr. 47 svislá osa v levém dolním pohledu). Pro zjištění průběhu kontaktní teploty jsem tento graf proložil dvaceti čtyřmi řezy s krokem zvoleným tak, aby rovnoměrně pokryl celou délku boční křivky zubu. Na Obr. 48, Obr. 49 a Obr. 50 jsou grafy kontaktních teplot v řezech 1, 2 a 3. Pravé vrcholy grafů představují místní maximální hodnotu na patě zubu, levé pak na hlavě zubu. Uprostřed je teplota na valivé kružnici, kde bod kontaktu protíná spojnicí středů obou ozubených kol a měrný skluz je zde nulový. Ve stejném směru jako číslování řezů, postupuje i kontakt obou zubů. Z Obr. 47 vpravo dole tedy plyne, že s postupující dráhou záběru teplota v kontaktu klesá. V Tab. 17 jsou uvedeny kontaktní teploty zjištěné odečtením hodnot ve všech řezech.



Obr. 48 – Graf kontaktní teploty v řezu 1



Obr. 49 – Graf kontaktní teploty v řezu 2



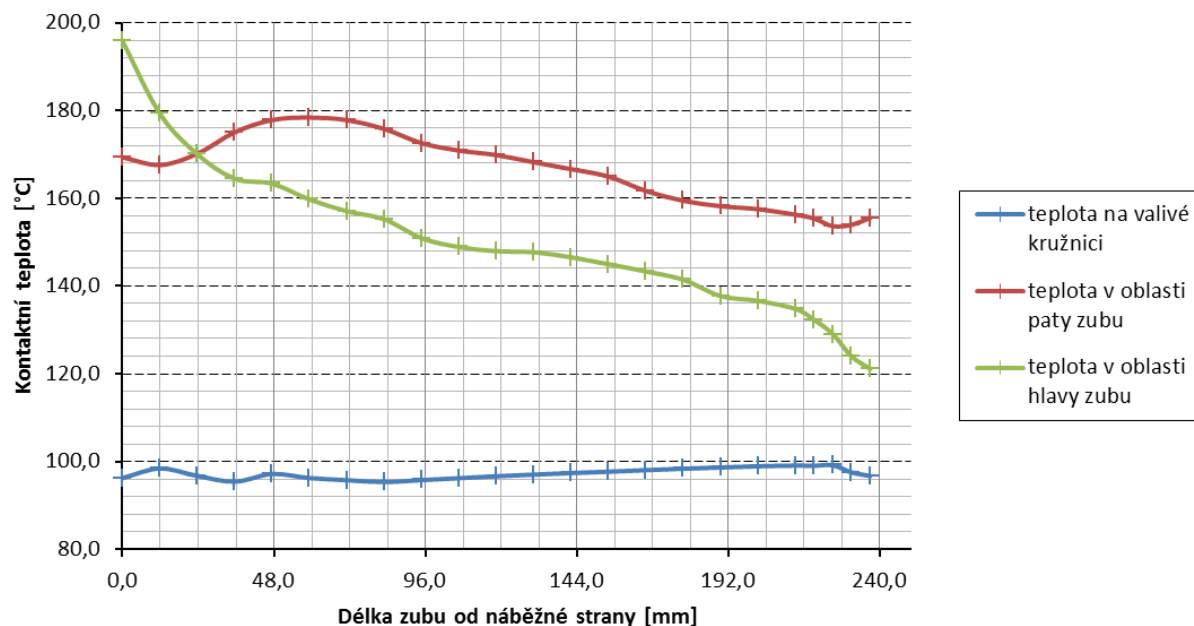
Obr. 50 – Graf kontaktní teploty v řezu 3

Vzdálenost řezu od náběžné strany zubu [mm]	0	5,9	11,8	23,7	35,5	47,4	59,3	71,1	82,9
	°C								
Teplota pravé vrcholu	169,4	167,6	170,1	175,1	177,9	178,4	177,8	175,8	172,6
Teplota levého vrcholu	195,9	179,3	170,1	164,5	163,4	159,8	157,1	155,2	150,9
Teplota střední části	96,3	98,4	96,7	95,4	97,2	96,3	95,8	95,3	95,8

Vzdálenost řezu od náběžné strany zubu [mm]	94,8	106,6	118,5	130,4	142,2	154,1	165,9	177,8	189,6
	°C								
Teplota pravé vrcholu	170,9	169,9	168,2	166,7	165	161,7	159,5	158,2	157,5
Teplota levého vrcholu	148,9	148	147,7	146,6	145	143,3	141,4	137,7	136,6
Teplota střední části	96,2	96,7	97	97,4	97,7	98	98,4	98,7	98,9

Vzdálenost řezu od náběžné strany zubu [mm]	201,5	213,3	219,2	225,2	231,8	237
	°C					
Teplota pravé vrcholu	156,3	155,4	153,7	154	155,6	164,7
Teplota levého vrcholu	134,8	132,3	129	124	121,1	118,5
Teplota střední části	99	99	99,2	97,5	96,7	97,7

Tab. 17 – Hodnoty kontaktních teplot v jednotlivých řezech



Obr. 51 – Průběh kontaktních teplot v záběru

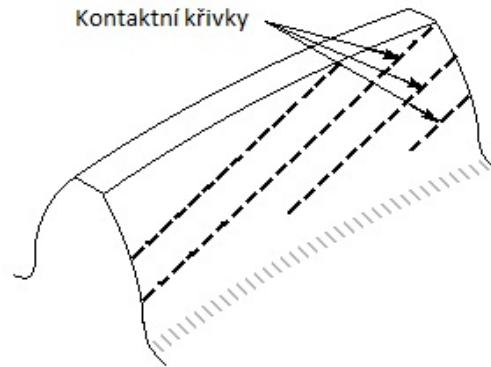
Výsledný průběh teploty vznikající v místě kontaktu zubů je sestrojen proložením teplotních vrcholů jednotlivých řezů (viz graf na Obr. 51).

4.2 Teplotní deformace ozubení

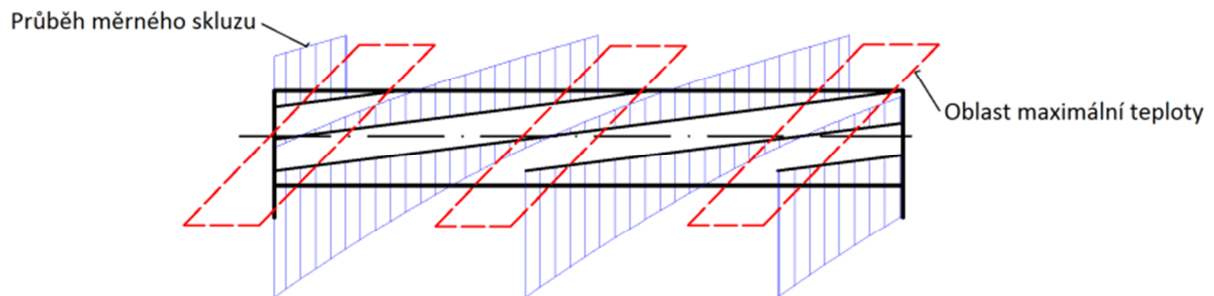
Z kontaktní analýzy byly zjištěny teploty působící v okamžiku dotyku páru zubů. Tyto teploty zde však působí po velice krátkou dobu, při dané obvodové rychlosti se jedná řádově o $1 \cdot 10^{-4}$ vteřiny. Po vyběhnutí ze záběru vykoná zub zbytek otáčky, než se dostane do opakovaného záběru. Během tohoto okamžiku na zub působí proudy vířivého vzduchu, respektive olejové mlhy, které jsou způsobeny rotací kol uvnitř převodové skříně. Teplo, které se na boku zubu vygenerovalo v okamžiku záběru, je tak odváděno do tohoto vířivého prostředí. Další odvod tepla ze zubu je způsoben proudem oleje, který je mezi kola vstřikován těsně před okamžikem záběru. Rychlost proudu oleje směřujícího do záběru je oproti obvodové rychlosti kol zanedbatelná. Nelze proto brát v úvahu obklopení celého zubu olejem. Místo toho nastává mnohem komplikovanější případ, kdy bok zubu směřující do záběru nabírá vrstvičku vstřikovaného oleje, jejíž obtížně určitelná tloušťka významným způsobem ovlivňuje způsob přestupu tepla ze zubu do okolního prostředí. Z uvedených stavů chování okolního prostředí vyplývá, že zjištění ustálené teploty zubu pomocí numerických simulací je velice komplikované. I přes současný stav výpočetní techniky by řešení takovéto úlohy vyžadovalo velice nadprůměrný výpočetní výkon. Vzhledem k velkému počtu proměnných by výsledky byly bez možnosti experimentálního ověření velmi nejisté.

Jádrem celého problému je zjištění rozložení teplotního pole zubu v ustáleném stavu. V okamžiku, kdy by toto teplotní pole bylo známo, je následné zjištění teplotních deformací relativně jednoduché.

Z průběhu kontaktních křivek na boku zubu (Obr. 52) a rozložení velikosti měrných skluzů po délce evolventy (Obr. 45 a Obr. 46) lze předpokládat, že největší teplotní zatížení zubu bude v místech, kde jsou největší absolutní velikosti skluzů na jednotlivých kontaktních křivkách nejbliže u sebe (viz Obr. 53 červená pole).



Obr. 52 – Kontaktní křivky šikmého ozubení



Obr. 53 – Předpokládaná místa maximální teploty

5 Výpočet ztrát převodovky

Žádný mechanismus nepracuje se stoprocentní účinností. Výjimkou nejsou ani převodovky. V klasických pomaloběžných převodovkách se převážné procento ztrátového výkonu rozkládá mezi ztráty v uložení hřídelí a ztráty vznikající v záběru ozubených kol. U rychloběžných převodovek se k těmto dvěma skupinám přidávají ještě ztráty ventilační. Ty vznikají vlivem vysoké obvodové rychlosti ozubených kol, které víří vzduch, resp. olejovou mlhu uvnitř převodové skříně. Jak již bylo řečeno, ztráty lze rozdělit do následujících třech skupin.

- ztráty vznikající v záběru ozubených kol
- ztráty ventilační
- ztráty v ložiskách

Jednotlivé ztráty v následujících kapitolách jsou počítány podle vzorců uváděných v americké normě pro výpočet rychloběžných převodovek ANSI/AGMA 6011 – I03.

5.1 Ztráty v záběru ozubených kol

Při záběru jednotlivých zubů nedochází k pouhému vzájemnému odvalování spoluzabírajících boků zubů. Kromě odvalování zde dochází i ke vzájemnému posuvnému pohybu. Rychlost tohoto posuvu je vyjádřena měrným skluzem.

Ztráty v záběru vznikající třením a smykovým odporem olejového filmu jsou závislé právě na velikosti měrného skluzu. V normě ANSI/AGMA 6011 – I03 je uveden následující vztah pro přibližné určení velikosti této ztráty. Výsledný výkon je přeměněn na teplo, které musí být odvedeno mazacím médiem.

Výpočet ztráty v záběru ozubení

$$P_z = (22 - 0,8 \cdot \alpha_n) \cdot 0,01 \cdot P \cdot \frac{z_1 + z_2}{z_1 \cdot z_2}$$

Kde:

- P_z je velikost ztrátového výkonu [kW]
- α_n je velikost úhlu záběru základního profilu [°]
- P je přenášený výkon [kW]
- z_1 a z_2 jsou počty zubů spoluzabírajících kol

$$P_z = (22 - 0,8 \cdot 20^\circ) \cdot 0,01 \cdot 18\,070 \cdot \frac{97 + 44}{97 \cdot 44} = 35,82 \text{ kW}$$

5.2 Ztráty ventilační

Ventilační ztráty vznikají vířením vzduchu uvnitř převodové skříně, které je vyvoláno rotací ozubených kol. U pomaloběžných převodovek je obvodová rychlost kol malá a odpor média

uvnitř převodovky, který působí proti jejich pohybu, je zanedbatelný. S rostoucí obvodovou rychlostí však tento odpor exponenciálně narůstá a je nutné s ním počítat. Velikost ventilačních ztrát ovlivňují následující faktory.

- velikost mezer mezi rotujícími hmotami a vnitřními plochami skříně
- obvodová rychlost ozubených kol
- konstrukce ozubených kol
- způsob mazání a chlazení
- viskozita oleje
- konstrukce vnitřku převodové skříně

Určení samotné velikosti ztráty je vzhledem k výskytu mnoha proměnných velice problematické. V normě ANSI/AGMA 6011 – I03 je uváděn vztah pro výpočet přibližné velikosti ztráty. Její reálnou velikost však lze přesně zjistit až na základě experimentálních dat zjištěných při zkouškách specifické převodovky.

$$P_V = \frac{d_w^2 \cdot n^2 \cdot b \cdot \cos^3 \beta \cdot m_n \cdot 1,42 \cdot 10^{-11}}{A}$$

Kde:

- P_V je ventilační ztráta jednoho ozubeného kola [kW]
- d_w je valivý průměr ozubeného kola [mm]
- n jsou otáčky ozubeného kola [ot/min]
- b je šířka ozubeného kola [mm]
- β_w je úhel sklonu boční křivky zubu na valivé kružnici [°]
- m_n je normální modul ozubení [mm]
- A je koeficient vyjadřující vnitřní uspořádání skříně (1000 až 4000)

Ventilační ztráty kola 1

$$P_{V1} = \frac{550,355^2 \cdot 5\,650^2 \cdot 230 \cdot \cos^3 13,54^\circ \cdot 5,5 \cdot 1,42 \cdot 10^{-11}}{4000} = 39,9 \text{ kW}$$

Ventilační ztráty kola 2

$$P_{V2} = \frac{249,645^2 \cdot 12\,456^2 \cdot 235 \cdot \cos^3 13,54^\circ \cdot 5,5 \cdot 1,42 \cdot 10^{-11}}{4000} = 40,8 \text{ kW}$$

Celkové ventilační ztráty

$$P_V = P_{V1} + P_{V2} = 39,9 + 40,8 = 80,7 \text{ kW}$$

5.3 Ztráty v ložiskách

5.3.1 Radiální ložiska pomaloběžné hřídele

Jelikož se jedná o hydrodynamická ložiska s fixní geometrií, lze výpočet jejich ztrát provést podle více zmíněné normy ANSI/AGMA 6011 – I03. V kapitole 3.6.2 je zmíněno, že použitá ložiska mají kruhový průřez. Kruhový průřez byl zvolen na základě porovnání ztrát mezi ložisky s kruhovým průřezem a eliptickým, tzv. citronovým ložiskem.

Vzorec pro výpočet ztrát v radiálním hydrodynamickém ložisku

$$P_R = \mu \cdot n^2 \cdot \frac{d^3 \cdot L \cdot j \cdot 1,723 \cdot 10^{-17}}{c}$$

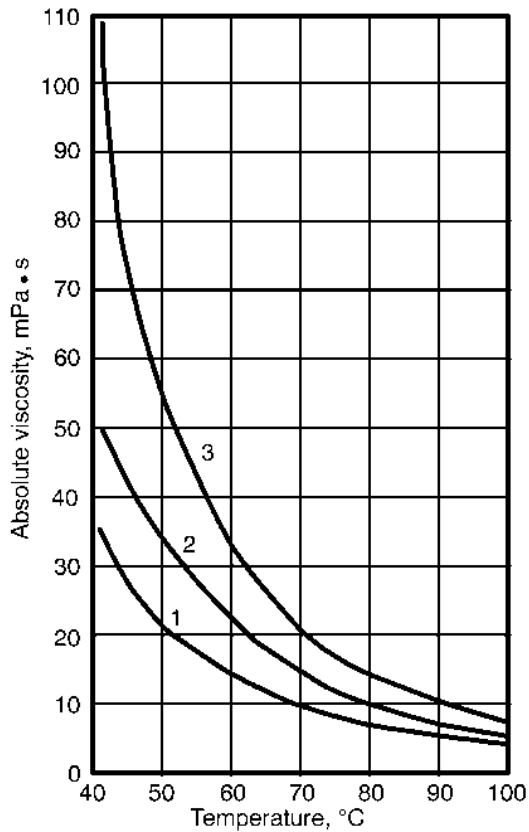
Kde:

- μ je viskozita oleje [mPa·s]
- n jsou otáčky ložiskového čepu [ot/min]
- d je průměr ložiska [mm]
- L je délka ložiska [mm]
- j je koeficient ztráty výkonu v ložisku
- c je ložisková vůle [mm]
- w je měrné zatížení ložiska [kPa]

Pro určení koeficientu je třeba vypočítat Sommerfeldovo číslo

$$S_o = \frac{d^2 \cdot \mu \cdot n \cdot 10^{-6}}{c^2 \cdot w \cdot 60}$$

Ložiska jsou mazána olejem ISO – VG 46. Teplota oleje v ložisku je 70°C. Viskozita oleje $\mu = 10$ mPa·s je odečtena z diagramu na Obr. 54. Měrný tlak v pravém ložisku pomaloběžné hřídele je 2 390 kPa, v levém ložisku 2 030 kPa. Vynásobením relativní ložiskové vůle (viz kapitola 3.6.2.2) průměrem ložiska dostaneme ložiskovou vůli $c = 0,387$ mm.



- 1 ISO Grade 46
- 2 ISO Grade 68
- 3 ISO Grade 100

Sommerfeldovo číslo pro pravé ložisko

$$S_o = \frac{180^2 \cdot 10 \cdot 5\,650 \cdot 10^{-6}}{0,387^2 \cdot 2\,390 \cdot 60} = 0,085$$

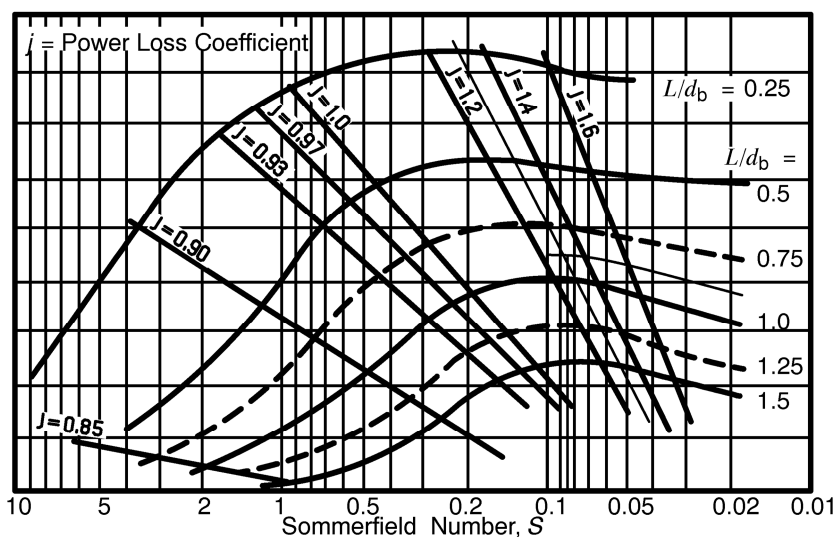
Sommerfeldovo číslo pro levé ložisko

$$S_o = \frac{180^2 \cdot 10 \cdot 5\,650 \cdot 10^{-6}}{0,387^2 \cdot 2\,030 \cdot 60} = 0,1$$

Obr. 54 – Diagram viskozity oleje [6]

5.3.1.1 Ztráta v ložiskách s kruhovým průřezem

Koeficient ztráty výkonu v ložiskách je odečten z diagramu na Obr. 55. Poměr šířky k průměru ložiska je pro obě ložiska stejný $L/d = 0,88$.



Obr. 55 – Diagram koeficientu ztráty výkonu v ložisku kruhového průřezu [6]

Koeficient ztráty výkonu v pravém ložisku je $j_p = 1,32$ a v levém ložisku $j_l = 1,22$. Nyní lze spočítat velikost výkonové ztráty v obou ložiskách.

Ztráta v pravém ložisku

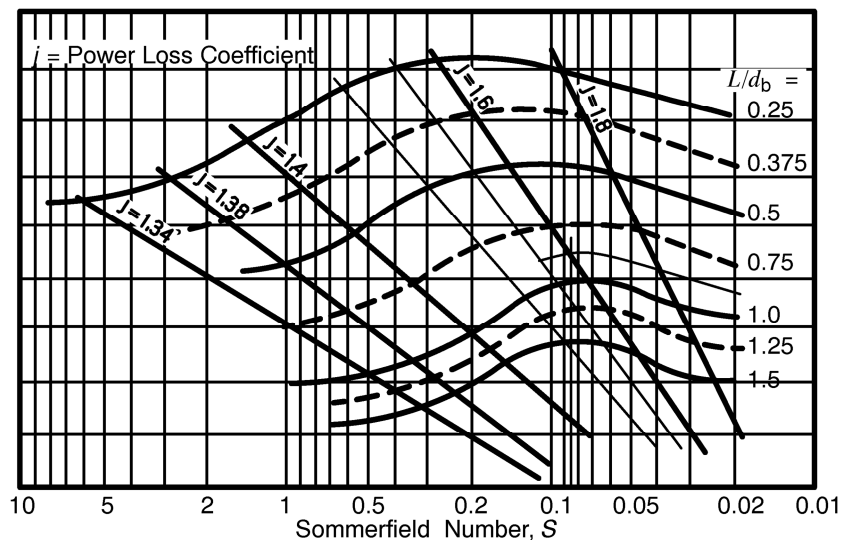
$$P_{Rp} = 10 \cdot 5 \, 650^2 \cdot \frac{180^3 \cdot 160 \cdot 1,32 \cdot 1,723 \cdot 10^{-17}}{0,387} = 17,5 \, kW$$

Ztráta v levém ložisku

$$P_{Rl} = 10 \cdot 5 \, 650^2 \cdot \frac{180^3 \cdot 160 \cdot 1,22 \cdot 1,723 \cdot 10^{-17}}{0,387} = 16,2 \, kW$$

5.3.1.2 Ztráta v ložiskách s eliptickým průřezem

Pro citronová ložiska zůstává Sommerfeldovo číslo stejné. Diagram pro zjištění koeficientu ztráty výkonu se ale liší. Zjištěné koeficienty pro tento tvar ložisek (viz diagram na Obr. 56) jsou $j_p = 1,6$ pro pravé ložisko a $j_l = 1,57$ pro levé ložisko.



Obr. 56 - Diagram koeficientu ztráty výkonu v citronovém ložisku [6]

Ztráta v pravém ložisku

$$P_{Rp} = 10 \cdot 5 \, 650^2 \cdot \frac{180^3 \cdot 160 \cdot 1,6 \cdot 1,723 \cdot 10^{-17}}{0,387} = 21,2 \, kW$$

Ztráta v levém ložisku

$$P_{Rp} = 10 \cdot 5 \, 650^2 \cdot \frac{180^3 \cdot 160 \cdot 1,57 \cdot 1,723 \cdot 10^{-17}}{0,387} = 20,8 \, kW$$

Z tohoto výpočtu je patrné, že výhodnější je použití hydrodynamických ložisek s kruhovým průřezem. V pravém ložisku vzniká o 21% menší ztráta oproti citronovému, v levém je pak ztráta menší o 28%.

5.3.2 Ložiska s naklápěcími segmenty

Ložiska s naklápěcími segmenty jsou použita pro axiální uložení obou hřídelí a pro radiální uložení rychloběžné hřídele. Diagramy, ze kterých by bylo možné ztráty odečíst, poskytuje jejich výrobce pouze pro radiální ložiska při maximálním zatížení na segment. Jak bylo zmíněno v kapitole 3.6.2.1, směr radiálních reakcí působí mezi segmenty a jejich velikost představuje 86%, resp. 80% maximální únosnosti při tomto způsobu zatížení. Ztráty v ložiskách lze počítat numericky pomocí speciálních programů. Tyto výpočty však provádí jejich výrobce na základě konfigurace, kterou požaduje zákazník (v tomto případě firma Wikov).

6 Závěr

V diplomové práci je zpracována konstrukce rychloběžné převodovky pro přenos výkonových parametrů zadaných firmou Wikov Gear s.r.o. Součástí návrhu je početní kontrola jednotlivých částí převodovky jako jsou hřídele, ozubená kola, hydrodynamická ložiska a lisovaný spoj ozubeného kola a vstupní hřídele převodovky. Převážná část kontrolních výpočtů je provedena v programu KissSoft. Součástí konstrukce je rovněž zpracování 3D modelu kompletní převodovky v CAD programu NX8.5. V závěrečné kapitole práce je proveden analytický výpočet ztrát v jednotlivých částech převodovky podle normy pro výpočet rychloběžných převodovek ANSI/AGMA 6011 – I03. Vypočtené ztráty dosahují hodnoty 0,82% celkového přenášeného výkonu. Nejedná se však o ztráty celkové, neboť v nich nejsou zahrnuty ztráty vznikající v hydrodynamických ložiskách s naklápěcími segmenty. Ztráty těchto ložisek jsou na základě individuální konfigurace ložiska počítány jejich výrobcem.

Zvláštní pozornost je při návrhu převodovky věnována ozubeným kolům, převážně pak modifikacím ozubení. Vlivem deformací jednotlivých částí převodovky dochází k nerovnoměrnému průběhu zatížení zubů při záběru. Zvláště velký vliv mají deformace na ozubená kola s velkým poměrem šířky k průměru, která se používají právě u rychloběžných převodovek pro přenos vysokých výkonů. Tento problém je řešen modifikováním ozubení, které spočívá v úpravě geometrie zubu. Při zatížení se tvary deformací a modifikací vzájemně vyruší.

Modifikace, které kompenzují elastické deformace převodovky, se ve strojírenství standardně používají mnoho let. Úkolem diplomové práce byl návrh modifikace, která by zahrnovala deformace teplotní. Ty vznikají v rychloběžných převodech s vysokou obvodovou rychlostí, u kterých dochází k nadměrnému vývoji tepla v záběru ozubených kol. V diplomové práci je provedena kontaktní analýza převodu navržené převodovky a následným zpracováním výsledků je stanoven průběh teploty na bocích zubů v průběhu kontaktu. Určení ustálené teploty zubu při provozu se však vzhledem ke složitosti úlohy a náročnosti na výpočetní výkon zjistit nepodařilo.

7 Literatura a použité zdroje

- [1] KRÁTKÝ, J., KRÓNEROVÁ, E. *Obecné strojní části 2: základní a složené převodové mechanismy*. V Plzni: Západočeská univerzita, 2011
- [2] HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. *Příručka strojního inženýra: obecné strojní části. 1, Spoje, otočná uložení, hřídelové spojky, akumulátory mechanické energie*. Praha: Computer Press, 1999
- [3] MATĚJKA, Petr. *Návrh čelní rychloběžné převodovky*. Plzeň, 2010. Diplomová práce. Západočeská univerzita v Plzni. Vedoucí práce Doc. Ing. Jaroslav KRÁTKÝ, Ph.D.
- [4] DEJL, Zdeněk, Vladimír MORAVEC a Milena HRUDIČKOVÁ. *Teoretický rozbor vlivu deformací na záběr ozubených kol a modifikace ozubení*. Ostrava, 2006. Dostupné z: http://www3.fs.cvut.cz/web/fileadmin/documents/12241-BOZEK/publikace/2006/2006_054_01.pdf
- [5] PETR, Karel. *Návrh modifikací pomocí MKP pro optimální záběrové poměry jednostupňové tramvajové převodovky*. Praha, 2011. Článek ve sborníku. České vysoké učení technické v Praze. Fakulta strojní. Vedoucí práce prof. Ing., Vojtěch, Dynybyl, Ph.D. Dostupné z: <http://stc.fs.cvut.cz/history/2011/sbornik/papers/dp.html>
- [6] ANSI/AGMA 6011-I03. *Specification for High Speed Helical Gear Units*. AMERICAN GEAR MANUFACTURERS ASSOCIATION. 1500 KING STREET, ALEXANDRIA, VIRGINIA 22314: American National Standard, 2004.
- [7] WAUKESHA BEARINGS Corporation. *Modular Tilting Pad Thrust Bearings*. Dostupné z: <http://www.waukbearing.com/en/technical-resources/company-literature/>
- [8] <http://www.wikov.cz>
- [9] VÁVRA, P. a kol. *Strojnické tabulky pro SPŠ strojnické*. Praha: SNTL, 1984

8 Seznam příloh

- Příloha č. 1: Výpočet převodu z programu KissSoft
- Příloha č. 2: Výpočet ozubeného kola 1 z programu KissSoft
- Příloha č. 3: Výpočet ozubeného kola 2 z programu KissSoft
- Příloha č. 4: Výpočet pomaloběžné hřídele z programu KissSoft
- Příloha č. 5: Výpočet rychloběžné hřídele z programu KissSoft
- Příloha č. 6: Výkres sestavy převodovky

9 Seznam obrázků

Obr. 1 – Struktura Wikov Industry a.s. [8].....	4
Obr. 2 – Kompresorová stanice tranzitního plynovodu s rychloběžnou převodovkou [5]	5
Obr. 3 – Sražení hrany na hlavě zubu	6
Obr. 4 – Protuberantní podřezání zubu	6
Obr. 5 – Deformace zubu a vznik vstupního rázu.....	7
Obr. 6 – Druhy příčných modifikací [3]	7
Obr. 7 – Deformace jednotlivých částí převodovky [5].....	8
Obr. 8 – Deformace zkroucením [4]	8
Obr. 9 – Druhy podélných modifikací [3].....	9
Obr. 10 – Kinematické schéma převodovky	10
Obr. 11 – Pomaloběžná hřídel.....	14
Obr. 12 – Uložení a zatížení pomaloběžné hřídele v programu KissSoft	15
Obr. 13 – Rychloběžná hřídel	16
Obr. 14 – Uložení a zatížení rychloběžné hřídele v programu KissSoft.....	16
Obr. 15 – Tlak a síly v lisovaném spoji.....	17
Obr. 16 – Toleranční pole lisovaného spoje.....	19
Obr. 17 – Axiální hydrodynamické ložisko s naklápěcími segmenty [7]	21
Obr. 18 – Diagram pro určení teploty v ložisku [7]	22
Obr. 19 – Radiální hydrodynamické ložisko s naklápěcími segmenty [7].....	23
Obr. 20 – Radiální ložisko pomaloběžné hřídele	24
Obr. 21 – Funkce odstřikovacího kroužku	24
Obr. 22 – Labyrintová ucpávka rychloběžné hřídele	25
Obr. 23 – Holý svařenec spodní části skříně.....	26
Obr. 24 – Kompletní spodní část skříně.....	26
Obr. 25 – Holý svařenec víka skříně	27
Obr. 26 – Kompletní víko skříně.....	27
Obr. 27 – Pohled do dělicí roviny převodovky	28
Obr. 28 – Rozstřel převodovky	29
Obr. 29 – Přívod oleje k radiálním ložiskům	30
Obr. 30 – Odvod oleje z ložisek.....	30
Obr. 31 – Přívod oleje do desky uložení axiálních ložisek	31
Obr. 32 – Přívod oleje k domku axiálních ložisek	31

Obr. 33 – Přívod oleje k axiálnímu ložisku.....	31
Obr. 34 – Přívod oleje mezi segmenty axiálního ložiska [7]	31
Obr. 35 – Přívod oleje k tryskám	32
Obr. 36 – Umístění trysek pod záběrem ozubených kol	32
Obr. 37 – Rozložení zatížení u nemodifikovaných zubů	32
Obr. 38 – Rozložení zatížení při správné podélné modifikaci	32
Obr. 39 – Odlehčení na hlavě zubu	33
Obr. 40 – Diagram příčné modifikace kola 1	33
Obr. 41 – Diagram příčné modifikace kola 2.....	34
Obr. 42 – Použité podélné modifikace	34
Obr. 43 – Velikost deformace průhybem a zkrutem	35
Obr. 44 – Diagram podélné modifikace levého boku zubu kola 2.....	35
Obr. 45 – Průběh měrného skluzu na boku zubu kola 1	36
Obr. 46 – Průběh měrného skluzu na boku zubu kola 2	36
Obr. 47 – Trojrozměrný graf průběhu kontaktní teploty.....	37
Obr. 48 – Graf kontaktní teploty v řezu 1	38
Obr. 49 – Graf kontaktní teploty v řezu 2	38
Obr. 50 – Graf kontaktní teploty v řezu 3	38
Obr. 51 – Průběh kontaktních teplot v záběru.....	39
Obr. 52 – Kontaktní křivky šikmého ozubení	40
Obr. 53 – Předpokládaná místa maximální teploty	40
Obr. 54 – Diagram viskozity oleje [6].....	44
Obr. 55 – Diagram koeficientu ztráty výkonu v ložisku kruhového průřezu [6].....	44
Obr. 56 - Diagram koeficientu ztráty výkonu v citrónovém ložisku [6].....	45

10 Seznam tabulek

Tab. 1 – Doporučené hodnoty příčných modifikací [4]	8
Tab. 2 – Doporučené hodnoty podélných modifikací [4]	9
Tab. 3 – Parametry pro návrh převodovky	10
Tab. 4 – Parametry pro návrh modulu ozubení	11
Tab. 5 – Parametry pro výrobu a kontrolu ozubení kola 1	12
Tab. 6 – Základní rozměry kola 1	12
Tab. 7 – Parametry pro výrobu a kontrolu ozubení kola 2	13
Tab. 8 – Základní rozměry kola 2	13
Tab. 9 – Síly v záběru ozubených kol	13
Tab. 10 – Základní výsledky výpočtu pomaloběžné hřídele	15
Tab. 11 – Základní výsledky výpočtu rychloběžné hřídele	16
Tab. 12 – Parametry pro výpočet nalisování kola 2	17
Tab. 13 – Výsledné dílčí přesahy uložení	19
Tab. 14 – Parametry pro kontrolu axiálních ložisek	21
Tab. 15 – Parametry ložiska TJ160-160/2DF	23
Tab. 16 – Parametry pro návrh radiálního ložiska s fixní geometrií	23
Tab. 17 – Hodnoty kontaktních teplot v jednotlivých řezech	38

PŘÍLOHA č. 1

Výpočet převodu z programu KissSoft

KISSsoft - Release 03-2012F
KISSsoft academic license for Uni Pilsen

Project
Name : DP

File
Name : prevod_novy_230
Changed by : jcertik on: 13.03.2014 at: 18:12:28

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

1-> Check in the dialog 'Define details of strength':

- Gear1 Gear2 : Input for profile modification (as for calculation of the safety against scuffing)

(Equivalent tip relief Ceq: 23.0: 23.0)
(Optimal tip relief Ceff: 26.1: 26.1)

2-> The circumferential speed is very high (162.3118 m/s)!
This causes the following:
The lubrication is no longer guaranteed.

The calculation is not anticipated for this case!

CALCULATION OF A HELICAL GEAR PAIR

Drawing or article number:
Gear 1: 0.000.0
Gear 2: 0.000.0

Calculation method DIN 3990:1987 Method B

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Power (kW)	[P]	18070.000	
Speed (1/min)	[n]	5650.0	12455.7
Torque (Nm)	[T]	30540.8	13853.6
Application factor	[KA]		1.20
Required service life	[H]		20000.00
Gear driving (+) / driven (-)		+	-

1. TOOTH GEOMETRY AND MATERIAL

(geometry calculation according to
ISO 21771:2007)

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Center distance (mm)	[a]	400.000	
Centre distance tolerance		ISO 286:2010 Measure H7	
Normal module (mm)	[mn]	5.5000	
Pressure angle at normal section (°)	[alfn]	20.0000	
Helix angle at reference circle (°)	[beta]	13.5000	
Number of teeth	[z]	97	44
Facewidth (mm)	[b]	230.00	235.00
Hand of gear		left	right
Accuracy grade	[Q-DIN 3961:1978]	6	6
Inner diameter (mm)	[di]	0.00	0.00
Inner diameter of gear rim (mm)	[dbi]	0.00	0.00

Material
Gear 1: 17NiCrMo6-4, Case-carburized steel, case-hardened
ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), core strength >=25HRC Jominy J=12mm<HRC28
Gear 2: 18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened
ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), core strength >=25HRC Jominy J=12mm<HRC28

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Surface hardness		HRC 60	HRC 61
Fatigue strength. tooth root stress (N/mm ²)	[sigFlim]	430.00	430.00
Fatigue strength for Hertzian pressure (N/mm ²)	[sigHlim]	1500.00	1500.00
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm]	1200.00	1200.00
Yield point (N/mm ²)	[Rp]	850.00	850.00
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	206000	206000
Poisson's ratio	[ny]	0.300	0.300
Mean roughness, Ra, tooth flank (µm)	[RAH]	0.60	0.60
Mean roughness height, Rz, flank (µm)	[RZH]	4.80	4.80
Mean roughness height, Rz, root (µm)	[RZF]	20.00	20.00

Tool or reference profile of gear 1 :

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
Addendum coefficient	[haP*]	1.000
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000
Protuberance height factor	[hprP*]	0.000
Protuberance angle	[alfprP]	0.000
Ramp angle	[alfKP]	0.000

not topping

Tool or reference profile of gear 2 :

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
Addendum coefficient	[haP*]	1.000
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000
Protuberance height factor	[hprP*]	0.000
Protuberance angle	[alfprP]	0.000
Ramp angle	[alfKP]	0.000

not topping

Summary of reference profile gears:

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

Type of profile modification:

for high load capacity gearboxes

Tip relief (µm)	[Ca]	23.0	23.0
-----------------	------	------	------

Lubrication type	oil injection lubrication	
Type of oil	Oil: ISO-VG 46	
Lubricant base	Mineral-oil base	
Kinem. viscosity oil at 40 °C (mm ² /s)	[nu40]	46.00
Kinem. viscosity oil at 100 °C (mm ² /s)	[nu100]	6.70
FZG test A/8.3/90 (ISO 14635-1:2006)	[FZGtestA]	12
Specific density at 15 °C (kg/dm ³)	[roOil]	0.880
Oil temperature (°C)	[TS]	70.000

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Overall transmission ratio	[itot]	-0.454	
Gear ratio	[u]	2.205	
Transverse module (mm)	[mt]	5.656	
Pressure angle at pitch circle (°)	[alf]	20.522	
Working transverse pressure angle (°)	[alfwt]	20.988	
Working pressure angle at normal section (°)	[alfwt.e/i]	21.009 / 20.988	
Helix angle at operating pitch circle (°)	[alfwn]	20.453	
Base helix angle (°)	[betaw]	13.540	
Reference centre distance (mm)	[betab]	12.672	
Sum of profile shift coefficients	[ad]	398.768	
Profile shift coefficient	[Summexi]	0.2264	
Tooth thickness (Arc) (module)	[x]	0.0326	0.1939
	[sn*]	1.5945	1.7119
Tip alteration (mm)	[k*mn]	-0.013	-0.013
Reference diameter (mm)	[d]	548.660	248.876
Base diameter (mm)	[db]	513.842	233.083
Tip diameter (mm)	[da]	559.992	261.983
(mm)	[da.e/i]	559.992 / 559.712	261.983 / 261.773
Tip diameter allowances (mm)	[Ada.e/i]	0.000 / -0.280	0.000 / -0.210
Tip chamfer / tip rounding (mm)	[hK]	0.000	0.000
Tip form diameter (mm)	[dFa]	559.992	261.983
(mm)	[dFa.e/i]	559.992 / 559.712	261.983 / 261.773
Active tip diameter (mm)	[dNa.e/i]	559.992 / 559.712	261.983 / 261.773
Operating pitch diameter (mm)	[dw]	550.355	249.645
(mm)	[dw.e/i]	550.433 / 550.355	249.681 / 249.645
Root diameter (mm)	[df]	535.268	237.259
Generating Profile shift coefficient	[xE.e/i]	0.0001 / -0.0149	0.1701 / 0.1577
Manufactured root diameter with xE (mm)	[df.e/i]	534.911 / 534.746	236.998 / 236.861
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	1.375	1.375
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	1.771 / 1.505	1.798 / 1.553
Active root diameter (mm)	[dNf]	540.275	241.689

Root form diameter (mm)	(mm)	[dNf.e/i]	540.516 / 540.275	241.962 / 241.689
		[dFf]	537.968	240.500
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)	(mm)	[dFf.e/i]	537.667 / 537.529	240.318 / 240.223
Addendum (mm)	[ha = mn * (haP*+x)]	[cF.e/i]	1.494 / 1.304	0.870 / 0.686
	(mm)	[ha.e/i]	5.666 / 5.526	6.553 / 6.448
Dedendum (mm)	[hf = mn * (hfP*-x)]	[hf.e/i]	6.874 / 6.957	5.939 / 6.008
	(mm)			
Roll angle at dFa (°)	[xsi_dFa.e/i]		24.823 / 24.744	29.403 / 29.290
Roll angle to dNa (°)	[xsi_dNa.e/i]		24.823 / 24.744	29.403 / 29.290
Roll angle to dNf (°)	[xsi_dNf.e/i]		18.700 / 18.613	15.965 / 15.713
Roll angle at dFf (°)	[xsi_dFf.e/i]		17.649 / 17.596	14.386 / 14.290
Tooth height (mm)	[H]		12.362	12.362
Virtual gear no. of teeth	[zn]		104.799	47.538
Normal tooth thickness at tip cyl. (mm)	(mm)	[san]	4.445	4.066
		[san.e/i]	4.428 / 4.252	4.067 / 3.914
Normal spacewidth at root cylinder (mm)	(mm)	[efn]	4.006	4.300
		[efn.e/i]	4.029 / 4.040	4.338 / 4.359
Max. sliding velocity at tip (m/s)		[vga]	24.168	28.628
Specific sliding at the tip		[zetaa]	0.367	0.367
Specific sliding at the root		[zetaf]	-0.580	-0.580
Sliding factor on tip		[Kga]	0.148	0.176
Sliding factor on root		[Kgf]	-0.176	-0.148
Pitch on reference circle (mm)		[pt]		17.770
Base pitch (mm)		[pbt]		16.642
Transverse pitch on contact-path (mm)		[pet]		16.642
Lead height (mm)		[pz]	7179.580	3256.717
Axial pitch (mm)		[px]		74.016
Length of path of contact (mm)		[ga, e/i]	27.846 (27.846 / 27.104)	
Length T1-A, T2-A (mm)	[T1A, T2A]		83.461(83.461/83.851)	59.807(59.807/59.577)
Length T1-B (mm)	[T1B, T2B]		94.665(94.665/94.313)	48.603(48.603/49.115)
Length T1-C (mm)	[T1C, T2C]		98.560(98.560/98.670)	44.708(44.708/44.757)
Length T1-D (mm)	[T1D, T2D]		100.103(100.103/100.493)	43.165(43.165/42.935)
Length T1-E (mm)	[T1E, T2E]		111.307(111.307/110.955)	31.961(31.961/32.473)
Length T1-T2 (mm)	[T1T2]		143.268 (143.268 / 143.427)	
Diameter of single contact point B (mm)	[d-B]		547.613(547.613/547.369)	252.540(252.540/252.936)
Diameter of single contact point D (mm)	[d-D]		551.467(551.467/551.751)	248.557(248.557/248.397)
Addendum contact ratio	[eps]		0.766(0.766/ 0.738)	0.907(0.907/ 0.890)
Minimal length of contact line (mm)	[Lmin]			388.963
Transverse contact ratio	[eps_a]			1.673
Transverse contact ratio with allowances	[eps_a.e/m/i]		1.673 / 1.651 / 1.629	
Overlap ratio	[eps_b]			3.107
Total contact ratio	[eps_g]			4.781
Total contact ratio with allowances	[eps_g.e/m/i]		4.781 / 4.758 / 4.736	

2. FACTORS OF GENERAL INFLUENCE

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Nominal circum. force at pitch circle (N)	[Ft]		111329.0
Axial force (N)	[Fa]		26727.7
Radial force (N)	[Fr]		41671.8
Normal force (N)	[Fnorm]		121840.3
Tangent.load at p.c.d.per mm (N/mm) (N/mm)	[w]		484.04
Only as information: Forces at operating pitch circle:			
Nominal circumferential force (N)	[Ftw]		110986.1
Axial force (N)	[Faw]		26727.7
Radial force (N)	[Frw]		42576.7
Circumferential speed pitch d.. (m/sec)	[v]		162.31
Running-in value (µm)	[yp]		0.8
Running-in value (µm)	[yf]		0.8
Correction coefficient	[CM]		0.800
Gear body coefficient	[CR]		1.000
Reference profile coefficient	[CBS]		0.975
Material coefficient	[E/Est]		1.000
Singular tooth stiffness (N/mm/µm)	[c']		14.779
Meshing stiffness (N/mm/µm)	[cg]		22.242
Reduced mass (kg/mm)	[mRed]		0.18164
Resonance speed (min-1)	[nE1]		1089
Nominal speed (-)	[N]		5.186
Overcritical range			
Running-in value (µm)	[ya]		0.4
Bearing distance l of pinion shaft (mm)	[l]		470.000
Distance s of pinion shaft (mm)	[s]		47.000
Outside diameter of pinion shaft (mm)	[dsh]		226.300
Load according to figure 6.8,			

	DIN 3990-1:1987 [-]		4
(0:6.8a, 1:6.8b, 2:6.8c, 3:6.8d, 4:6.8e)			
Coefficient K' according figure 6.8,	DIN 3990-1:1987 [K']		-1.00
Without support effect			
Tooth trace deviation (active) (μm)	[Fby]		4.67
from deformation of shaft (μm)	[fsh*B1]		6.11
Tooth without tooth trace modification			
Position of Contact pattern: favorable			
from production tolerances (μm)	[fma*B2]		11.00
Tooth trace deviation, theoretical (μm)	[Fbx]		5.50
Running-in value (μm)	[yby]		0.8
Dynamic factor	[KV]		1.120
Face load factor - flank	[KHb]		1.080
- Tooth root	[KFb]		1.075
- Scuffing	[KBb]		1.080
Transverse load factor - flank	[KHa]		1.000
- Tooth root	[KFa]		1.000
- Scuffing	[KBa]		1.000
Helical load factor scuffing	[Kbg]		1.300
Number of load cycles (in mio.)	[NL]	6780.000	14946.818

3. TOOTH ROOT STRENGTH

Calculation of Tooth form coefficients according method: B
 (Calculate tooth shape coefficient YF with addendum mod. x)

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 -----
Tooth form factor	[YF]	1.17	1.12
Stress correction factor	[YS]	2.52	2.51
Working angle ($^\circ$)	[alfFn]	19.81	19.93
Bending lever arm (mm)	[hF]	5.64	5.13
Tooth thickness at root (mm)	[sFn]	12.61	12.27
Tooth root radius (mm)	[roF]	1.94	2.05
(hF* = 1.025/0.932 sFn* = 2.292/2.230 roF* = 0.353/0.372 dsFn = 536.83/238.82 alfsFn = 30.00/30.00)			
Contact ratio factor	[Yeps]		1.000
Helical load factor	[Ybet]		0.888
Effective facewidth (mm)	[beff]	230.00	235.00
Nominal shear stress at tooth root (N/mm^2)			
	[sigF0]	230.97	215.46
Tooth root stress (N/mm^2)	[sigF]	333.81	311.39
Permissible bending stress at root of Test-gear			
Notch sensitivity factor	[YdrelT]	1.007	1.005
Surface factor	[YRrelT]	0.957	0.957
Size coefficient (Tooth root)	[YX]	0.995	0.995
Finite life factor	[YNT]	1.000	1.000
	[YdrelT*YRrelT*YX*YNT]	0.958	0.956
Alternating bending coefficient	[YM]	1.000	1.000
Stress correction factor	[Yst]		2.00
Limit strength tooth root (N/mm^2)	[sigFG]	824.15	822.38
Permissible tooth root stress (N/mm^2)			
	[sigFP=sigFG/SFmin]	588.68	587.41
Required safety	[SFmin]	1.40	1.40
Safety for Tooth root stress	[SF=sigFG/sigF]	2.47	2.64
Transmittable power (kW)	[kWRating]	31866.23	34087.70

4. SAFETY AGAINST PITTING (TOOTH FLANK)

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 -----
Zone factor	[ZH]		2.408
Elasticity coefficient ($\text{N}^{.5}/\text{mm}$)	[ZE]		189.812
Contact ratio factor	[Zeps]		0.773
Helix angle factor	[Zbet]		0.986
Effective facewidth (mm)	[beff]	230.00	
Nominal flank pressure (N/mm^2)	[sigH0]	585.89	
Surface pressure at operating pitch circle (N/mm^2)			
	[sigHw]		705.82
Single tooth contact factor	[ZB, ZD]	1.00	1.00
Flank pressure (N/mm^2)	[sigH]	705.82	705.82
Lubrication factor	[ZL]	0.931	0.931
Speed factor	[ZV]	1.070	1.070
Roughness factor	[ZR]	0.999	0.999

Material mating factor	[ZW]	1.000	1.000
Finite life factor	[ZNT]	1.000	1.000
	[ZL*ZV*ZR*ZNT]	0.996	0.996
Small amount of pitting permissible (0=no, 1=yes)		0	0
Size coefficient (flank)	[ZX]	1.000	1.000
Limit strength pitting (N/mm ²)	[sigHG]	1494.04	1494.04
Permissible surface pressure (N/mm ²) [sigHP=sigHG/SHmin]		1494.04	1494.04
Safety for surface pressure at operating pitch circle			
	[SHw]	2.12	2.12
Required safety	[SHmin]	1.00	1.00
Transmittable power (kW)	[kWRating]	80964.16	80964.16
Safety for stress at single tooth contact			
	[SHBD=sigHG/sigH]	2.12	2.12
(Safety regarding nominal torque)	[(SHBD)^2]	4.48	4.48

4b. MICROPITTING ACCORDING TO ISO TR 15144-1:2010

Calculation did not run. (Lubricant: Load stage micropitting test is unknown)

5. STRENGTH AGAINST SCUFFING

Calculation method according to
 DIN 3990:1987

Lubrication coefficient (for lubrication type)	[XS]	1.200	
Relative structure coefficient (Scuffing)	[XWrelT]	1.000	
Thermal contact factor (N/mm/s ^{0.5} /K)	[BM]	13.780	13.780
Relevant tip relief (µm)	[Ca]	23.00	23.00
Optimal tip relief (µm)	[Ceff]	26.12	
Effective facewidth (mm)	[beff]	230.000	
Applicable circumferential force/facewidth (N/mm)	[wBt]	913.229	
Pressure angle factor (eps1: 0.766, eps2: 0.907)	[Xalfbet]	0.987	
Flash temperature-criteria			
Tooth mass temperature (°C)	[theM-B]	105.51	
theM-B = theoil + XS*0.47*theflamax	[theflamax]	62.95	
Scuffing temperature (°C)	[theS]	469.40	
Coordinate gamma (point of highest temp.) [Gamma]		-0.189	
[Gamma.A]= -0.153 [Gamma.E]= 0.129			
Highest contact temp. (°C)	[theB]	168.46	
Flash factor (°K*N ^{-0.75} *s ^{0.5} *m ^{-0.5} mm)	[XM]	50.058	
Geometry factor	[XB]	0.110	
Load sharing factor	[XGam]	0.471	
Dynamic viscosity (mPa*s)	[etaM]	4.99	
Coefficient of friction	[mym]	0.052	
Required safety	[SBmin]	2.000	
Safety factor for scuffing (flash-temp)	[SB]	4.056	
Integral temperature-criteria			
Tooth mass temperature (°C)	[theM-C]	95.71	
theM-C = theoil + XS*0.70*theflaint	[theflaint]	30.61	
Integral scuffing temperature (°C)	[theSint]	469.40	
Flash factor (°K*N ^{-0.75} *s ^{0.5} *m ^{-0.5} mm)	[XM]	50.058	
Contact ratio factor	[Xeps]	0.238	
Dynamic viscosity (mPa*s)	[etaOil]	12.31	
Averaged coefficient of friction	[mym]	0.040	
Geometry factor	[XBE]	0.172	
Meshing factor	[XQ]	1.000	
Tip relief factor	[XCa]	1.242	
Integral tooth flank temperature (°C)	[theint]	141.63	
Required safety	[SSmin]	1.800	
Safety factor for scuffing (intg.-temp.)	[SSint]	3.314	
Safety referring to transferred torque	[SSL]	5.576	

6. MEASUREMENTS FOR TOOTH THICKNESS

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
		DIN 3967:1978 cd25	DIN 3967:1978 cd25
Tooth thickness deviation			
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[As.e/i]	-0.130 / -0.190	-0.095 / -0.145
Number of teeth spanned	[k]	12.000	6.000
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	194.939	93.703

Actual base tangent length ('span') (mm)	[Wk.e/i]	194.816 / 194.760	93.614 / 93.567
Diameter of contact point (mm)	[dMWk.m]	547.860	250.330
Theoretical diameter of ball/pin (mm)	[DM]	9.256	9.491
Eff. Diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	10.000	10.000
Theor. dim. centre to ball (mm)	[MrK]	282.159	132.934
Actual dimension centre to ball (mm)	[MrK.e/i]	281.992 / 281.914	132.823 / 132.764
Diameter of contact point (mm)	[dMMr.m]	550.338	251.741
Diametral measurement over two balls without clearance (mm)	[MdK]	564.245	265.868
Actual dimension over balls (mm)	[MdK.e/i]	563.911 / 563.756	265.645 / 265.528
Diametral measurement over rolls without clearance (mm)	[MdR]	564.318	265.868
Actual dimension over rolls (mm)	[MdR.e/i]	563.984 / 563.829	265.645 / 265.528
Dimensions over 3 rolls without clearance (mm)	[Md3R]	564.318	0.000
Actual dimensions over 3 rolls (mm)	[Md3R.e/i]	563.984 / 563.829	0.000 / 0.000
Chordal tooth thickness (no backlash) (mm)	['sn]	8.769	9.414
Actual chordal tooth thickness (mm)	['sn.e/i]	8.639 / 8.579	9.319 / 9.269
Reference chordal height from da.m (mm)	[ha]	5.629	6.585
Tooth thickness (Arc) (mm)	[sn]	8.770	9.416
(mm)	[sn.e/i]	8.640 / 8.580	9.321 / 9.271
Backlash free center distance (mm)	[aControl.e/i]	399.697	/399.548
Backlash free center distance, allowances (mm)	[jta]	-0.303	/ -0.452
Centre distance allowances (mm)	[Aa.e/i]	0.057	/ 0.000
Circumferential backlash from Aa (mm)	[jt_Aa.e/i]	0.044	/ 0.000
Radial clearance (mm)	[jr]	0.509	/ 0.303
Circumferential backlash (transverse section) (mm)	[jt]	0.389	/ 0.232
Torsional angle for fixed gear 1 (°)		0.1793	/ 0.1069
Normal backlash (mm)	[jn]	0.356	/ 0.212

7. GEAR ACCURACY

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

According to

DIN 3961:1978:

Accuracy grade	[Q-DIN3961]	6	6
Profile form deviation (µm)	[ff]	10.00	10.00
Profile slope deviation (µm)	[fHa]	7.00	7.00
Total profile deviation (µm)	[Ff]	13.00	13.00
Helix form deviation (µm)	[fffb]	14.00	14.00
Helix slope deviation (µm)	[fHfb]	11.00	11.00
Total helix deviation (µm)	[Fb]	18.00	18.00
Normal base pitch deviation (µm)	[fpe]	10.00	9.00
Single pitch deviation (µm)	[fp]	10.00	9.00
Difference between adjacent pitches (µm)	[fu]	12.00	11.00
Total cumulative pitch deviation (µm)	[Fp]	40.00	34.00
Cumulative circular pitch deviation over z/8 pitches (µm)	[Fpz/8]	25.00	22.00
Concentricity deviation (µm)	[Fr]	28.00	25.00
Tooth Thickness Variation (µm)	[Rs]	16.00	15.00
Total radial composite deviation (µm)	[Fi"]	32.00	28.00
Radial tooth-to-tooth composite deviation (µm)	[fi"]	14.00	12.00
Total tangential composite deviation (µm)	[Fi']	42.00	38.00
Tangential tooth-to-tooth composite deviation (µm)	[fi']	16.00	15.00

Axis alignment tolerances (recommendation acc. ISO TR 10064:1992, Quality

6)

Maximum value for deviation error of axis (µm)	[fSigbet]	21.46 (Fb=21.00)
Maximum value for inclination error of axes (µm)	[fSigdel]	42.91

8. ADDITIONAL DATA

Torsional stiffness (MNm/rad)	[cr]	337.7	69.5
Mean coeff. of friction (acc. Niemann)	[mum]	0.030	
Wear sliding coef. by Niemann	[zetw]	0.614	
Power loss from gear load (kW)	[PVZ]	41.978	
(Meshing efficiency (%))	[etaz]	99.768)	
Weight - calculated with da (kg)	[Mass]	443.550	99.190
Total weight (kg)	[Mass]	542.740	

Moment of inertia (System referenced to wheel 1):
calculation without consideration of the exact tooth shape
single gears ((da+df)/2...di) (kg*m²) [TraeghMom] 15.86786 0.69894
System ((da+df)/2...di) (kg*m²) [TraeghMom] 19.26473

9. DETERMINATION OF TOOTHFORM

Profile and tooth trace modifications for gear 1

Symmetric (both flanks)
- Tip relief, arc-like Caa = 23.000µm LCa = 1.019*mn dCa = 555.633mm

Profile and tooth trace modifications for gear 2

Symmetric (both flanks)
- Tip relief, arc-like Caa = 23.000µm LCa = 1.019*mn dCa = 257.061mm

Data for the tooth form calculation :
Data not available.

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
 - KHb, KFb according method C
 - KHa, KFa according to method B

End report

lines: 507

PŘÍLOHA č. 2

Výpočet ozubeného kola 1 z programu KissSoft

KISSsoft - Release 03-2012F
KISSsoft academic license for Uni Pilsen

Project
Name : DP

File
Name : kolol_z97_b230_x00326
Changed by : jcertik on: 13.03.2014 at: 18:10:53

CALCULATION OF A HELICAL GEAR

Drawing or article number: 0.000.0

Calculation method DIN 3960:1987

1. TOOTH GEOMETRY AND MATERIAL

(geometry calculation according to
ISO 21771:2007)

Normal module (mm)	[mn]	5.5000
Pressure angle at normal section (°)	[alfn]	20.0000
Helix angle at reference circle (°)	[beta]	13.5000
Number of teeth	[z]	97
Facewidth (mm)	[b]	230.00
Hand of gear		left
Accuracy grade	[Q-ISO1328:1995]	6
Inner diameter (mm)	[di]	0.00
Inner diameter of gear rim (mm)	[dbi]	0.00

Material 18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened
ISO 6336-5 Figure 9/1
Surface hardness HRC 61

Tool or reference profile of gear 1 :
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
Addendum coefficient	[haP*]	1.000
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000
Protuberance height factor	[hprP*]	0.000
Protuberance angle	[alfprP]	0.000
Ramp angle	[alfKP]	0.000

not topping

Summary of reference profile gears:

Dedendum reference profile (module)	[hFP*]	1.250
Tooth root radius Refer. profile (module)	[rofpP*]	0.250
Addendum Reference profile (module)	[haP*]	1.000
Protuberance height factor (module)	[hprP*]	0.000
Protuberance angle (°)	[alfprP]	0.000
Tip form height coefficient (module)	[hFaP*]	0.000
Ramp angle (°)	[alfKP]	0.000

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

Transverse module (mm)	[mt]	5.656
Pressure angle at pitch circle (°)	[alft]	20.522
Base helix angle (°)	[betab]	12.672

Profile shift coefficient	[x]	0.0326
Tooth thickness (Arc) (module)	[sn*]	1.5945

Reference diameter (mm)	[d]	548.660
Base diameter (mm)	[db]	513.842
Tip alteration (mm)	[k*mn]	0.000
Tip diameter (mm)	[da]	560.018
Tip diameter allowances (mm)	[da.e/i]	560.018 / 559.948
Tip chamfer / tip rounding (mm)	[Ada.e/i]	0.000 / -0.070
Tip form diameter (mm)	[hK]	0.000
Root diameter (mm)	[dFa.e/i]	560.018 / 559.948
Generating Profile shift coefficient	[df]	535.268
Manufactured root diameter with xE (mm)	[xE.e/i]	0.0001 / -0.0149
Root form diameter (mm)	[df.e/i]	534.911 / 534.746
	[dFf]	537.968

Addendum (mm)	(mm)	[dFf.e/i]	537.667 / 537.529
	[ha = mn * (haP*+x)]		5.679
	(mm)	[ha.e/i]	5.679 / 5.644
Dedendum (mm)	[hf = mn * (hfP*-x)]		6.696
	(mm)	[hf.e/i]	6.874 / 6.957
Roll angle at dFa (°)	[xsi_dFa.e/i]		24.830 / 24.810
Roll angle at dFf (°)	[xsi_dFf.e/i]		17.649 / 17.597
Tooth height (mm)	[H]		12.375
Virtual gear no. of teeth	[zn]		104.799
Normal tooth thickness at tip cyl. (mm)	[san]		4.434
	(mm)	[san.e/i]	4.331 / 4.241
Normal spacewidth at root cylinder (mm)	[efn]		4.006
	(mm)	[efn.e/i]	4.029 / 4.040
Pitch on reference circle (mm)	[pt]		17.770
Base pitch (mm)	[pbt]		16.642
Transverse pitch on contact-path (mm)	[pet]		16.642
Lead height (mm)	[pz]		7179.580
Axial pitch (mm)	[px]		74.016

2. MEASUREMENTS FOR TOOTH THICKNESS

Tooth thickness deviation			DIN 3967:1978 cd25
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)			
	[As.e/i]		-0.130 / -0.190
Number of teeth spanned	[k]		12.000
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]		194.939
Actual base tangent length ('span') (mm)	[Wk.e/i]		194.817 / 194.760
Diameter of contact point (mm)	[dMWk.m]		547.860
Theoretical diameter of ball/pin (mm)	[dm]		9.256
Eff. Diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]		10.000
Theor. dim. centre to ball (mm)	[MrK]		282.159
Actual dimension centre to ball (mm)	[MrK.e/i]		281.992 / 281.915
Diameter of contact point (mm)	[dMMr.m]		550.338
Diametral measurement over two balls without clearance (mm)	[MdK]		564.246
Actual dimension over balls (mm)	[MdK.e/i]		563.911 / 563.756
Actual dimension over rolls (mm)	[MdR.e/i]		563.984 / 563.829
Actual diametral dimensions over 3 rolls (mm)	[Md3R.e/i]		563.984 / 563.829
Tooth thickness (chordal) in pitch diameter (mm)	['sn]		8.770
	(mm)	['sn.e/i]	8.640 / 8.580
Reference chordal height from da.m (mm)	[ha]		5.695
Tooth thickness (Arc) (mm)	[sn]		8.770
	(mm)	[sn.e/i]	8.640 / 8.580

3. GEAR ACCURACY

According to			
ISO 1328:1995:			
Accuracy grade	[Q-ISO1328]		6
Single pitch deviation (µm)	[fpt]		11.00
Base circle pitch deviation (µm)	[fpb]		10.00
Cumulative circular pitch deviation over k/8 pitches (µm)	[Fpk/8]		27.00
Profile form deviation (µm)	[ffa]		13.00
Profile slope deviation (µm)	[fHa]		11.00
Total profile deviation (µm)	[Fa]		17.00
Helix form deviation (µm)	[ffb]		15.00
Helix slope deviation (µm)	[fHb]		15.00
Total helix deviation (µm)	[Fb]		21.00
Total cumulative pitch deviation (µm)	[Fp]		47.00
Concentricity deviation (µm)	[Fr]		38.00
Total radial composite deviation (µm)	[Fi"]		60.00
Radial tooth-to-tooth composite deviation (µm)	[fi"]		22.00

4. ADDITIONAL DATA

Weight - calculated with da (kg)	[Mass]		443.592
Moment of inertia			
calculation without consideration of the exact tooth shape			
single gears ((da+df)/2...di) (kg*m²)	[TraeghMom]		15.87549

5. DETERMINATION OF TOOTHFORM

Profile and tooth trace modifications for gear 1

Symmetric (both flanks)

- Tip relief, arc-like Caa = 24.000µm LCa = 1.020*mn dCa = 555.652mm

Data for the tooth form calculation :
Data not available.

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

End report

lines: 178

PŘÍLOHA č. 3

Výpočet ozubeného kola 2 z programu KissSoft

KISSsoft - Release 03-2012F
KISSsoft academic license for Uni Pilsen

Project _____
Name : DP

File _____
Name : kolo2_z44_b235_x01939
Changed by : jcertik on: 13.03.2014 at: 18:11:39

CALCULATION OF A HELICAL GEAR

Drawing or article number: 0.000.0

Calculation method DIN 3960:1987

1. TOOTH GEOMETRY AND MATERIAL

(geometry calculation according to
ISO 21771:2007)

Normal module (mm)	[mn]	5.5000
Pressure angle at normal section (°)	[alfn]	20.0000
Helix angle at reference circle (°)	[beta]	13.5000
Number of teeth	[z]	44
Facewidth (mm)	[b]	235.00
Hand of gear		right
Accuracy grade	[Q-ISO1328:1995]	6
Inner diameter (mm)	[di]	0.00
Inner diameter of gear rim (mm)	[dbi]	0.00

Material 18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened
ISO 6336-5 Figure 9/1
Surface hardness HRC 61

Tool or reference profile of gear 1 :
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
Addendum coefficient	[haP*]	1.000
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000
Protuberance height factor	[hprP*]	0.000
Protuberance angle	[alfprP]	0.000
Ramp angle	[alfKP]	0.000

not topping

Summary of reference profile gears:

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

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

Transverse module (mm)	[mt]	5.656
Pressure angle at pitch circle (°)	[alft]	20.522
Base helix angle (°)	[betab]	12.672

Profile shift coefficient	[x]	0.1939
Tooth thickness (Arc) (module)	[sn*]	1.7119

Reference diameter (mm)	[d]	248.876
Base diameter (mm)	[db]	233.083
Tip alteration (mm)	[k*mn]	0.000
Tip diameter (mm)	[da]	262.009
Tip diameter allowances (mm)	[da.e/i]	262.009 / 261.799
Tip chamfer / tip rounding (mm)	[Ada.e/i]	0.000 / -0.210
Tip form diameter (mm)	[hK]	0.000
Root diameter (mm)	[dFa.e/i]	262.009 / 261.799
Generating Profile shift coefficient	[df]	237.259
Manufactured root diameter with xE (mm)	[xE.e/i]	0.1739 / 0.1614
Root form diameter (mm)	[df.e/i]	237.040 / 236.902
	[dFf]	240.500

Addendum (mm)	(mm)	[dFf.e/i]	240.347 / 240.251
		[ha = mn * (haP*+x)]	6.566
	(mm)	[ha.e/i]	6.566 / 6.461
Dedendum (mm)		[hf = mn * (hfP*-x)]	5.809
	(mm)	[hf.e/i]	5.918 / 5.987
Roll angle at dFa (°)		[xsi_dFa.e/i]	29.417 / 29.304
Roll angle at dFf (°)		[xsi_dFf.e/i]	14.415 / 14.319
Tooth height (mm)		[H]	12.375
Virtual gear no. of teeth		[zn]	47.538
Normal tooth thickness at tip cyl. (mm)		[san]	4.053
	(mm)	[san.e/i]	4.071 / 3.917
Normal spacewidth at root cylinder (mm)		[efn]	4.300
	(mm)	[efn.e/i]	4.332 / 4.353
Pitch on reference circle (mm)		[pt]	17.770
Base pitch (mm)		[pbt]	16.642
Transverse pitch on contact-path (mm)		[pet]	16.642
Lead height (mm)		[pz]	3256.717
Axial pitch (mm)		[px]	74.016

2. MEASUREMENTS FOR TOOTH THICKNESS

Tooth thickness deviation			DIN 3967:1978 d25
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)			
		[As.e/i]	-0.080 / -0.130
Number of teeth spanned		[k]	6.000
Base tangent length (no backlash) (mm)		[Wk]	93.703
Actual base tangent length ('span') (mm)		[Wk.e/i]	93.628 / 93.581
Diameter of contact point (mm)		[dMWk.m]	250.335
Theoretical diameter of ball/pin (mm)		[dm]	9.491
Eff. Diameter of ball/pin (mm)		[DMeff]	10.000
Theor. dim. centre to ball (mm)		[MrK]	132.934
Actual dimension centre to ball (mm)		[MrK.e/i]	132.840 / 132.782
Diameter of contact point (mm)		[dMMr.m]	251.774
Diametral measurement over two balls without clearance (mm)		[MdK]	265.868
Actual dimension over balls (mm)		[MdK.e/i]	265.681 / 265.563
Actual dimension over rolls (mm)		[MdR.e/i]	265.681 / 265.563
Tooth thickness (chordal) in pitch diameter (mm)			
		['sn]	9.414
	(mm)	['sn.e/i]	9.334 / 9.284
Reference chordal height from da.m (mm)		[ha]	6.598
Tooth thickness (Arc) (mm)		[sn]	9.416
	(mm)	[sn.e/i]	9.336 / 9.286

3. GEAR ACCURACY

According to			
ISO 1328:1995:			
Accuracy grade		[Q-ISO1328]	6
Single pitch deviation (µm)		[fpt]	10.00
Base circle pitch deviation (µm)		[fpb]	9.50
Cumulative circular pitch deviation over k/8 pitches (µm)		[Fpk/8]	20.00
Profile form deviation (µm)		[ffa]	12.00
Profile slope deviation (µm)		[fHa]	9.50
Total profile deviation (µm)		[Fa]	15.00
Helix form deviation (µm)		[ffb]	15.00
Helix slope deviation (µm)		[fHb]	15.00
Total helix deviation (µm)		[Fb]	20.00
Total cumulative pitch deviation (µm)		[Fp]	36.00
Concentricity deviation (µm)		[Fr]	29.00
Total radial composite deviation (µm)		[Fi"]	51.00
Radial tooth-to-tooth composite deviation (µm)		[fi"]	22.00

4. ADDITIONAL DATA

Weight - calculated with da (kg)		[Mass]	99.209
Moment of inertia			
calculation without consideration of the exact tooth shape			
single gears ((da+df)/2...di) (kg*m²)		[TraeghMom]	0.69932

5. DETERMINATION OF TOOTHFORM

Data for the tooth form calculation :

Data not available.

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

End report

lines: 172

PŘÍLOHA č. 4

Výpočet pomaloběžné hřídele z programu KissSoft

_____ KISSsoft - Release 03-2012F _____
 KISSsoft academic license for Uni Pilsen

_____ Project _____
 Name : DP

_____ File _____
 Name : hridel_1_pomalobezna
 Changed by : jcertik on: 13.03.2014 at: 14:42:53

Analysis of shafts, axle and beams

Input data

Coordinate system shaft: see picture W-002

Label	Shaft 1
Drawing	
Initial position (mm)	0.000
Length (mm)	1189.500
Speed (1/min)	5650.00
Sense of rotation: clockwise	
Material	C45 (1)
Young's modulus (N/mm ²)	206000.000
Poisson's ratio nu	0.300
Specific weight (kg/m ³)	7830.000
Warmth elongation coefficient (10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature (°C)	20.000
Weight of shaft (kg)	577.375
Mass moment of inertia (kg*m ²)	16.926
Momentum of mass GD ² (Nm ²)	664.177
(Notice: Weight stands for the shaft only without considering the gears)	
Weight towards	(0.000,-0.000,-1.000)
Regard gears as masses and stiffness	
Consider deformations due to shearing	
Shear correction coefficient	1.100
Contact angle of roller bearings is considered	
Housing material	18CrNiMo7-6
Warmth elongation coefficient (10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature of housing (°C)	90.000
Reference temperature (°C)	20.000

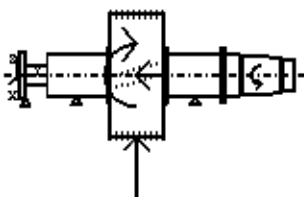
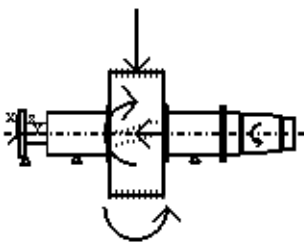


Figure: Load applications

SHAFT DEFINITION (Shaft 1)

Outer contour

<u>Cylinder (Cylinder)</u>	y= 0.00...2.00 (mm)
d=42.00 (mm), l=2.00 (mm), Rz=32.0	
<u>Cylinder (Cylinder)</u>	y= 2.00...32.00 (mm)
d=195.00 (mm), l=30.00 (mm), Rz=32.0	
<u>Cylinder (Cylinder)</u>	y= 32.00...125.00 (mm)
d=90.00 (mm), l=93.00 (mm), Rz=32.0	
Radius right (Radius right)	
r=10.00 (mm), Rz=32.0	
Radius left (Radius left)	
r=4.00 (mm), Rz=32.0	
<u>Cylinder (Cylinder)</u>	y= 125.00...382.00 (mm)
d=180.00 (mm), l=257.00 (mm), Rz= 1.8	
Relief groove right (Relief groove right)	
r=1.60 (mm), t=0.30 (mm), l=3.00 (mm), Rz=32.0	
Own Input, Form B, FKM	
<u>Cylinder (Cylinder)</u>	y= 382.00...392.00 (mm)
d=235.00 (mm), l=10.00 (mm), Rz=32.0	
Chamfer left (Chamfer left)	
l=10.00 (mm), alpha=10.00 (°)	
<u>Cylinder (Cylinder)</u>	y= 392.00...622.00 (mm)
d=535.00 (mm), l=230.00 (mm), Rz=32.0	
<u>Cylinder (Cylinder)</u>	y= 622.00...642.00 (mm)
d=240.00 (mm), l=20.00 (mm), Rz=32.0	
<u>Cylinder (Cylinder)</u>	y= 642.00...872.50 (mm)
d=180.00 (mm), l=230.50 (mm), Rz= 1.8	
Relief groove right (Relief groove right)	
r=1.60 (mm), t=0.30 (mm), l=3.00 (mm), Rz=32.0	
Own Input, Form B, FKM	
Relief groove left (Relief groove left)	
r=1.60 (mm), t=0.30 (mm), l=3.00 (mm), Rz=32.0	
Own Input, Form B, FKM	
<u>Cylinder (Cylinder)</u>	y= 872.50...892.50 (mm)
d=230.00 (mm), l=20.00 (mm), Rz= 1.8	
<u>Cylinder (Cylinder)</u>	y= 892.50...954.50 (mm)
d=180.00 (mm), l=62.00 (mm), Rz=16.0	
Chamfer left (Chamfer left)	
l=9.10 (mm), alpha=-70.00 (°)	
<u>Cylinder (Cylinder)</u>	y= 954.50...962.10 (mm)
d=170.00 (mm), l=7.60 (mm), Rz=32.0	
Radius left (Radius left)	
r=4.00 (mm), Rz=32.0	
<u>Taper (Cone)</u>	y= 962.10...1129.50 (mm)
d1=170.00 (mm), dr=153.00 (mm), l=167.40 (mm), Rz= 8.0	
Key way (Key way)	
l=160.00 (mm), Rz=32.0	
<u>Cylinder (Cylinder)</u>	y= 1129.50...1135.50 (mm)
d=122.00 (mm), l=6.00 (mm), Rz=32.0	
Radius left (Radius left)	
r=1.60 (mm), Rz=32.0	

Radius right (Radius right)
 r=1.60 (mm), Rz=32.0

Cylinder (Cylinder) y= 1135.50...1189.50 (mm)
 d=130.00 (mm), l=54.00 (mm), Rz= 8.0

Chamfer right (Chamfer right)
 l=3.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Thread (Thread) y= 1135.50...1186.50 (mm)
 t=1.50 (mm), l=51.00 (mm), Rz=32.0

Inner contour

Forces

Cylindrical gear (kolo z97 b230 x00326) y= 507.00 (mm)

Operating pitch diameter	(mm)	550.3546	
Helix angle	(°)	13.5402	left
Working pressure angle at normal section(°)		20.4535	
Position of contact point	(°)	0.0000	
Length of load application	(mm)	230.0000	
Power	(kW)	18070.0000	driving (Output)
Torque	(Nm)	-30540.8477	
Axial force	(N)	-26727.7199	
Shearing force X	(N)	-42576.6591	
Shearing force Z	(N)	110986.0701	
Bending moment X	(Nm)	0.0000	
Bending moment Z	(Nm)	-7354.8619	

Coupling (Coupling / Motor) y= 1045.80 (mm)

Eff. Diameter	(mm)	170.0000	
Radial force coefficient	(-)	0.0000	
Direction of radial force	(°)	0.0000	
Axial force coefficient	(-)	0.0000	
Length of load application	(mm)	167.4000	
Power	(kW)	18070.0000	driven (Input)
Torque	(Nm)	30540.8477	
Mass	(kg)	0.0000	

Bearing

Free bearing (radialni lozisko leve) y= 252.00 (mm)
 Degrees of freedom
 X: fixed, Y: free, Z: fixed
 Rx: free, Ry: free, Rz: free

Free bearing (radialni lozisko prave) y= 762.00 (mm)
 Degrees of freedom
 X: fixed, Y: free, Z: fixed
 Rx: free, Ry: free, Rz: free

Own Input (axialni lozisko) y= 32.00 (mm)
 Degrees of freedom
 X: free, Y: fixed, Z: free
 Rx: free, Ry: free, Rz: free

 Shaft 'Shaft 1': Cylindrical gear 'kolo z97 b230 x00326' (y= 507.0000 (mm)) is taken into account as component of the shaft.
 EI (y= 392.0000 (mm)): 828423189.2250 (Nm²), EI (y= 622.0000 (mm)): 828423189.2250 (Nm²), m (yS= 507.0000 (mm)): 23.5716 (kg)
 Jp: 1.7358 (kg*m²), Jxx: 0.9718 (kg*m²), Jzz: 0.9718 (kg*m²)

maximum deflection 20.52 μm (Shaft 1, 1189.50 (mm))

Center of mass
 Shaft 1 460.1 mm

Deformation due to torsion
 Shaft 1 [phi.t] 0.09 °

Roller bearings, classical calculation (contact angle considered)

Shaft 'Shaft 1' Bearing 'radialni lozisko leve'

Position (Y-coordinate)	[y]	252.00	mm
Bearing reaction force	[Fx]	35.710	kN
Bearing reaction force	[Fy]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fz]	-52.934	kN
Bearing reaction force	[Fr]	63.853	kN (-56°)
Displacement of bearing	[ux]	-0.000	mm
Displacement of bearing	[uy]	-0.180	mm
Displacement of bearing	[uz]	0.000	mm
Displacement of bearing	[ur]	0.000	mm
Misalignment of bearing	[rx]	0.045	mrاد (0.16')
Misalignment of bearing	[ry]	0.000	mrاد (0')
Misalignment of bearing	[rz]	0.022	mrاد (0.07')
Misalignment of bearing	[rr]	0.050	mrاد (0.17')

Shaft 'Shaft 1' Bearing 'radialni lozisko prave'

Position (Y-coordinate)	[y]	762.00	mm
Bearing reaction force	[Fx]	6.867	kN
Bearing reaction force	[Fy]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fz]	-52.157	kN
Bearing reaction force	[Fr]	52.607	kN (-82.5°)
Displacement of bearing	[ux]	-0.000	mm
Displacement of bearing	[uy]	-0.591	mm
Displacement of bearing	[uz]	0.000	mm
Displacement of bearing	[ur]	0.000	mm
Misalignment of bearing	[rx]	-0.044	mrاد (-0.15')
Misalignment of bearing	[ry]	0.477	mrاد (1.64')
Misalignment of bearing	[rz]	-0.015	mrاد (-0.05')
Misalignment of bearing	[rr]	0.047	mrاد (0.16')

Shaft 'Shaft 1' Bearing 'axialni lozisko'

Position (Y-coordinate)	[y]	32.00	mm
Bearing reaction force	[Fx]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fy]	26.728	kN
Bearing reaction force	[Fz]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fr]	0.000	kN
Displacement of bearing	[ux]	0.005	mm
Displacement of bearing	[uy]	-0.000	mm
Displacement of bearing	[uz]	-0.010	mm
Displacement of bearing	[ur]	0.011	mm (-64.81°)
Misalignment of bearing	[rx]	0.046	mrاد (0.16')
Misalignment of bearing	[ry]	0.000	mrاد (0')
Misalignment of bearing	[rz]	0.022	mrاد (0.07')
Misalignment of bearing	[rr]	0.051	mrاد (0.18')

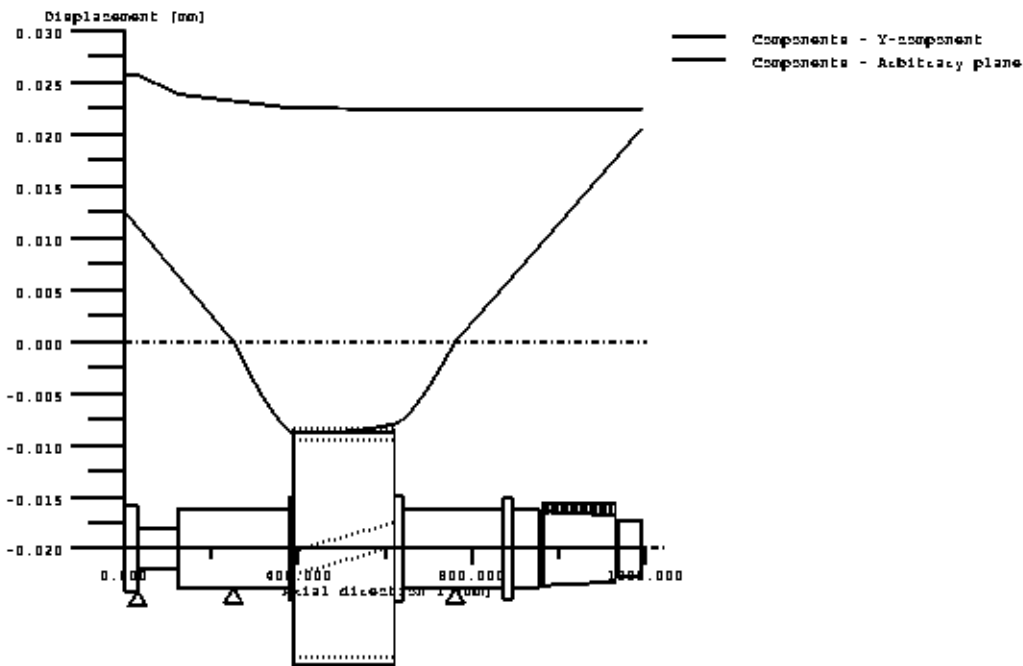
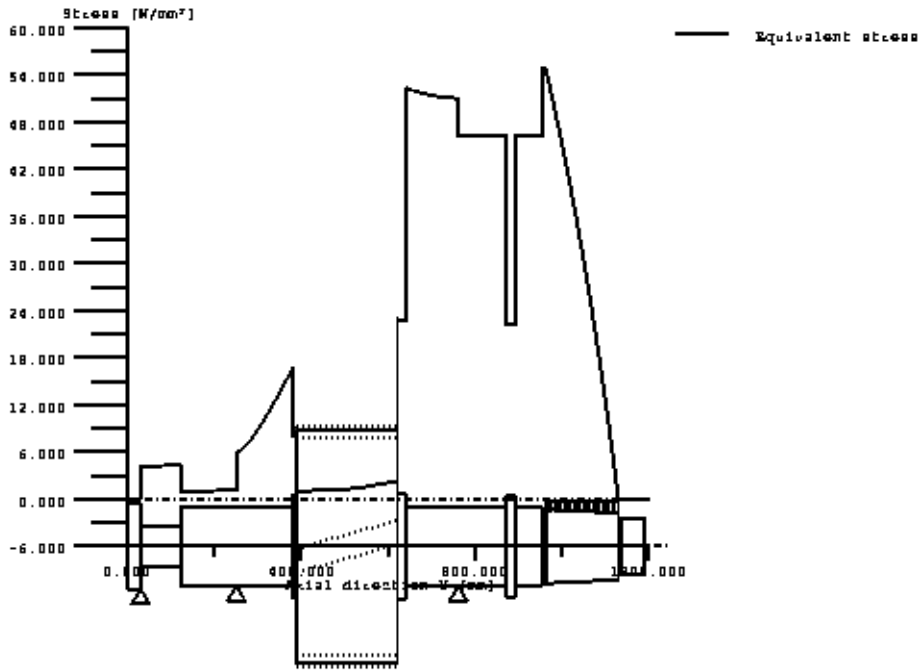


Figure: Displacement (bending etc.) (Arbitrary plane -72.28221612 °)



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

Figure: Equivalent stress



Strength calculation as specified in
DIN 743:2000

Summary

Label Shaft 1
 Drawing

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 (sig.av/sig.mv = const)

Cross section	Position (Y-Coord) (mm)	
zaplich levy	382.00	Shoulder with relief groove
zapich pravy	642.00	Shoulder with relief groove
zapich rozstrikovaciho krouzku	872.50	Shoulder with relief groove

Results:

Cross section	Kfb	Kfsig	K2d	SD	SS	
zaplich levy	3.16	0.88	0.80	3.74	19.70	
zapich pravy	3.18	0.88	0.80	2.75	4.86	
zapich rozstrikovaciho krouzku	3.14	0.88	0.80	0.80	3.55	4.97

Nominal safety: 1.20 1.20

Abbreviations:

Kfb: Notch factor bending
 Kfsig: Surface factor
 K2d: Size coefficient bending
 SD: Safety endurance limit
 SS: Safety against yield point

The requirements of the safety proof of the shaft are:

satisfied [x] not satisfied []

Design engineer:..... Date:..... Signature:.....

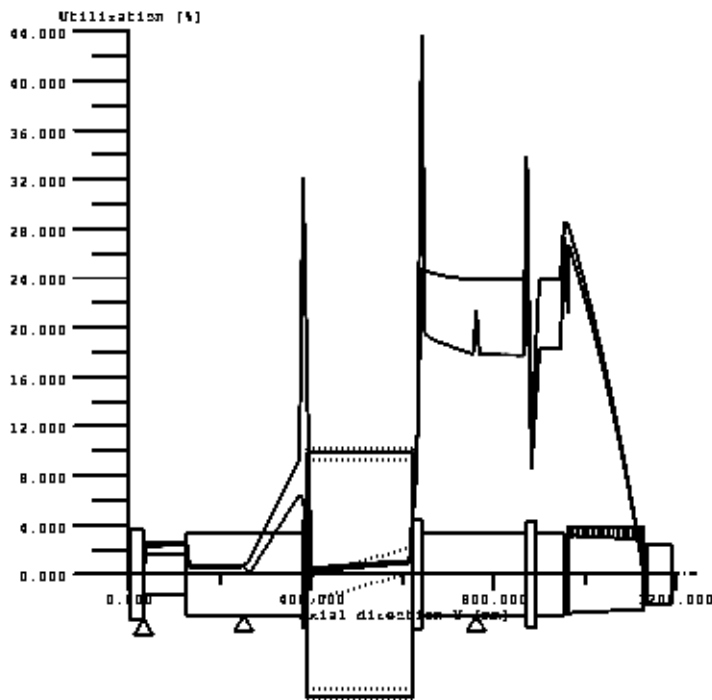


Figure: Strength

Calculation details:

General statements

Label Shaft 1
 Drawing
 Length (mm) [l] 1189.50
 Speed (1/min) [n] 5650.00
 Material C45 (1)
 Material type Through hardened steel
 Material treatment unalloyed, through hardened
 Surface treatment No

	Tension/Compression	Bending	Torsion	Shearing
Load factor static calculation	1.700	1.700	1.700	1.700
Load factor endurance limit	1.000	1.000	1.000	1.000

Reference diameter material (mm) [dB] 16.00
 sigB according DIN 743 (at dB) (N/mm²) [sigB] 700.00
 sigS according DIN 743 (at dB) (N/mm²) [sigS] 490.00
 [sigzdW] (bei dB) (N/mm²) 280.00
 [sigbW] (bei dB) (N/mm²) 350.00
 [tautW] (bei dB) (N/mm²) 210.00
 Thickness of raw material (mm) [dWerkst] 540.00
 Material data calculated according DIN743/3 with Kl(d)
 Material strength calculated from size of raw material
 Geometric size coefficient Kld calculated from raw material diameter
 [sigBeff] (N/mm²) 469.00
 [sigSeff] (N/mm²) 328.30
 [sigbF] (N/mm²) 393.96
 [tautF] (N/mm²) 227.45
 [sigzdW] (N/mm²) 187.60
 [sigbW] (N/mm²) 234.50
 [tautW] (N/mm²) 140.70

Endurance limit for single stage use

Calculation for load case 2 (sig.av/sig.mv = const)

Cross section 'zaplich levy' Shoulder with relief groove
 Comment zaplich loziska A

Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]	382.00			
External diameter (mm)	[da]	180.000			
Inner diameter (mm)	[di]	0.000			
Notch effect Shoulder with relief groove					
[D, d, D1, r, t] (mm)		235.00	179.40	180.00	1.60 0.30
Shape B					
Mean roughness (µm)	[Rz]	32.000			

		Tension/Compression Bending Torsion Shearing			
Stress: (N) (Nm)					
Mean value		-13363.9	0.0	0.0	0.0
Amplitude		13363.9	8386.9	0.0	64358.6
Maximum value		-45437.1	14257.7	0.0	109409.6
Cross section, moment of resistance: (mm ²)					
[A, Wb, Wt, A]		25277.5	566849	1133698	25277.5

Stresses: (N/mm ²)					
[sigzdm, sigbm, taum, tauqm] (N/mm ²)		-0.529	0.000	0.000	0.000
[sigzda, sigba, taua, tauqa] (N/mm ²)		0.529	14.796	0.000	3.395
[sigzdmax, sigbmax, taumax, tauqmax] (N/mm ²)		-1.798	25.153	0.000	5.771

Technological size influence	[K1(sigB)]	0.670
	[K1(sigS)]	0.670

		Tension/Compression Bending Torsion		
Stress concentration factor	[alfa]	4.362	3.787	2.443
References stress slope	[G']	1.514	1.514	0.719
Notch sensitivity factor n	[n]	1.199	1.199	1.137
Notch effect coefficient	[beta]	3.638	3.158	2.149
Geometrical size influence	[K2(d)]	1.000	0.800	0.800
Influence coefficient surface roughness	[KF]	0.877	0.877	0.930
Influence coefficient surface strengthening	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	3.777	4.087	2.761

Present margin of safety for endurance limit:				
Equivalent mean stress (N/mm ²)	[sigmV]	0.529		
Equivalent mean stress (N/mm ²)	[taumV]	0.305		
Fatigue limit of part (N/mm ²)	[sigWK]	49.666	57.374	50.951
Influence coeff. mean stress sensitivity.				
	[PsisigK]	0.056	0.065	0.057
Permissible amplitude (N/mm ²)	[sigADK]	52.607	57.508	50.951
Margin of safety endurance limit	[S]		3.741	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		311.7	

Present margin of safety for proof against exceed of yield point:				
Static notch sensitivity factor	[K2F]	1.000	1.200	1.200
Increase coefficient	[gammaF]	1.150	1.150	1.000
Yield stress of part (N/mm ²)	[sigFK]	377.545	453.054	227.453
Margin of safety yield stress	[S]		19.702	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		1641.8	

Cross section 'zapich pravý' Shoulder with relief groove

Comment		zapich loziska B			
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]	642.00			
External diameter (mm)	[da]	180.000			
Inner diameter (mm)	[di]	0.000			
Notch effect Shoulder with relief groove					
[D, d, D1, r, t] (mm)		240.00	179.40	180.00	1.60 0.30
Shape B					
Mean roughness (µm)	[Rz]	32.000			

		Tension/Compression Bending Torsion Shearing			
Stress: (N) (Nm)					
Mean value		-0.0	0.0	15270.4	0.0
Amplitude		0.0	6553.6	15270.4	53589.4
Maximum value		-0.0	11141.0	51919.4	91102.0
Cross section, moment of resistance: (mm ²)					
[A, Wb, Wt, A]		25277.5	566849	1133698	25277.5

Stresses: (N/mm ²)					
[sigzdm, sigbm, taum, tauqm] (N/mm ²)		-0.000	0.000	13.470	0.000
[sigzda, sigba, taua, tauqa] (N/mm ²)		0.000	11.561	13.470	2.827
[sigzdmax, sigbmax, taumax, tauqmax] (N/mm ²)		-0.000	19.654	45.797	4.805

Technological size influence	[K1(sigB)]	0.670		
	[K1(sigS)]	0.670		
			Tension/Compression	Bending Torsion
Stress concentration factor	[alfa]	4.403	3.809	2.465
References stress slope	[G']	1.512	1.512	0.719
Notch sensitivity factor n	[n]	1.199	1.199	1.137
Notch effect coefficient	[beta]	3.672	3.177	2.168
Geometrical size influence	[K2(d)]	1.000	0.800	0.800
Influence coefficient surface roughness	[KF]	0.877	0.877	0.930
Influence coefficient surface strengthening	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	3.812	4.111	2.785

Present margin of safety for endurance limit:

Equivalent mean stress (N/mm ²)	[sigmV]	23.330		
Equivalent mean stress (N/mm ²)	[taumV]	13.470		
Fatigue limit of part (N/mm ²)	[sigWK]	49.211	57.044	50.515
Influence coeff. mean stress sensitivity.	[PsisigK]	0.055	0.065	0.057
Permissible amplitude (N/mm ²)	[sigADK]	0.016	50.452	47.794
Margin of safety endurance limit	[S]		2.753	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		229.4	

Present margin of safety for proof against exceed of yield point:

Static notch sensitivity factor	[K2F]	1.000	1.200	1.200
Increase coefficient	[gammaF]	1.150	1.150	1.000
Yield stress of part (N/mm ²)	[sigFK]	377.545	453.054	227.453
Margin of safety yield stress	[S]		4.855	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		404.6	

Cross section 'zapich rozstrikovaciho krouzku' Shoulder with relief groove

Comment	zapich u rozstrikovaciho krouzku				
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]		872.50		
External diameter (mm)	[da]		180.000		
Inner diameter (mm)	[di]		0.000		
Notch effect	Shoulder with relief groove				
[D, d, D1, r, t] (mm)		230.00	179.40	180.00	1.60 0.30
Shape B					
Mean roughness (µm)	[Rz]		32.000		

			Tension/Compression	Bending Torsion	Shearing
Stress: (N) (Nm)					
Mean value		-0.0	0.0	15270.4	0.0
Amplitude		0.0	70.3	15270.4	529.5
Maximum value		-0.0	119.5	51919.4	900.2
Cross section, moment of resistance: (mm ²)					
[A, Wb, Wt, A]		25277.5	566849	1133698	25277.5

Stresses: (N/mm ²)					
[sigzdm, sigbm, taum, tauqm] (N/mm ²)		-0.000	0.000	13.470	0.000
[sigzda, sigba, taua, tauqa] (N/mm ²)		0.000	0.124	13.470	0.028
[sigzdmmax, sigbmax, taumax, tauqmax] (N/mm ²)		-0.000	0.211	45.797	0.047

Technological size influence	[K1(sigB)]	0.670		
	[K1(sigS)]	0.670		
			Tension/Compression	Bending Torsion
Stress concentration factor	[alfa]	4.314	3.761	2.418
References stress slope	[G']	1.518	1.518	0.719
Notch sensitivity factor n	[n]	1.199	1.199	1.137
Notch effect coefficient	[beta]	3.598	3.136	2.127
Geometrical size influence	[K2(d)]	1.000	0.800	0.800
Influence coefficient surface roughness	[KF]	0.877	0.877	0.930
Influence coefficient surface strengthening	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	3.737	4.060	2.734

Present margin of safety for endurance limit:

Equivalent mean stress (N/mm ²)	[sigmV]	23.330		
Equivalent mean stress (N/mm ²)	[taumV]	13.470		
Fatigue limit of part (N/mm ²)	[sigWK]	50.198	57.764	51.458
Influence coeff. mean stress sensitivity.				

Permissible amplitude (N/mm ²)	[PsisigK]	0.057	0.066	0.058
Margin of safety endurance limit	[sigADK]	0.016	2.396	48.635
Required safety	[S]		3.549	
Result (%)	[Smin]		1.200	
	[S/Smin]		295.8	

Present margin of safety
for proof against exceed of yield point:

Static notch sensitivity factor	[K2F]	1.000	1.200	1.200
Increase coefficient	[gammaF]	1.150	1.150	1.000
Yield stress of part (N/mm ²)	[sigFK]	377.545	453.054	227.453
Margin of safety yield stress	[S]		4.967	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		413.9	

Remarks:

- The shearing force is not considered in the analysis according to DIN 743..
- Cross section with square groove:
The reference diameter for the notch number is not defined.
Therefore the shaft diameter is taken as reference diameter..
- Cross section with interference fit:
The notching factor for the light fit case is no longer defined in DIN 743.
The values are imported from the FKM-Guideline..

End report

lines: 577

PŘÍLOHA č. 5

Výpočet rychloběžné hřídele z programu KissSoft

_____ KISSsoft - Release 03-2012F _____
 KISSsoft academic license for Uni Pilsen

_____ Project _____
 Name : DP

_____ File _____
 Name : hridel_2_rychlobezna
 Changed by : jcertik on: 13.03.2014 at: 17:35:59

Analysis of shafts, axle and beams

Input data

Coordinate system shaft: see picture W-002

Label	Shaft 1
Drawing	
Initial position (mm)	0.000
Length (mm)	1122.500
Speed (1/min)	12465.00
Sense of rotation: clockwise	
Material	18CrNiMo7-6
Young's modulus (N/mm ²)	206000.000
Poisson's ratio nu	0.300
Specific weight (kg/m ³)	7830.000
Warmth elongation coefficient (10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature (°C)	20.000
Weight of shaft (kg)	202.867
Mass moment of inertia (kg*m ²)	0.921
Momentum of mass GD2 (Nm ²)	36.151
Position in space (°)	0.000
Consider deformations due to shearing	
Shear correction coefficient	1.100
Contact angle of roller bearings is considered	
Reference temperature (°C)	20.000

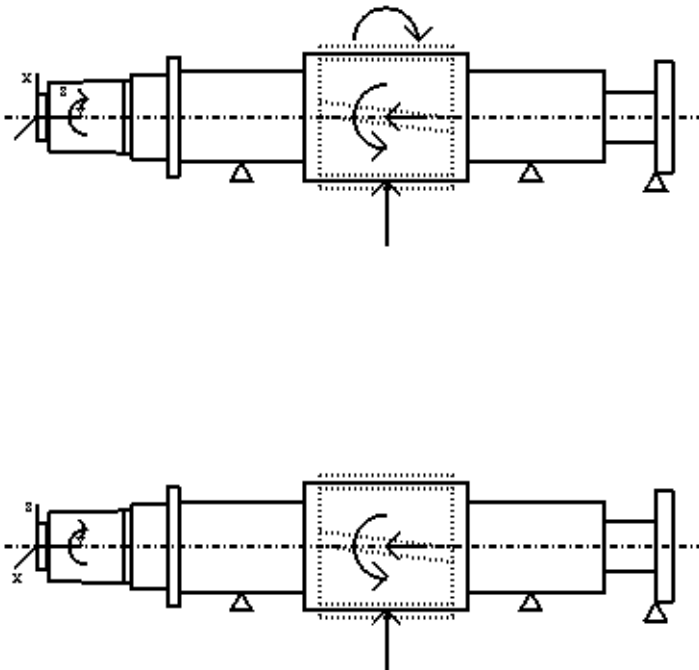


Figure: Load applications

SHAFT DEFINITION (Shaft 1)

Outer contour

<u>Cylinder (Cylinder)</u>	y= 0.00...18.20 (mm)
d=80.00 (mm), l=18.20 (mm), Rz=32.0	
Thread (Thread)	y= 2.00...18.20 (mm)
t=1.00 (mm), l=16.20 (mm), Rz=32.0	
Chamfer left (Chamfer left)	
l=2.00 (mm), alpha=45.00 (°)	
<u>Cylinder (Cylinder)</u>	y= 18.20...22.20 (mm)
d=76.00 (mm), l=4.00 (mm), Rz=32.0	
Radius left (Radius left)	
r=1.50 (mm), Rz=32.0	
Radius right (Radius right)	
r=1.50 (mm), Rz=32.0	
<u>Taper (Cone)</u>	y= 22.20...153.20 (mm)
d1=121.54 (mm), dr=127.00 (mm), l=131.00 (mm), Rz= 8.0	
<u>Cylinder (Cylinder)</u>	y= 153.20...168.00 (mm)
d=127.00 (mm), l=14.80 (mm), Rz=32.0	
Radius right (Radius right)	
r=10.00 (mm), Rz=32.0	
<u>Cylinder (Cylinder)</u>	y= 168.00...230.00 (mm)
d=150.00 (mm), l=62.00 (mm), Rz=16.0	
Chamfer right (Chamfer right)	
l=10.92 (mm), alpha=-70.00 (°)	
<u>Cylinder (Cylinder)</u>	y= 230.00...250.00 (mm)
d=210.00 (mm), l=20.00 (mm), Rz= 1.8	
<u>Cylinder (Cylinder)</u>	y= 250.00...471.00 (mm)
d=160.00 (mm), l=221.00 (mm), Rz= 1.8	
Relief groove left (Relief groove left)	
r=1.60 (mm), t=0.30 (mm), l=3.00 (mm), Rz=32.0	
Own Input, Form B, FKM	
Relief groove right (Relief groove right)	
r=1.60 (mm), t=0.30 (mm), l=3.00 (mm), Rz=32.0	
Own Input, Form B, FKM	
<u>Cylinder (Cylinder)</u>	y= 471.00...760.00 (mm)
d=225.00 (mm), l=289.00 (mm), Rz=32.0	
<u>Cylinder (Cylinder)</u>	y= 760.00...1000.00 (mm)
d=160.00 (mm), l=240.00 (mm), Rz= 1.8	
Relief groove left (Relief groove left)	
r=1.60 (mm), t=0.30 (mm), l=3.00 (mm), Rz=32.0	
Own Input, Form B, FKM	
<u>Cylinder (Cylinder)</u>	y= 1000.00...1090.50 (mm)
d=90.00 (mm), l=90.50 (mm), Rz=32.0	
Radius left (Radius left)	
r=10.00 (mm), Rz=32.0	
Radius right (Radius right)	
r=4.00 (mm), Rz=32.0	
<u>Cylinder (Cylinder)</u>	y= 1090.50...1120.50 (mm)
d=195.00 (mm), l=30.00 (mm), Rz=32.0	
<u>Cylinder (Cylinder)</u>	y= 1120.50...1122.50 (mm)
d=42.00 (mm), l=2.00 (mm), Rz=32.0	

Inner contour

Forces

Cylindrical gear (kolo z44 b235 x01939)			y= 615.50 (mm)
Operating pitch diameter	(mm)	249.6454	
Helix angle	(°)	13.5402	right
Working pressure angle at normal section(°)		20.4535	
Position of contact point	(°)	180.0000	
Length of load application	(mm)	235.0000	
Power	(kW)	18070.0000	driven (Input)
Torque	(Nm)	13843.2242	
Axial force	(N)	-26707.7397	
Shearing force X	(N)	42544.8310	
Shearing force Z	(N)	110903.1027	
Bending moment X	(Nm)	0.0000	
Bending moment Z	(Nm)	3333.7320	

Coupling (Coupling / Motor)			y= 87.60 (mm)
Eff. Diameter	(mm)	127.0000	
Radial force coefficient	(-)	0.0000	
Direction of radial force	(°)	0.0000	
Axial force coefficient	(-)	0.0000	
Length of load application	(mm)	131.0000	
Power	(kW)	18070.0000	driving (Output)
Torque	(Nm)	-13843.2242	
Mass	(kg)	0.0000	

Bearing

Free bearing (lozisko prave)			y= 870.50 (mm)
Degrees of freedom			
X: fixed, Y: free, Z: fixed			
Rx: free, Ry: free, Rz: free			

Free bearing (lozisko leve)			y= 360.50 (mm)
Degrees of freedom			
X: fixed, Y: free, Z: fixed			
Rx: free, Ry: free, Rz: free			

Own Input (axialni lozisko)			y= 1090.50 (mm)
Degrees of freedom			
X: free, Y: fixed, Z: free			
Rx: free, Ry: free, Rz: free			

maximum deflection 39.92 µm (Shaft 1, 0.00 (mm))

Center of mass
 Shaft 1 756.9 mm

Deformation due to torsion
 Shaft 1 [phi.t] 0.09 °

Roller bearings, classical calculation (contact angle considered)

Shaft 'Shaft 1' Bearing 'lozisko prave'			
Position (Y-coordinate)	[y]	870.50	mm
Bearing reaction force	[Fx]	-14.736	kN
Bearing reaction force	[Fy]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fz]	-55.454	kN
Bearing reaction force	[Fr]	57.378	kN (-104.88°)
Displacement of bearing	[ux]	0.000	mm
Displacement of bearing	[uy]	-0.003	mm
Displacement of bearing	[uz]	0.000	mm
Displacement of bearing	[ur]	0.000	mm
Misalignment of bearing	[rx]	-0.103	mrاد (-0.35')
Misalignment of bearing	[ry]	1.513	mrاد (5.2')
Misalignment of bearing	[rz]	0.037	mrاد (0.13')
Misalignment of bearing	[rr]	0.109	mrاد (0.38')

Shaft 'Shaft 1' Bearing 'lozisko leve'			
Position (Y-coordinate)	[y]	360.50	mm
Bearing reaction force	[Fx]	-27.809	kN
Bearing reaction force	[Fy]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fz]	-55.454	kN
Bearing reaction force	[Fr]	62.037	kN (-116.63°)
Displacement of bearing	[ux]	0.000	mm

Displacement of bearing	[uy]	-0.004	mm
Displacement of bearing	[uz]	0.000	mm
Displacement of bearing	[ur]	0.000	mm
Misalignment of bearing	[rx]	0.103	mrاد (0.35')
Misalignment of bearing	[ry]	1.113	mrاد (3.83')
Misalignment of bearing	[rz]	-0.041	mrاد (-0.14')
Misalignment of bearing	[rr]	0.111	mrاد (0.38')

Shaft 'Shaft 1' Bearing 'axialni lozisko'

Position (Y-coordinate)	[y]	1090.50	mm
Bearing reaction force	[Fx]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fy]	26.708	kN
Bearing reaction force	[Fz]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fr]	0.000	kN
Displacement of bearing	[ux]	-0.008	mm
Displacement of bearing	[uy]	-0.000	mm
Displacement of bearing	[uz]	-0.023	mm
Displacement of bearing	[ur]	0.024	mm (-109.96°)
Misalignment of bearing	[rx]	-0.103	mrاد (-0.35')
Misalignment of bearing	[ry]	1.513	mrاد (5.2')
Misalignment of bearing	[rz]	0.037	mrاد (0.13')
Misalignment of bearing	[rr]	0.109	mrاد (0.38')

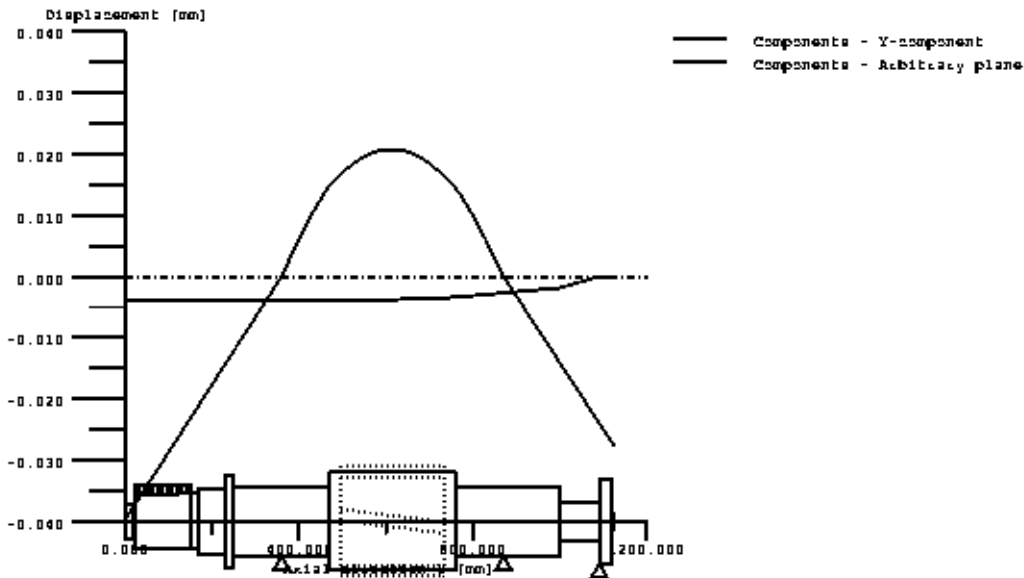
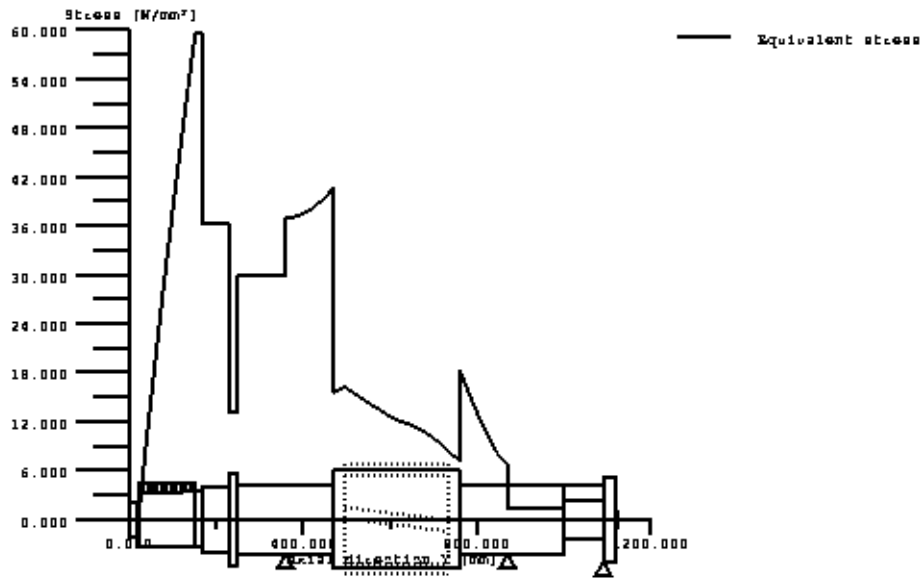
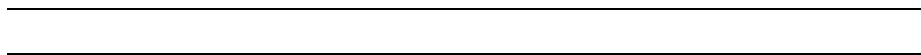


Figure: Displacement (bending etc.) (Arbitrary plane 68.00165929 °)



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

Figure: Equivalent stress



Strength calculation as specified in
DIN 743:2000

Summary

Label Shaft 1
 Drawing

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 (sig.av/sig.mv = const)

Cross section	Position (Y-Coord) (mm)	
zapich leveho loziska	471.00	Shoulder with relief groove
zapich praveho loziska	760.00	Shoulder with relief groove

Results:

Cross section	Kfb	Kfsig	K2d	SD	SS
zapich leveho loziska	2.97	0.79	0.80	5.57	11.81
zapich praveho loziska	2.97	0.79	0.80	6.38	26.26

Nominal safety: 1.20 1.20

Abbreviations:

Kfb: Notch factor bending
 Kfsig: Surface factor
 K2d: Size coefficient bending
 SD: Safety endurance limit
 SS: Safety against yield point

The requirements of the safety proof of the shaft are:

satisfied [x] not satisfied []

Design engineer:..... Date:..... Signature:.....

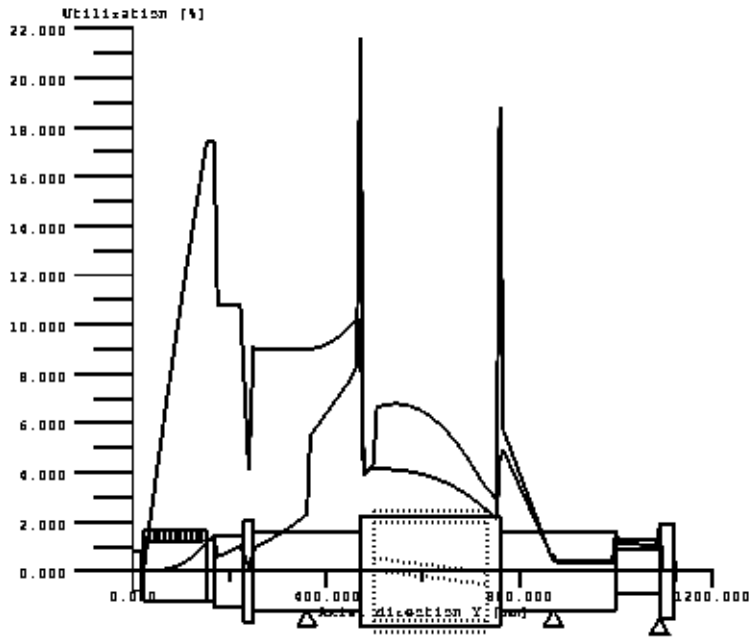


Figure: Strength

Calculation details:

General statements

Label Shaft 1
 Drawing
 Length (mm) [l] 1122.50
 Speed (1/min) [n] 12465.00
 Material 18CrNiMo7-6
 Material type Case-carburized steel
 Material treatment case-hardened
 Surface treatment No

	Tension/Compression	Bending	Torsion	Shearing
Load factor static calculation	1.700	1.700	1.700	1.700
Load factor endurance limit	1.000	1.000	1.000	1.000

Reference diameter material (mm)	[dB]	16.00
sigB according DIN 743 (at dB) (N/mm ²)	[sigB]	1150.00
sigS according DIN 743 (at dB) (N/mm ²)	[sigS]	830.00
[sigzdW] (bei dB) (N/mm ²)		460.00
[sigbW] (bei dB) (N/mm ²)		575.00
[tautW] (bei dB) (N/mm ²)		345.00
Thickness of raw material (mm)	[dWerkst]	230.00

Material data calculated according DIN743/3 with K1(d)
 Geometric size coefficient K1d calculated with shaft diameter D
 For shoulders, the geometric size coefficient K1d is calculated with shaft diameter d
 Material strength calculated from shaft diameter
 (Requirement: Heat treatment of pre-turned shaft)

Notice: The following material values are only valid for the first cross-section, the next ones are corresponding to their actual 'Diameter for size coefficient'..

[sigBeff] (N/mm ²)	1024.68
[sigSeff] (N/mm ²)	739.55
[sigbF] (N/mm ²)	813.51
[tautF] (N/mm ²)	469.68
[sigzdW] (N/mm ²)	409.87
[sigbW] (N/mm ²)	512.34
[tautW] (N/mm ²)	307.40

Endurance limit for single stage use

Calculation for load case 2 (sig.av/sig.mv = const)

Cross section 'zapich leveho loziska' Shoulder with relief groove

Comment					
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]		471.00		
External diameter (mm)	[da]		160.000		
Inner diameter (mm)	[di]		0.000		
Diameter for size coefficients (mm)	[deff]		159.400		
Notch effect Shoulder with relief groove					
[D, d, D1, r, t] (mm)		225.00	159.40	160.00	1.60 0.30
Shape B					
Mean roughness (µm)	[Rz]		32.000		
Tension/Compression Bending Torsion Shearing					
Stress: (N) (Nm)					
Mean value		-0.0	0.0	13843.2	0.0
Amplitude		0.0	6854.8	0.0	62035.2
Maximum value		-0.0	11653.1	23533.5	105459.9
Cross section, moment of resistance: (mm ²)					
[A, Wb, Wt, A]		19955.7	397617	795234	19955.7

Stresses: (N/mm ²)					
[sigzdm, sigbmn, taum, tauqm] (N/mm ²)		-0.000	0.000	17.408	0.000
[sigzda, sigba, taua, tauqa] (N/mm ²)		0.000	17.240	0.000	4.145
[sigzdmx, sigbmax, taumax, tauqmax] (N/mm ²)		-0.000	29.307	29.593	7.046

Technological size influence	[K1(sigB)]		0.740		
	[K1(sigS)]		0.740		

Tension/Compression Bending Torsion					
Stress concentration factor	[alfa]	4.295	3.693	2.424	
References stress slope	[G']	1.509	1.509	0.719	
Notch sensitivity factor n	[n]	1.245	1.245	1.169	
Notch effect coefficient	[beta]	3.450	2.966	2.074	
Geometrical size influence	[K2(d)]	1.000	0.800	0.800	
Influence coefficient surface roughness	[KF]	0.792	0.792	0.880	
Influence coefficient surface strengthening	[KV]	1.000	1.000	1.000	
Total influence coefficient	[K]	3.713	3.971	2.728	

Present margin of safety for endurance limit:					
Equivalent mean stress (N/mm ²)	[sigmV]		30.151		
Equivalent mean stress (N/mm ²)	[taumV]		17.408		
Fatigue limit of part (N/mm ²)	[sigWK]	91.736	107.221	93.638	
Influence coeff. mean stress sensitivity.					
	[PsigK]	0.057	0.067	0.058	
Permissible amplitude (N/mm ²)	[sigADK]	0.023	95.946	0.022	
Margin of safety endurance limit	[S]		5.565		
Required safety	[Smin]		1.200		
Result (%)	[S/Smin]		463.8		

Present margin of safety for proof against exceed of yield point:					
Static notch sensitivity factor	[K2F]	1.000	1.100	1.100	
Increase coefficient	[gammaF]	1.150	1.150	1.000	
Yield stress of part (N/mm ²)	[sigFK]	706.735	777.408	390.293	
Margin of safety yield stress	[S]		11.809		
Required safety	[Smin]		1.200		
Result (%)	[S/Smin]		984.1		

Cross section 'zapich praveho loziska' Shoulder with relief groove

Comment					
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]		760.00		
External diameter (mm)	[da]		160.000		
Inner diameter (mm)	[di]		0.000		
Diameter for size coefficients (mm)	[deff]		159.400		
Notch effect Shoulder with relief groove					
[D, d, D1, r, t] (mm)		225.00	159.40	160.00	1.60 0.30
Shape B					
Mean roughness (µm)	[Rz]		32.000		
Tension/Compression Bending Torsion Shearing					
Stress: (N) (Nm)					
Mean value		13353.9	0.0	0.0	0.0
Amplitude		13353.9	6340.1	0.0	57377.0
Maximum value		45403.2	10778.2	0.0	97540.9

Cross section, moment of resistance: (mm²)

[A, Wb, Wt, A] 19955.7 397617 795234 19955.7

Stresses: (N/mm²)

[sigzdm, sigbm, taum, tauqm] (N/mm²) 0.669 0.000 0.000 0.000
 [sigzda, sigba, taua, tauqa] (N/mm²) 0.669 15.945 0.000 3.834
 [sigzdmax, sigbmax, taumax, tauqmax] (N/mm²) 2.275 27.107 0.000 6.517

Technological size influence [K1(sigB)] 0.740
 [K1(sigS)] 0.740

		Tension/Compression	Bending	Torsion
Stress concentration factor	[alfa]	4.295	3.693	2.424
References stress slope	[G']	1.509	1.509	0.719
Notch sensitivity factor n	[n]	1.245	1.245	1.169
Notch effect coefficient	[beta]	3.450	2.966	2.074
Geometrical size influence	[K2(d)]	1.000	0.800	0.800
Influence coefficient surface roughness	[KF]	0.792	0.792	0.880
Influence coefficient surface strengthening	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	3.713	3.971	2.728

Present margin of safety for endurance limit:

Equivalent mean stress (N/mm ²)	[sigmV]	0.669		
Equivalent mean stress (N/mm ²)	[taumV]	0.386		
Fatigue limit of part (N/mm ²)	[sigWK]	91.736	107.221	93.638
Influence coeff. mean stress sensitivity.	[PsigK]	0.057	0.067	0.058
Permissible amplitude (N/mm ²)	[sigADK]	86.794	106.920	1.008
Margin of safety endurance limit	[S]		6.376	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		531.3	

Present margin of safety

for proof against exceed of yield point:

Static notch sensitivity factor	[K2F]	1.000	1.100	1.100
Increase coefficient	[gammaF]	1.150	1.150	1.000
Yield stress of part (N/mm ²)	[sigFK]	706.735	777.408	390.293
Margin of safety yield stress	[S]		26.255	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		2187.9	

Remarks:

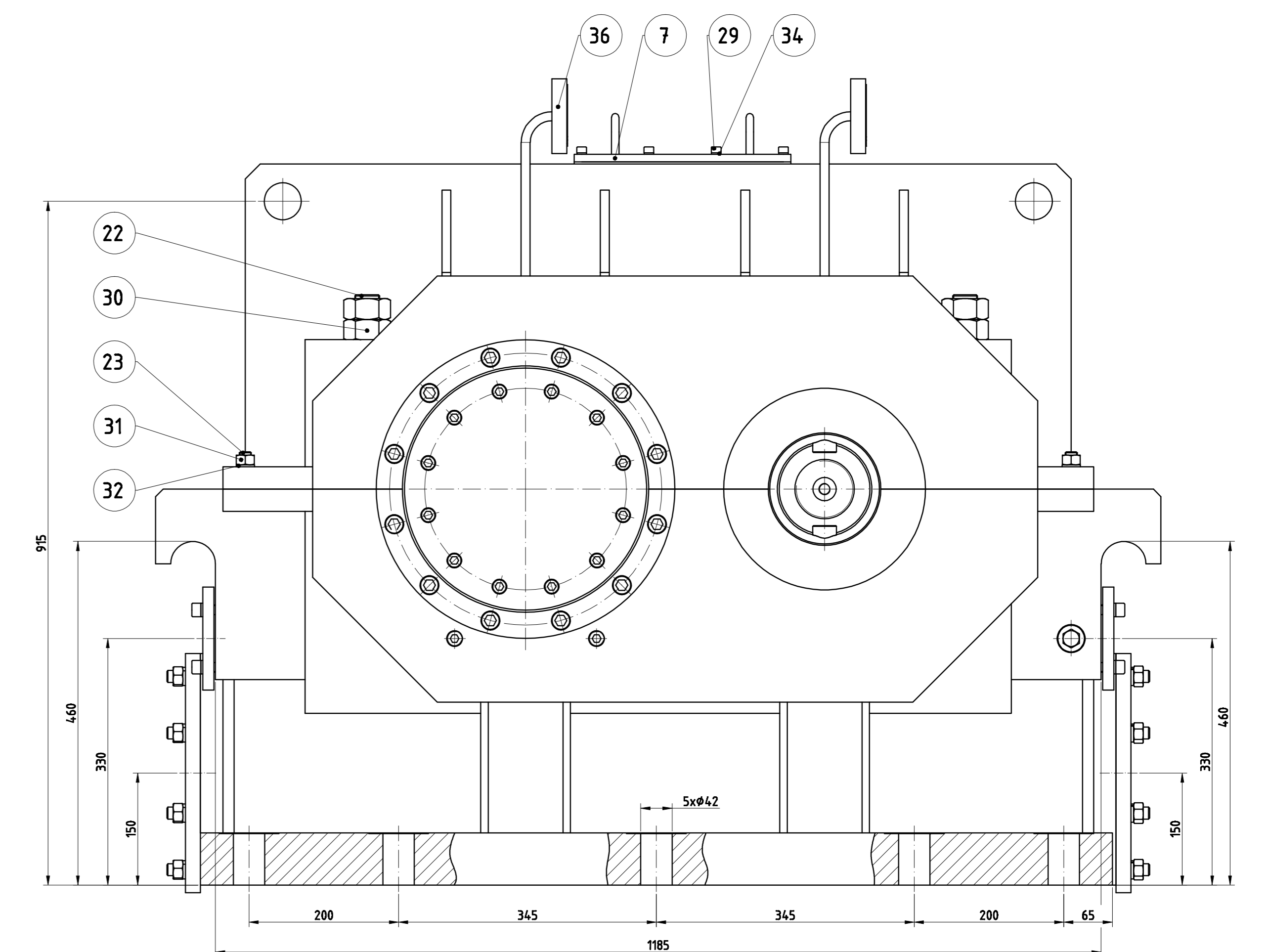
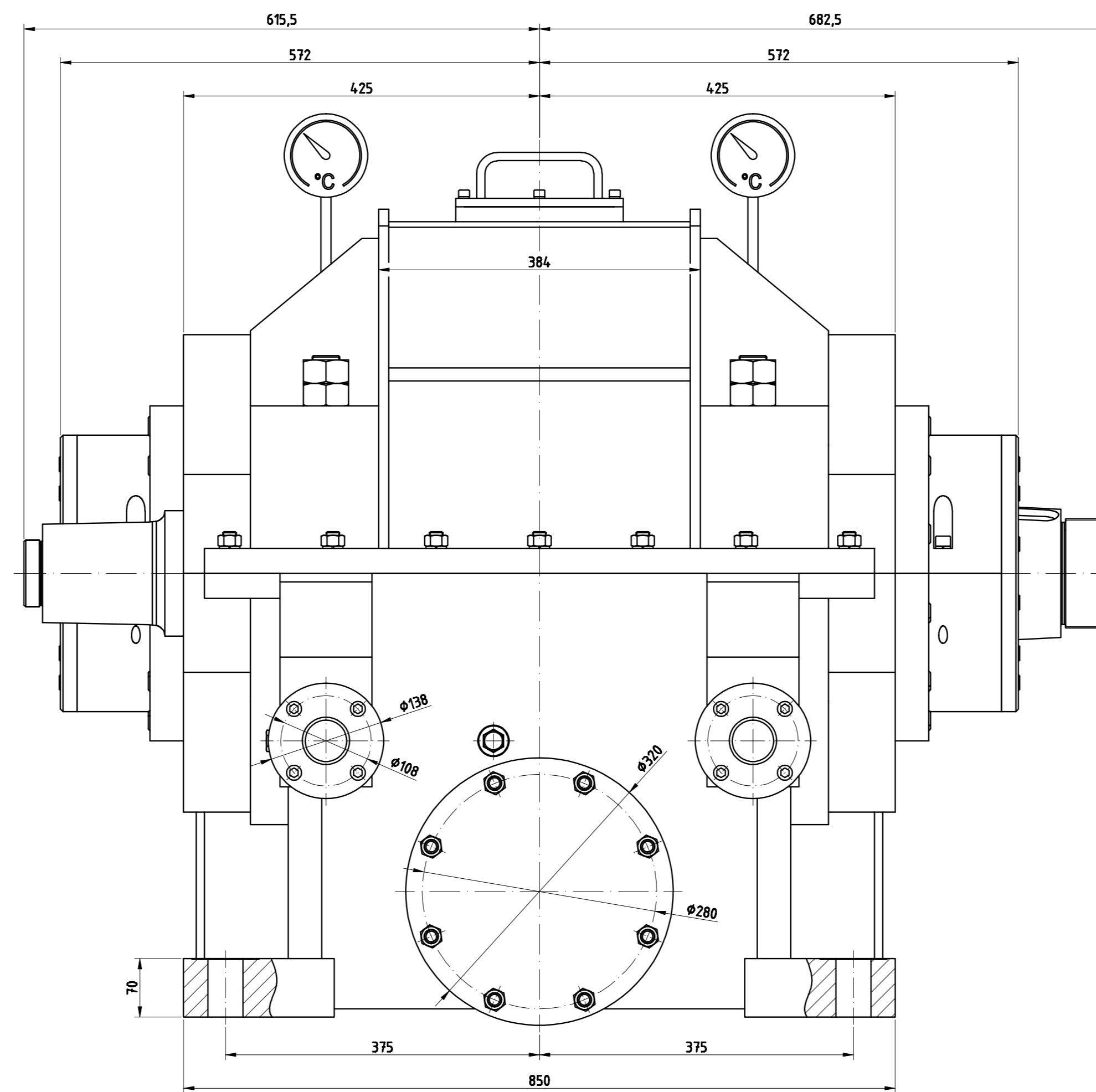
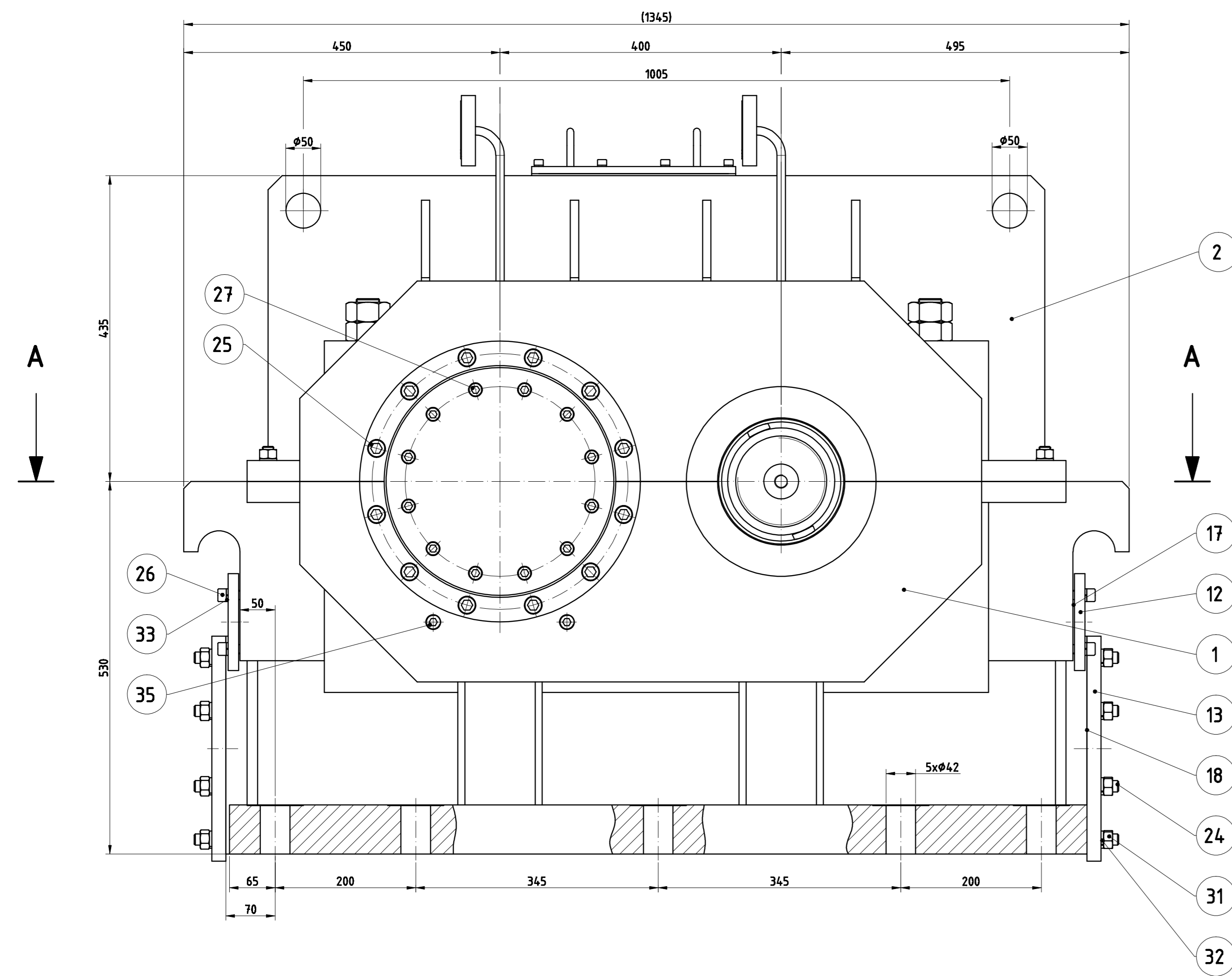
- The shearing force is not considered in the analysis according to DIN 743..
- Cross section with square groove:
 The reference diameter for the notch number is not defined.
 Therefore the shaft diameter is taken as reference diameter..
- Cross section with interference fit:
 The notching factor for the light fit case is no longer defined in DIN 743.
 The values are imported from the FKM-Guideline..

End report

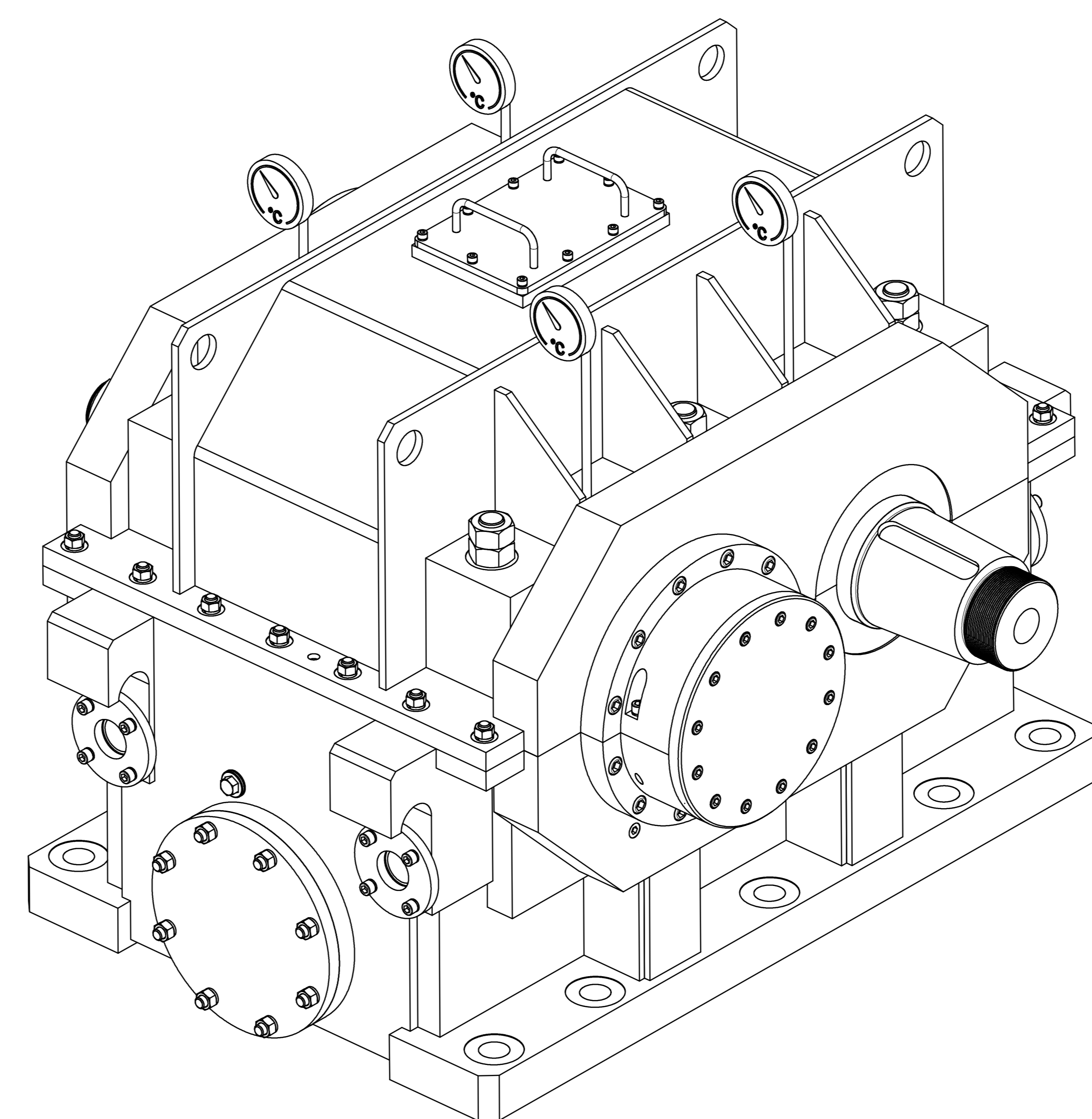
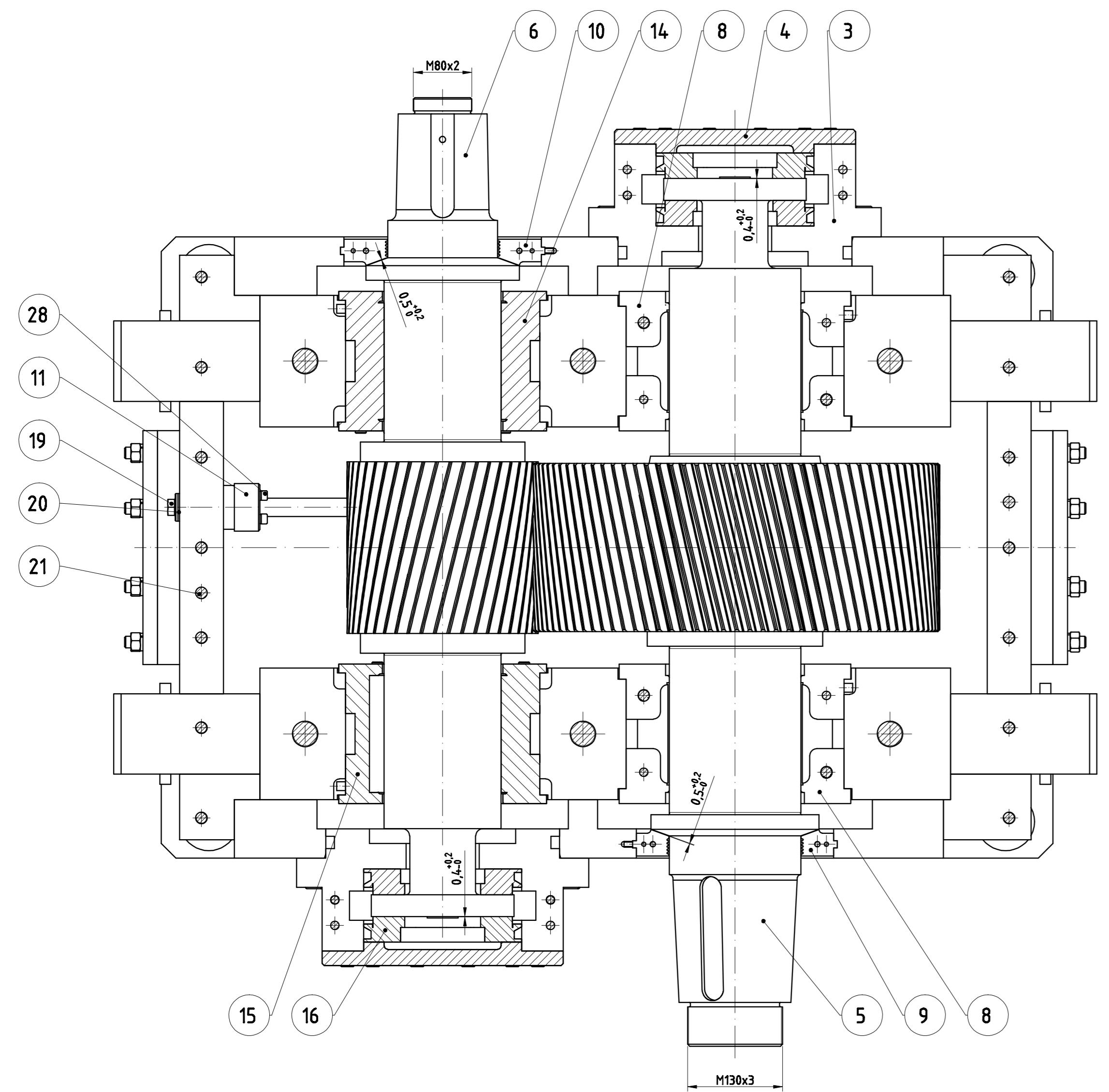
lines: 498

PŘÍLOHA č. 6

Výkres sestavy převodovky



A-A



POZ.	NÁZEV - ROZMĚR	ČÍSLO VÝKRESU	MATERIÁL	PROTĚŽNOST	MK
34	TEPLOMĚR	KOBLOD TBC-31 020 998 000	11 400	0,03 kg	4
35	ZÁTKA Ø12"	ČSN 02 1761	11 400	0,03 kg	4
36	PODLOŽKA 8	ČSN 02 1761	11 400	0,001 kg	14
33	PODLOŽKA 12	ČSN 02 1761	11 400	0,003 kg	14
32	PODLOŽKA 16	ČSN 02 1761	11 400	0,007 kg	54
31	MATECE M16	ČSN 02 1461	11 400	0,03 kg	30
30	MATECE M16x2	ČSN 02 1461	11 400	0,30 kg	12
29	ŠROUB M16x25	ČSN 02 1163	11 400	0,017 kg	10
28	ŠROUB M16x20	ČSN 02 1163	11 400	0,026 kg	4
27	ŠROUB M16x25	ČSN 02 1163	11 400	0,04 kg	24
26	ŠROUB M16x25	ČSN 02 1163	11 400	0,05 kg	16
25	ŠROUB M16x40	ČSN 02 1163	11 400	0,071 kg	24
24	ŠROUB M16x45	ČSN 02 1174	11 400	0,095 kg	16
23	ŠROUB M16x50	ČSN 02 1174	11 400	0,1 kg	16
22	ŠROUB M16x70/240	ČSN 02 1163	15 230	1,9 kg	6
21	KOLÍK M4x10	ČSN 02 2160	11 400	0,09 kg	2
20	TĚSNÍCÍ KROUŽEK Ø16x8	ČSN 02 9302	11 400	0,007 kg	2
19	ZÁTKA M16x15	ČSN 02 915	11 400	0,1 kg	2
18	KROUŽEK TĚSNÍCÍ Ø16x10 PM	ČSN 19 003	11 400	0,003 kg	2
17	KROUŽEK TĚSNÍCÍ Ø16x10 PM	ČSN 19 003	11 400	0,003 kg	4
16	LOŽISKO M16x16	WALKESSHA BEARINGS	11 400	4,48 kg	4
15	LOŽISKO T16x16x20F - 63°	WALKESSHA BEARINGS	11 400	4,1 kg	1
14	LOŽISKO T16x16x20F - 63°	WALKESSHA BEARINGS	11 400	4,1 kg	1
13	PŘÍRUBA PM Ø16x10	ČSN EN 1092-1	11 373	12,2 kg	2
12	PŘÍRUBA PM Ø16x10	ČSN EN 1092-1	11 373	1,84 kg	4
11	HAZÁK - SPONKA	ČSN EN 1092-1	11 373	22 kg	1
10	LABYRINT RYCHLOBĚŽNÝ	42 4201	11 373	2,7 kg	1
9	LABYRINT POMALOBĚŽNÝ	42 4201	11 373	3,3 kg	1
8	LOŽISKO RADÁLNÍ	11 373	11 373	43 kg	2
7	VÍŠO MATEŘÍ	11 373	11 373	4,36 kg	1
6	RYCHLOBĚŽNÁ HŘÍDEL	18CNP06-7	11 373	229 kg	2
5	POMALOBĚŽNÁ HŘÍDEL	18CNP06-7	11 373	597 kg	1
4	VÍŠO AX. LOŽISKA	11 373	11 373	14,8 kg	1
3	SKLÁDEK AX. LOŽISKA	11 373	11 373	79 kg	2
2	SOŠK VÍŠO	11 373	11 373	305 kg	1
1	SKLÁDEK SPONK	11 373	11 373	1539 kg	1

POZ. 15 NÁZEV - ROZMĚR: PŘÍRUBA Ø16x10
 ČÍSLO VÝKRESU: 3560 kg
 MATERIÁL: 15 373
 PROTĚŽNOST: 11 373
 MK: 1

NÁZEV: RYCHLOBĚŽNÁ PŘEVODOVKA
 ČÍSLO VÝKRESU: DP 2014
 TYP DOKUMENTU: VÝKRES SESTAVY
 DATUM: 23.5.2016
 AUTOR: ČERTÍK JOSEF
 SOUČÁK:

KATEDRA KONSTRUVÁNÍ STROJŮ
 FAKULTA STROJNÍ ČÁKOVSKÉ UNIVERZITY V PLZNI
 ÚSTAV 1/1