

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2301T001 Dopravní a manipulační technika

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Pohonný systém pro těžební stroj

Autor: **Bc. Martin MÍCHAL**

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

Akademický rok 2016/2017

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Martin MÍCHAL**
Osobní číslo: **S15N0036P**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní a manipulační technika**
Název tématu: **Pohonný systém pro těžební stroj**
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:

Proveďte rešerši v dané oblasti. Zpracujte tematiku z hledisek principů, srovnání jednotlivých koncepcí, konstrukčních provedení, užitných vlastností a aplikací.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

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

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

HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojního inženýra: obecné strojní části I. Praha: Computer Press, 1999

HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojního inženýra: obecné strojní části II. Praha: Computer Press, 2000

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

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Jaroslav Krátký, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů
Konzultant diplomové práce: **Radek Chmela**
TGE Transmission, s.r.o.

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



Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan



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

V Plzni dne 19. září 2016

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k 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

Touto cestou bych chtěl poděkovat vedoucímu práce Doc. Ing. Jaroslavovi Krátkému, Ph.D. a Ing. Petru Bernardinovi, Ph.D. za ochotu a vstřícnost při poskytování informací a cenných rad potřebných pro vypracování diplomové práce.

Dále bych rád poděkoval rodině za podporu poskytovanou po celou dobu studia.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Míchal	Jméno Martin		
STUDIJNÍ OBOR	2301T001 „Dopravní a manipulační technika“			
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Krátký, Ph.D.	Jméno Jaroslav		
PRACOVISŤE	ZČU - FST - KKS			
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte	
NÁZEV PRÁCE	Pohonný systém pro těžební stroj			

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

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	138	TEXTOVÁ ČÁST	98	GRAFICKÁ ČÁST	40
---------------	-----	---------------------	----	----------------------	----

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	Diplomová práce obsahuje konstrukční návrh pohonného systému pro pohon kola kolesového rýpadla KU300. Součástí práce je specifikace požadavků, vytvoření variant koncepčních návrhů a výběr optimálního řešení. Konstrukční návrh je podložen potřebnými technickými výpočty a vytvořen jako 3D model, který je dále použit pro vypracování výkresové dokumentace.
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	kolesové rýpadlo, koleso, pohonný systém, převodovka, konstrukční návrh, CAD

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Míchal	Name Martin	
FIELD OF STUDY	2301T001 “Transport and handling machinery“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Krátký, Ph.D.	Name Jaroslav	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Drive system for mining machine		

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

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	138	TEXT PART	98	GRAPHICAL PART	40
----------------	-----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	The thesis contains the design of a drive system for bucket wheel of bucket wheel excavator KU300. Part of this thesis is focused on specification of requirements, creating of the conceptual design variants and selection of optimal solution. The design is supported by the necessary technical calculations and created as 3D model, which is used for creating the drawing documentation.
KEY WORDS	bucket wheel excavator, bucket wheel, drive system, transmission, design, CAD

Obsah

1	Úvod.....	13
1.1	Zadavatel diplomové práce.....	13
2	Uvedení do problematiky	14
2.1	Těžební technika.....	14
2.1.1	Zakladače	15
2.1.1.1	Obecný popis	15
2.1.1.2	Příklady zakladačů	16
2.1.2	Korečková rýpadla	18
2.1.2.1	Obecný popis	18
2.1.2.2	Příklady korečkových rýpadel	19
2.1.3	Kolesová rýpadla.....	21
2.1.3.1	Obecný popis	21
2.1.3.2	Příklady kolesových rýpadel.....	27
2.2	Převodovky obecně.....	30
2.2.1	Skříň převodovky	32
2.2.2	Převody s přímou vazbou s využitím tvarových elementů	32
2.2.2.1	Válcová (čelní) soukolí	32
2.2.2.2	Kuželová soukolí	33
2.2.2.3	Šneková soukolí	35
2.2.2.4	Planetové převody.....	36
2.2.3	Spoje [22]	37
2.2.4	Otočná uložení [22].....	38
2.2.4.1	Kluzná ložiska.....	38
2.2.4.2	Valivá ložiska [22].....	39
2.2.5	Olejoznak	40
2.2.6	Vypouštění oleje.....	40
2.2.7	Mazání převodovky.....	41
2.2.7.1	Mazání plastickým mazivem (tukem).....	41
2.2.7.2	Mazání rozstříkem	41
2.2.7.3	Oběhové mazání.....	42

2.2.8	Těsnění převodovky	42
2.2.9	Odvzdušnění převodovky	43
3	Specifikace zadání	44
3.1	Určení převodovky	44
3.2	Zadané parametry	44
3.2.1	Parametry kola	44
3.2.2	Parametry elektromotoru	44
3.2.3	Další zadané parametry	45
3.3	Další požadavky	45
3.4	Obecné požadavky	45
3.5	Specifikace požadavků na pohonný systém kola	46
4	Konkurenční řešení	47
5	Variety řešení, volba optimálního řešení	48
5.1	Volba planetové převodovky	48
5.2	Výběr optimálního řešení	49
5.2.1	Varianta A	50
5.2.2	Varianta B	51
5.2.3	Varianta C	52
5.2.4	Hodnocení variant	54
5.2.5	Zvolená varianta	54
5.3	Ověření zadaných parametrů	54
6	Výpočet kuželo-čelního předstupně	56
6.1	Kinematické schéma převodovky	56
6.2	Výpočet ozubení	57
6.2.1	Návrh ozubení v programu KISSsoft	57
6.2.2	Návrh jednotlivých převodů	60
6.3	Výpočet ložisek	61
6.3.1	Návrh hřídele a ložisek v programu KISSsoft	61
6.3.1.1	Uložení hřídele 2	62
6.3.1.2	Uložení hřídele 3	62

6.3.1.3	Uložení hřídele 4.....	62
6.3.2	Návrh jednotlivých hřídelů a ložisek	63
6.4	Výpočet drážkování.....	65
6.4.1	Návrh drážkování v programu Inventor	65
6.4.2	Výsledky výpočtu drážkování.....	66
6.5	Návrh spoje perem.....	66
6.5.1	Návrh spoje perem v programu MITCalc	66
6.5.2	Výsledky výpočtu spoje perem	66
6.6	Kontrola šroubových spojů.....	67
6.6.1	Kontrola šroubových spojů v programu KISSsoft	67
6.6.2	Výsledky výpočtu šroubových spojů	68
7	Konstrukční řešení kuželo-čelní převodovky.....	69
7.1	Celkový popis převodovky.....	69
7.2	Skříň převodovky	70
7.3	Uložení hřídelů	72
7.3.1	Uložení vstupního hřídele	72
7.3.2	Uložení hřídele 2	73
7.3.3	Uložení hřídele 3	73
7.3.4	Uložení hřídele 4	74
7.4	Těsnění převodovky	75
7.5	Mazání převodovky	75
7.6	Další části převodovky	76
7.6.1	Vypouštění oleje.....	77
7.6.2	Prvky pro manipulaci	77
7.6.3	Prvky pro demontáž	77
8	Sestava pohonného systému.....	78
9	MKP analýza.....	81
9.1	3D model	81
9.2	Výpočtový model	82
9.2.1	Tvorba sítě.....	82

9.2.2	Zatížení a okrajové podmínky.....	85
9.3	Výsledky analýzy	88
10	Závěr.....	89
11	Použité informační zdroje	90
12	Seznam obrázků	93
13	Seznam tabulek	97
14	Seznam výkresové dokumentace	98
15	Použitý software.....	98

Přehled použitých zkratk a symbolů

Symbol	Název	Jednotka
tzv.	tak zvaný	-
tzn.	to znamená	-
apod.	a podobně	-
např.	například	-
CAD	computer aided design	-
D_k	průměr kola	m
d_{hk}	průměr hřídele kola	mm
n_{em}	jmenovité otáčky elektromotoru	1/min
n_{2v}	výstupní otáčky	1/min
v_{ok}	obvodová rychlost kola	m/s
F_{Tok}	maximální tečná síla na obvodu kola	kN
F_{rDOV}	dovolená radiální síla na hřídel kola	kN
M_{em}	jmenovitý moment elektromotoru	Nm
M_{kmax}	maximální točivý moment na kolese	kNm
M_{kminpp}	minimální točivý moment planetové převodovky	kNm
P_{em}	jmenovitý výkon elektromotoru	kW
P_{kmax}	maximální potřebný výkon	kW
P_{emz}	výkon elektromotoru snížený o ztráty v převodovce	kW
m_{em}	hmotnost elektromotoru	kg
K_a	servisní faktor	-
$L_{žp}$	doba životnosti pohonného systému	h
η_c	celková účinnost převodovky	-
η_1	účinnost 1. převodového stupně kuželo-čelní převodovky	-
η_2	účinnost 2. převodového stupně kuželo-čelní převodovky	-
η_3	účinnost 3. převodového stupně kuželo-čelní převodovky	-
η_4	účinnost planetového převodu	-

1 Úvod

Cílem mé diplomové práce je návrh a konstrukční řešení pohonu kola kolesového rýpadla. V první části této práce bude vypracována rešerše, která je zaměřena na zadanou problematiku. Budou zde tedy popsány jednotlivé těžební stroje a následně hlavní konstrukční prvky převodovky. V další části bude popsáno konkurenční řešení a specifikováno zadání. V hlavní části mé práce se budu zabývat samotným návrhem pohonného systému, který bude obsahovat volbu planetové převodovky z katalogu, varianty uspořádání kuželo-čelního předstupně, celkový konstrukční návrh kuželo-čelní převodovky, návrh rámu pro elektromotor a výběr nakupovaných komponent z katalogu výrobce. Celý pohonný systém bude vytvořen v podobě 3D modelu, který bude následně použit pro vypracování výkresové dokumentace vybraných částí.

1.1 Zadavatel diplomové práce

Zadavatelem této diplomové práce je společnost TGE Transmission s.r.o. Společnost vznikla roku 2014 a zabývá se problematikou průmyslových pohonů a převodovek. Produkty této společnosti zasahují v nemalé míře do důlního, energetického, chemického a papírenského průmyslu. Dále se společnost zabývá pohony, které jsou určeny pro zvedací zařízení, přepravu materiálu, hutnictví a stavebnictví. Cílem společnosti je poskytovat komplexní služby, které zahrnují náhradu stávajícího pohonu sériově vyráběnými převodovkami, návrh atypických převodovek podle požadavků zákazníka a servis převodovek. Společnost má sídlo v Hořovicích a technickou kancelář v Plzni.

2 Uvedení do problematiky

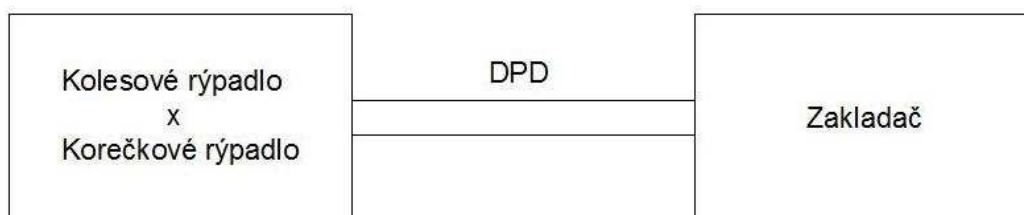
2.1 Těžební technika

Těžební technika slouží pro získávání (dobývání) nerostných surovin z povrchu planety, viz obr.: 2-1. Mezi tuto techniku, lze zařadit zakladače, rýpadla, dálkové pásové dopravníky a jejich pohonné stanice. Dále pak stroje určené pro nakládku a přepravu materiálu. Výkonnost těchto strojů je dána zejména objemem dobytého či dopraveného materiálu za jednotku času.



Obr.: 2-1 Povrchový důl Bílina [1]

V procesu dobývání surovin je na počátku použité rýpadlo, které umožní rozpojit horninu. Poté je z rýpadla materiál obvykle přesunut přes shazovací vůz na dálkovou pásovou dopravu (DPD). Dálková pásová doprava umožní přepravu natěženého materiálu k zakladači, který je umístěn v místě skládky materiálu. Schéma procesu dobývání materiálu je zobrazeno na obr.: 2-2.



Obr.: 2-2 Schéma procesu dobývání surovin

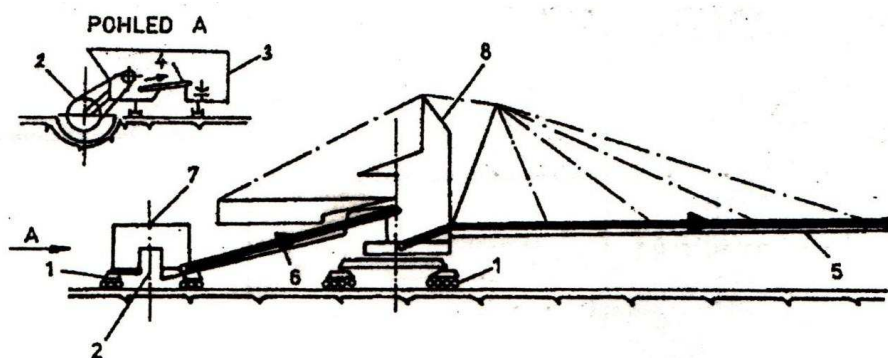
Každý stroj musí být vybaven různými pohonnými systémy, aby byl schopný konat požadované pracovní pohyby. Tématem této diplomové práce je právě jeden z pohonných systémů stroje. Pohonné systémy zakladačů, korečkových rýpadel a kolesových rýpadel si jsou podobné. V této kapitole budou proto popsány právě tyto tři velkstroje. Větší pozornost bude věnována kolesovým rýpadlům, protože právě na kolesovém rýpadle se nachází řešený pohonný systém, tedy pohon kola.

2.1.1 Zakladače

2.1.1.1 Obecný popis

Zakladače jsou zařízení, určená k zakládání vytěženého materiálu na výsypku (místo v povrchovém dole určené ke skladování materiálu). Tyto stroje se řadí do systému povrchového dobývání. Základem úspěšného provozu povrchového dolu je založení výsypek se značnou kapacitou a na vhodných místech. Výsypkové svahy musejí mít dostatečnou stabilitu, aby byl provoz zakládacích strojů bezpečný. Při zakládání výsypek musí být brán ohled na geomechanické a morfologické podmínky v místě zakládání, fyzikálně-mechanické vlastnosti zakládaného materiálu a použitou technologii zakládání. Na konstrukci zakladače má vliv zejména způsob dopravy materiálu k zakladači. Zakladače lze rozdělit na kolejové a pásové. [2]

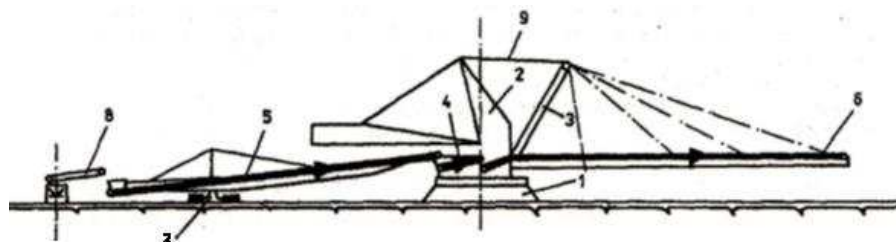
Kolejové zakladače (obr.: 2-3) se skládají ze čtyř hlavních částí (nabírací zařízení, nosná konstrukce, zakládací výložník a podvozek). Nabírací zařízení (vertikálně zdvihatelno), je u tohoto typu řešeno korečkovým řetězem s korečky. Nosná konstrukce zakladače je příhradová. Zakladač je vybaven horní otočnou stavbou a spodní stavbou, která přenáší zatížení do kolejového podvozku. Zakládací výložník je stejně jako nosná konstrukce příhradový, s možností vertikálního zdvihu. [2]



Obr.: 2-3 Obecné schéma kolejového zakladače [2]

1 – kolejový podvozek; 2 – nabírací zařízení; 3 – strojovna; 4 – podávací pás; 5 – výložník s pásovým dopravníkem; 6 – spojovací pás; 7 – nabírací pás; 8 – zakládací vůz

Pásové zakladače (obr.: 2-4) zakládají většinou tzv. blokově. Pracovní pohyby tohoto typu zakladače se rozdělují na zakládací a posuvný. Zakládací pohyb je docílen pohybem pásu na zakládacím výložníku a plynulým či postupným otáčením výložníku v horizontální rovině. Posuvný pohyb je docílen pohybem celého zakladače nebo zdvihem zakládacího výložníku. U pásových zakladačů je použit housenicový nebo kráčivý podvozek. U podpěrných vozů je použit výhradně podvozek housenicový. Spojovací most zajišťuje propojení shazovacího vozu, na který je materiál dopravován dálkovou pásovou dopravou, se samotným zakladačem. Materiál je ze spojovacího mostu veden přes podávací pás a zakládací výložník na výsypné místo. Spojovací most a zakládací výložník je příhradové konstrukce. Vertikální pohyb zakládacího výložníku je docílen pomocí kladkostroje a vrátků. [2]



Obr.: 2-4 Obecné schéma pásového zakladače [2]

1 – kráčivý podvozek; 2 – otočná horní stavba; 3 – držící výložník; 4 – podávací pás; 5 – spojovací most; 6 – zakládací výložník (pás); 7 – podpěrný housenicový podvozek; 8 – výložník shazovacího vozu; 9 – kladkostroj zdvihu

2.1.1.2 Příklady zakladačů

2.1.1.2.1 Zakladač ZP 10000

Zakladač ZP 10000 (obr.: 2-5) je používán pro zakládání skrývkového materiálu dobytého korečkovými či kolesovými rýpadly. Tímto zakladačem mohou být zakládány zeminy, vhodné pro dálkovou pásovou dopravu. K propojení zakladače a dálkové pásové dopravy slouží shazovací vůz, jak již bylo popsáno výše. Pohyb zakladače je docílen pomocí dvou kráčivých podvozků, díky nimž je stroj schopný pohybu v libovolném směru. Tento směr je možné během kroku měnit, protože jsou nohy kráčivého podvozku ovládány pomocí hydraulických válců. Z obr.: 2-5 je patrné, že spojovací most je umístěn také na kráčivém podvozku. Při modernizaci tohoto typu zakladače byl kráčivý podvozek spojovacího mostu nahrazen podvozkem housenicovým (namísto nohou je tento typ podvozku složen ze dvou pásů, které umožňují pohyb). Tento typ zakladače umožňuje nepřetržité zakládání a to i během pohybu (kráčení). Zakladač ZP 10000 je vybaven těmito hlavními částmi: hlavním kráčivým podvozkem (pod horní otočnou stavbou), podvozkem spojovacího mostu, horní otočnou stavbou, spojovacím mostem a zakládacím výložníkem. Dále pak stroj obsahuje kladkostroje, vrátky, lana a jeřáb. [3] Základní technické parametry zakladače ZP 10000 jsou uvedeny v tab.: 2-1.



Obr.: 2-5 Zakladač ZP 10000 [6]

2.1.1.2.2 Zakladač ZPDH 6300

Tento typ zakladače je určen pro zakládání nadložních zemin při odkrývání slojí hnědého uhlí. Pohyb zakladače ZPDH 6300 (obr.: 2-6) je docílen pomocí dvou housenicových podvozků. První housenicový podvozek je umístěn pod spodní stavbou zakladače. Druhý housenicový podvozek je použit pro pojezd spojovacího mostu. Pro bezproblémové ovládání pojezdu je zakladač vybaven řídicím systémem. Pro bezpečný provoz zakladače je kabina řidiče vybavena monitory, na kterých je možné sledovat informace o stavu zařízení. [3] Základní technické parametry zakladače ZPDH 6300 jsou uvedeny v tab.: 2-1.



Obr.: 2-6 Zakladač ZPDH 6300 [7]

2.1.1.2.3 Technické parametry zakladačů

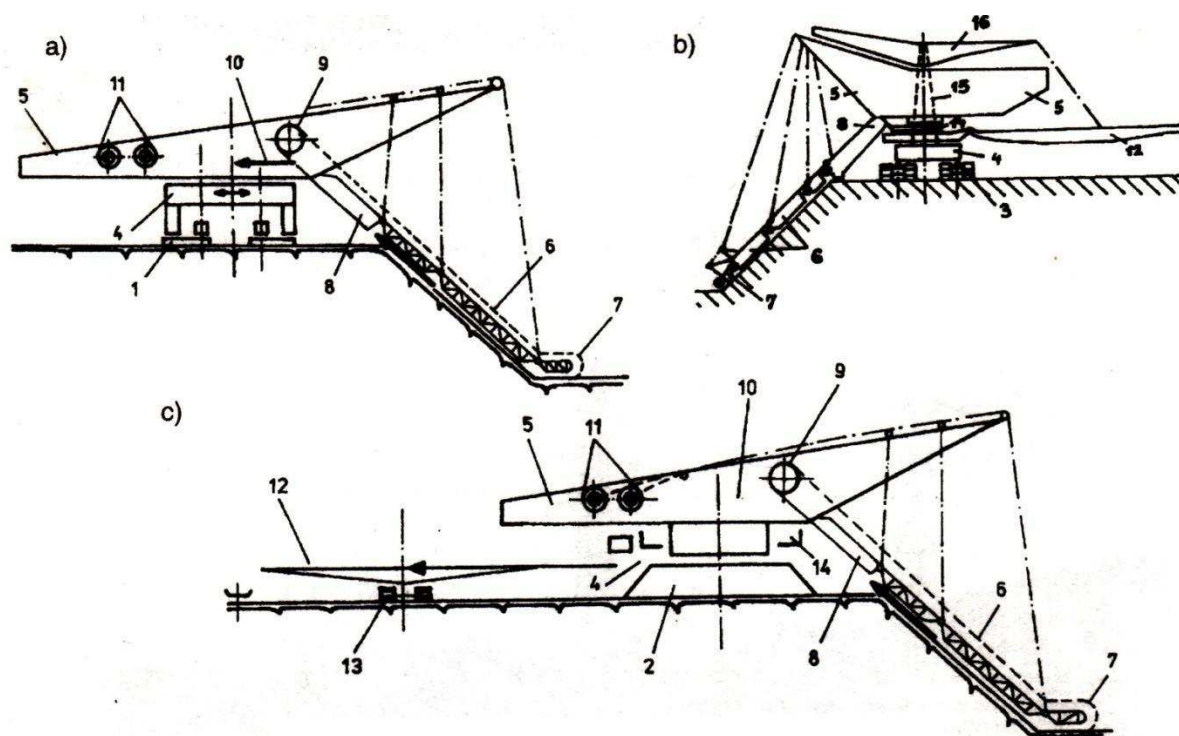
Parametry	ZP 10000	ZPDH 6300	Jednot.
Teoretický výkon	10000	6300	m ³ /h
Délka výložníku	135	90,6	m
Délka spojovacího mostu	103	78	m
Maximální výška zakládání	35	26	m
Rychlost pojezdu	-	10	m/min
Rozsah otáčení	±100	±115	°
Typ podvozku	kráčivý	housenicový	-
Maximální sklon při transportu / práci	1:15 / 1:20	- / -	-
Přívodní napětí	35	6	kV
Instalovaný výkon	5400	2425	kW
Provozní hmotnost	3000	1429	t

Tab.: 2-1 Technické parametry zakladače ZP 10000 a ZPDH 6300 [3, 6, 7]

2.1.2 Korečková rýpadla

2.1.2.1 Obecný popis

Korečková rýpadla jsou kontinuálně pracující stroje, které používají pro dobývání korečky umístěné na korečkovém řetězu. Mezi další části korečkového rýpadla lze zařadit vodič korečkového řetězu, žlab, hnací turas a jeho pohon, viz obr.: 2-7. Dobývání pomocí těchto strojů probíhá buď frontálně (přímý boční pohyb se provádí pojezdem celého stroje), nebo blokově (otáčením dobývací části). Způsob dobývání, je závislý na použitém podvozku. Rýpadla vybavená kolejovým podvozkem využívají frontální postup. Kolejový podvozek totiž dosahuje vysoké přepravní rychlosti s nízkou spotřebou energie a nízkým opotřebením v závislosti na ujeté vzdálenosti. Rýpadla umístěná na housenicovém nebo kráčivém podvozku využívají blokový postup dobývání. Omezením v konstrukci těchto strojů je maximální rychlost korečkového řetězu a vyvození přitlačné síly na korečkový řetěz. V současné době jsou korečková rýpadla použita pro dobývání uhelných ložisek, cihlářských surovin, písků a štěrkopísků. [2, 3]



Obr.: 2-7 Obecné schéma korečkových rýpadel [2]

a) korečkové rýpadlo na kolejovém podvozku; b) korečkové rýpadlo na housenicovém podvozku; c) korečkové rýpadlo na kráčivém podvozku; 1 – kolejový podvozek; 2 – kráčivý podvozek; 3 – housenicový podvozek; 4 – spodní stavba s otočí; 5 – horní stavba; 6 – korečkový vodič s řetězem; 7 – zarovnávač; 8 – žlab; 9 – pohon turasu korečkového řetězu; 10 – vynášení zeminy pásovými dopravníky; 11 – vrátky zdvihu korečkového vodiče; 12 – nakládací výložník; 13 – podpěrný podvozek; 14 – kruhový dopravník; 15 – středový čep; 16 – závěsný výložník

2.1.2.2 Příklady korečkových rýpadel

2.1.2.2.1 Korečkové rýpadlo RO 800

Korečkové rýpadlo RO 800 (objem korečku 800 litrů), viz obr.: 2-8, je otočné rýpadlo s vertikálně pohyblivým a děleným vodičem korečků, umožňující spodní i horní řez. Rýpadlo je umístěno na dvou kolejových podvozcích (frontální způsob dobývání) o rozchodu kolejí 1435 mm a minimálním poloměru oblouku 80 m. Podvozky obsahují celkem 24 kol, z nichž je 8 kol hnaných. Podvozky jsou u tohoto rýpadla spojeny mostem (portálem), který má rozchod 11 m. Korečkový vodič rýpadla je zavěšen na třech lanových závěsech a je zakončen zarovnávačem. Korečkový řetěz je poháněn pomocí hnacího turasu. Otočná horní stavba rýpadla je uložena na kulové dráze a jsou na ní umístěny zdvihové vrátky korečkového vodiče a pohon korečkového řetězu. Dobyтый materiál je z korečků sypán, v oblasti hnacího turasu, pomocí skluzu do výsypky. Z výsypky je poté materiál sypán pomocí otočných klapek do vagonu a dopravován k zakladači. [3] Základní technické parametry korečkového rýpadla RO 800 jsou uvedeny v tab.: 2-2.



Obr.: 2-8 Korečkové rýpadlo RO 800 [4]

2.1.2.2.2 Korečkové rýpadlo RK 5000

Korečkové rýpadlo RK 5000 (obr.: 2-9) je součástí technologického celku společně s dálkovou pásovou dopravou. Na obr.: 2-9 je možné vidět blokový způsob dobývání materiálu, který je docílen otáčením horní stavby rýpadla. Horní stavba korečkového rýpadla je umístěna otočně na kulové dráze o průměru 16 m. Na přední straně horní stavby je umístěn příhradový výložník, nesoucí soustavu lanových závěsů korečkového vodiče. Ve střední části horní stavby se nachází strojovna pohonu korečkového řetězu, rozvodna vysokého a nízkého napětí, dílny, sklad a šatna. V zadní části horní stavby se nacházejí vrátky pro pohon třech lanových závěsů korečkového vodiče, transformátory a protizávaží. Korečkové rýpadlo se pohybuje pomocí dvou hydraulických kráčivých podvozků. Hlavní kráčivý podvozek je složen z vnější opěry kuželového tvaru, roštu a vnitřní opěry. Pohyb je zajištěn šesti hydraulickými válci (čtyři válce pro zdvih a dva válce pro posuv). Podpěrný kráčivý podvozek je složen z vnější opěry kuželového tvaru, roštu, vnitřní opěry a vodících dílů. Pohyb podpěrného kráčivého podvozku je zajištěn pomocí dvou hydraulických válců (jeden slouží pro zdvih a druhý pro posuv). Dobyty materiál je u tohoto typu rýpadla sypán do násypky dálkové pásové dopravy nebo do drtiče. [3] Základní technické parametry korečkového rýpadla RK 5000 jsou uvedeny v tab.: 2-2.



Obr.: 2-9 Korečkové rýpadlo RK 5000 [5]

2.1.2.2.3 Technické parametry korečkových rýpadel

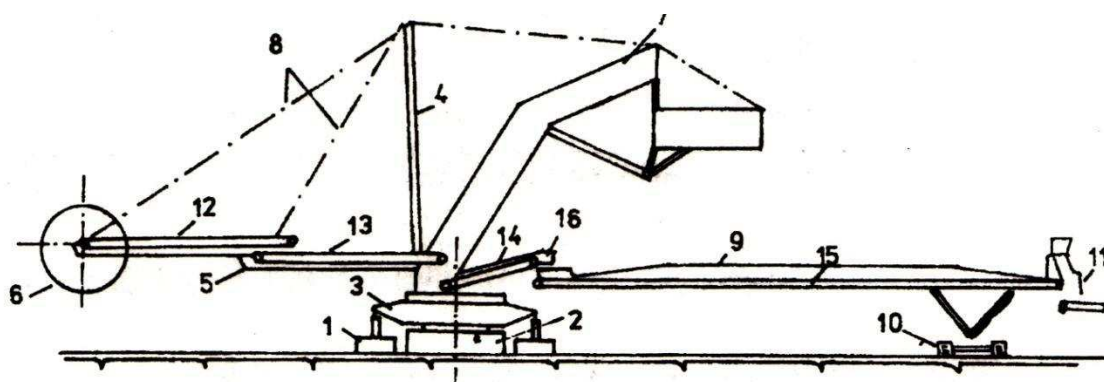
Parametry	RO 800	RK 5000	Jednot.
Teoretický výkon	1050	5000	m ³ /h
Objem korečku	800	3600	l
Počet korečků	37	38	ks
Rychlost korečkového řetězu	1,025	1,23	m/s
Specifická / maximální řezná síla	113 / -	120 / 180	kN/m
Hloubka řezu (při narovnaném zarovnávači)	23,5	24,5	m
Výška řezu	22	29,0	m
Max. horizontální dosah (od osy stroje)	-	73,2	m
Rozsah otáčení	±205	±145	°
Typ podvozku	kolejový	kráčivý	-
Maximální sklon při transportu / práci	1:40 / -	1:20 / 1:20	-
Přívodní napětí	6	35	kV
Instalovaný výkon	1320	6200	kW
Provozní hmotnost	1100	5000	t

Tab.: 2-2 Technické parametry korečkového rýpadla RO 800 a RK 5000 [3]

2.1.3 Kolesová rýpadla

2.1.3.1 Obecný popis

Kolesové rýpadlo je stroj, určený k těžbě velkého objemu uhlí nebo užitkových surovin povrchovým způsobem dobývání. Tento kontinuálně pracující stroj, využívá k dobývání materiálu koleso, osazené korečky. [2, 3] Obecné schéma s popisem jednotlivých částí kolesového rýpadla je zobrazeno na obr.: 2-10.

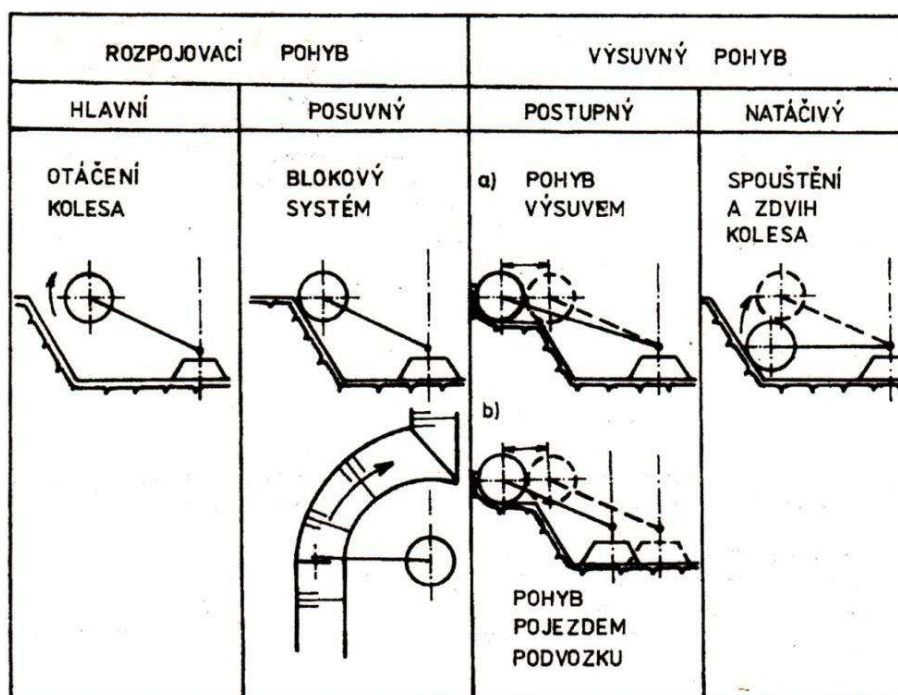


Obr.: 2-10 Obecné schéma kolesového rýpadla [2]

1 – podvozek; 2 – spodní stavba; 3 – otočná deska; 4 – držící výložník; 5 – teleskopický kolesový výložník; 6 – koleso; 7 – vyvažovací výložník; 8 – zdvihová lana; 9 – nakládací výložník; 10 – podpěrný podvozek; 11 – otočná výsypka; 12 – přední kolesový pás; 13 – zadní kolesový pás; 14 – předávací pás; 15 – nakládací pás; 16 – předávací výložník

2.1.3.1.1 Pracovní pohyby kolesových rýpadel

Dobývání materiálu pomocí kolesového rýpadla, je dáno pohyby jednotlivých částí stroje. Pracovní pohyb lze rozdělit na hlavní a vedlejší. Hlavním pracovním pohybem při dobývání, je rotační pohyb kola. Jako vedlejší pohyb je možné považovat plynulé boční otáčení kolesového výložníku, výsuv kolesového výložníku, anebo zdvih kolesového výložníku. Způsob práce kolesového rýpadla, které pracuje nepřetržitě, je dán různými pracovními pohyby v horizontální a vertikální rovině, případně jejich kombinací, viz obr.: 2-11. K dělení materiálu, tedy dochází otáčením kola s korečkou a pohybem kolesového výložníku. [2]



Obr.: 2-11 Pracovní pohyby kolesových rýpadel [2]

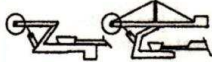


Materiál lze dobývat výškovým nebo hloubkovým řezem. Hloubkový řez je docílen reverzací rotace kola a otočení korečků o 180°. Kolesový pás musí být v tomto případě vybaven prvky umožňující strmý transport. Materiál je od masivu oddělován otáčením kola a pohybem kolesového výložníku. Způsob nastavení tloušťky ubíraného materiálu lze rozdělit na vertikální a horizontální. Při vertikálním způsobu je tloušťka ubíraného materiálu nastavena vysunutím kola, čehož může být docíleno buď výsuvem kolesového výložníku, nebo pojezdem kolesového rýpadla. Horizontálně je tloušťka ubíraného materiálu nastavena pomocí spouštění kolesového výložníku s kolesem. [2]

2.1.3.1.2 Konstrukce kolesových rýpadel

Kolesové rýpadlo je sestaveno z ocelové konstrukce, která dává rýpadlu jeho konečný vzhled a je zároveň koncepcí rýpadla. Ocelová konstrukce musí plnit určité požadavky, aby bylo rýpadlo schopné plnohodnotně pracovat. Hlavní požadavky na konstrukci jsou tyto:

- Kinematika konstrukce musí umožňovat všechny pracovní pohyby rýpadla.
- Konstrukce musí vytvářet plynulou trasu pásové dopravy na rýpadle.
- Konstrukce musí svou pevností a tuhostí bezpečně přenášet všechna zatížení.

Ocelová konstrukce by měla být navržena tak, aby z hlediska pevnosti přenášela veškeré síly z místa působení co nejkratší cestou přes podvozek do podloží. V ideálním případě jsou proto používány přímé nosné prvky s optimálními příčnými průřezy. Tohoto ideálního stavu je však složité docílit, protože je na stroji umístěno mnoho dalších zařízení, na které je třeba brát ohled. Jedná se zejména o různé mechanismy umožňující jednotlivé pohyby stroje, ale také elektro-výzbroj. Při návrhu konstrukce, musí být také brán ohled na to, aby nedocházelo ke vzájemné kolizi pohybujících se částí rýpadla. Z tohoto důvodu je zapotřebí používat různě zakřivené nosníky, výřezy v nosných stěnách apod. Ocelová konstrukce tvoří cca 50 % celkové hmotnosti stroje. V současné době se konstrukce kolesových rýpadel ustálila do tří koncepčních kategorií, viz obr.: 2-12. [2]

Kategorie Konstr. znaky	A	B	C
Uspořádání otočného svršku			
Umístění protizávaží	většinou na otočné desce, někdy na vahadlovém koles. vozíku	na vyvažovacím výložníku	na vyvažovacím výložníku
Umístění středního přesypu	nad otočnou deskou	nad otočnou deskou	ve spodní stavbě
Zdvih kolesového výložníku	hydraulickým válcem	lanovým závěsem	lanovým závěsem
Uspořádání nákladního zařízení	většinou zavěšený výložník, někdy most s podpěrným vozem	nejčastěji most s podpěr. vozem	zásadně most s podpěr. vozem
Počet housenic podvozku rýpadla	2 až 4	6	12

Obr.: 2-12 Typické konstrukční znaky kolesových rýpadel [2]

Stroje se dále mohou lišit uspořádáním kolesového výložníku, který může být konstruován s výsuvem nebo bez výsuvu. Výsuv kolesového výložníku může být docílen hřebenovým ústrojím nebo jako výložník teleskopický (výsuvný pohyb je umožněn pomocí pohybového šroubu nebo pomocí lanového kladkostroje). V dnešní době je výsuvný kolesový výložník používán méně často. Na místo toho je umožněn teleskopický výsuv nakládacího výložníku, který je umístěn na podpěrném podvozku. [2]

2.1.3.1.3 Dobývací ústrojí kolesového rýpadla [2]

Tímto ústrojím je myšleno koleso. Koleso je v podstatě velká půdní fréza, pomocí které dochází k rozpojování horniny. Je tvořeno rámem ve tvaru plochého válce nebo komolého kužele, který rotuje okolo osy kola. Hornina je rozpojována pomocí korečků, které jsou umístěny na obvodu kola. Z korečků je hornina vyklápěna z boku kola na pásový dopravník, jehož pozice je přibližně v ose kolesového výložníku. Základní parametry dobývacího ústrojí kolesového rýpadla jsou tato:

- Průměr kola.
- Délka kolesového výložníku.
- Počet korečků.
- Obvodová rychlost kola.
- Rychlost otáčení horní stavby kolesového rýpadla.
- Tvar a konstrukce korečků.

Z výše uvedeného, má na vyklápění horniny z korečků největší vliv obvodová rychlost kola. Logicky se dá brát, že s vyšší obvodovou rychlostí kola roste výkonost kolesového rýpadla. Tento fakt však přináší i jednu zásadní nevýhodu. Při zvýšení obvodové rychlosti kola roste odstředivá síla působící na horninu a to je důvod zhoršení vyklápění materiálu z korečků. Nejčastějším způsobem vyjímání materiálu z korečků je totiž pomocí gravitace, což znamená, že při příliš vysoké odstředivé síle nebude tohoto způsobu vyprazdňování docíleno. Korečky by potom musely být vyprazdňovány nuceně, což přináší vyšší složitost konstrukce korečků. Cesta ke zvýšení výkonosti stroje tedy není ve zvýšení obvodové rychlosti kola, ale např. zvětšením objemu korečků, tzn. zvětšením průměru kola.

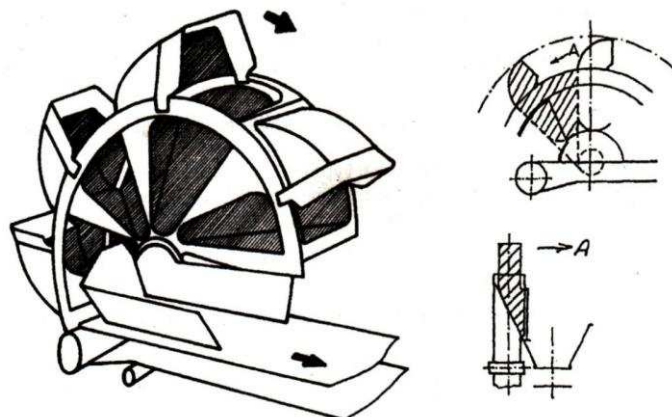
Dobývacím a rozpojovacím orgánem kolesového rýpadla jsou korečky, umístěné na obvodu kola, které jsou vybaveny řeznými prvky. Korečky jsou ke kolesu připevněny většinou pomocí čepů v přední části korečku a pomocí klínového uchycení v zadní části. Nádoba (koreček) je konstruována buď s plným dnem nebo pro lepkavé materiály se dnem řetězovým či pružným (pryžové pásy). Vzhledem ke způsobu vyprazdňování korečků lze koleso rozdělit na tři druhy:

- Koleso komorové.
- Koleso bezkomorové.
- Koleso polokomorové.

Koleso komorové

U tohoto typu kola je pod každým korečkem šikmá komora, po které dobytý materiál klouže na dopravní pás umístěný vedle kola. Výhoda těchto kol je, že konstrukce kola je velmi tuhá (vhodné pro těžbu tvrdých materiálů). K hlavní nevýhodě lze přičíst značné opotřebení skluzové plochy komory. Dále pak špatné odvádění materiálu z korečků při dobývání lepkavých materiálů (ke středu kola se komory zužují a proto hrozí jejich zanešení).

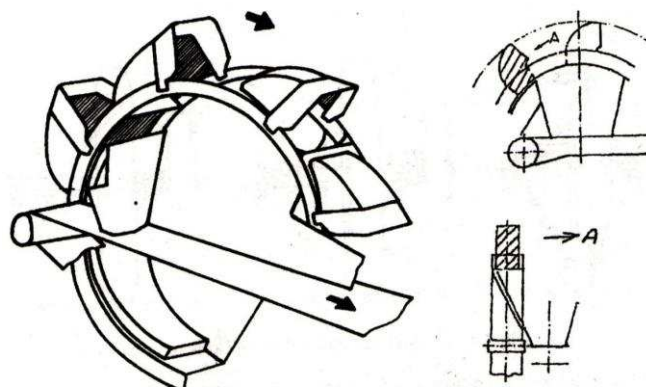
Tato konstrukce kola umožňuje pohon kola přes pastorek a ozubený věnec (snížení celkového převodového poměru pohonu). Komorové kolo je schematicky znázorněno na obr.: 2-13.



Obr.: 2-13 Schéma komorového kola [2]

Koleso bezkomorové

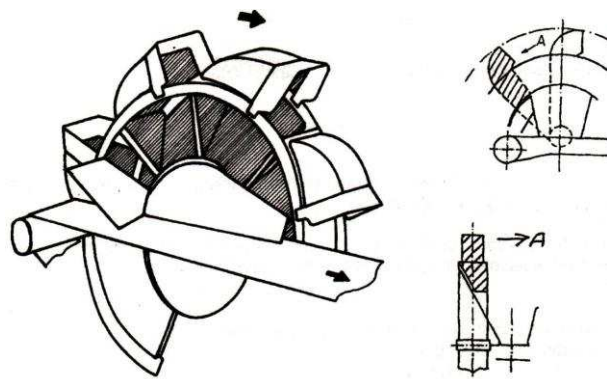
Tato koncepce kola umožňuje vyšší obvodovou rychlost, protože dochází k lepšímu gravitačnímu vyprazdňování a při potřebě čistit skluzovou plochu, lze toto čištění mechanizovat. Hlavní nevýhodou oproti komorovým kolesům je snížení tuhosti konstrukce kola, protože jsou korečky uchyceny letmo k nosné konstrukci. U tohoto typu kola lze změnit smysl otáčení kola a otočit korečky o 180° (je umožněn hloubkový řez). Bezkomorové kolo je schematicky znázorněno na obr.: 2-14.



Obr.: 2-14 Schéma bezkomorového kola [2]

Koleso polokomorové

Tento typ vznikl kombinací komorového a bezkomorového kola ve snaze eliminovat nevýhody výše popsaných koles. Tato konstrukce kola je výhodná zejména pro kolo velkého průměru. Polokomorové kolo je schematicky znázorněno na obr.: 2-15.

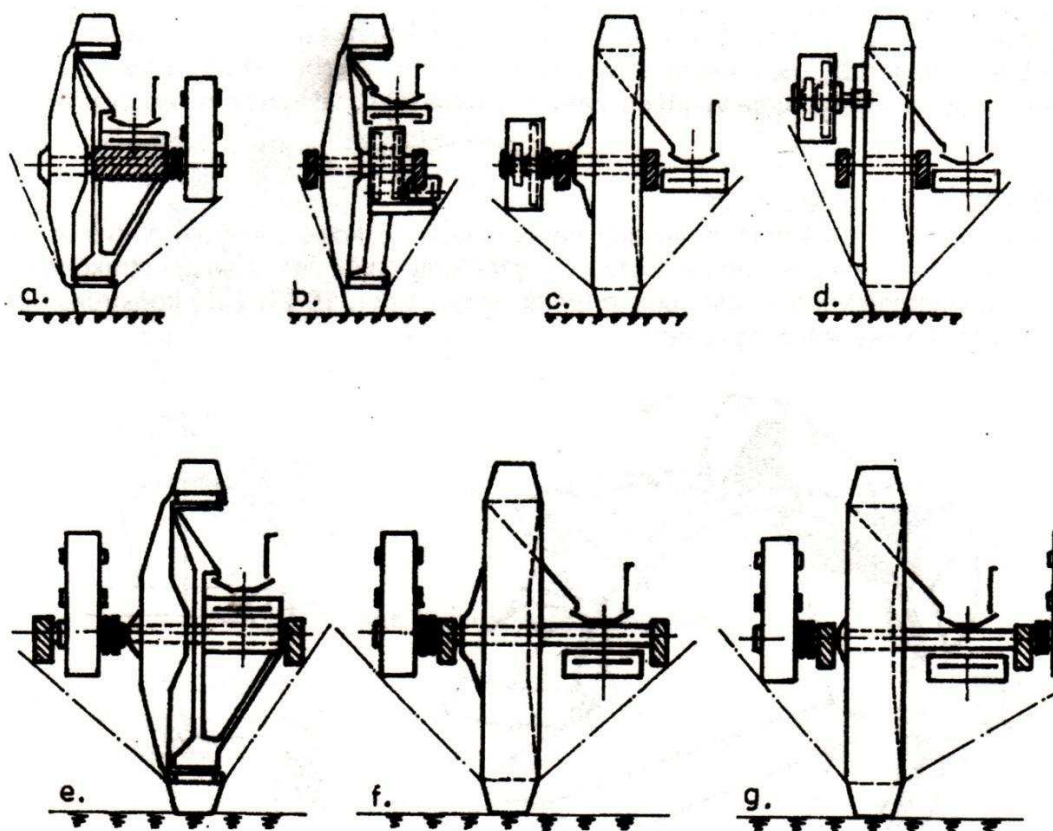


Obr.: 2-15 Schéma polokomorového kolesa [2]

2.1.3.1.4 Uložení a pohon dobývacího ústrojí [2]

Koleso je uloženo na konci kolesového výložníku. Uložení kolesa musí zaručit dobré rýpací a plnicí podmínky korečků, bezproblémové vyprazdňování korečků v obou směrech rotace kolesa, přístup k ložiskům uložení kolesa, nízkou hmotnost a velký dosah.

Hřídel kolesa slouží pro přenos točivého momentu a zároveň plní funkci nosníku rotujícího kolesa. Míra namáhání hřídele je dána dobou nasazení stroje v provozu, rázovým zatížením atd. Hřídel kolesa je uložen v prostorové konstrukci kolesového výložníku. Možné způsoby uložení hřídele a pohonu jsou zobrazeny na obr.: 2-16.



Obr.: 2-16 Možnosti uložení hřídele kolesa [2]

Popis obr.: 2-16:

- a. Koleso a převodovka uložena letmo. Přenos točivého momentu z převodovky přes hřídel kola.
- b. Koleso, převodovka a dopravní pás uložen mezi hlavními ložisky kola. Přenos točivého momentu z převodovky, umístěné uvnitř kola, přes hřídel kola.
- c. Koleso uloženo mezi hlavními ložisky, převodovka a dopravní pás na vnějších stranách kola. Přenos točivého momentu z převodovky přes hřídel kola.
- d. Koleso uloženo mezi hlavními ložisky. Přenos točivého momentu z převodovky pomocí výstupního pastorku převodovky a ozubeného věnce kola.
- e. Koleso, převodovka a dopravní pás uložen mezi hlavními ložisky kola. Přenos točivého momentu z převodovky přes hřídel kola.
- f. Koleso a dopravní pás uložen mezi hlavními ložisky. Přenos točivého momentu z převodovky, umístěné na vnější straně, přes hřídel kola.
- g. Koleso a dopravní pás uložen mezi hlavními ložisky. Přenos točivého momentu z převodovek, umístěných na obou stranách, přes hřídel kola.

Hřídel kola je uložen ve velko-průměrovém ložisku nezávisle na konstrukci kolesového výložníku. Nejčastěji jsou použita naklápěcí radiální válečková ložiska nebo ložiska kuželíková. Při volbě tvaru hřídele musí být brán ohled na funkční způsobilost, hospodárnost výroby, montáž a potřebnou údržbu. Hřídel musí být schopen odolávat únavovému poškození, proto je nutné eliminovat vliv vrubů, které by mohly koncentrovat napětí.

Přenos točivého momentu od pohonu na koleso může být docílen více způsoby, jak již bylo znázorněno na obr.: 2-16. Při těžbě vzniká celá řada zatížení (rypný odpor při rozpojování, hmotnost materiálu v korečkách, tíhové síly, zatížení větrem, setrvačné síly, atd.). Pro překonání těchto zatížení je možné použít tyto typy pohonů:

- Pohon kola přes výstupní pastorek převodovky a ozubený věnec kola.
- Pohon kola přes hřídel kola (jednostranný nebo oboustranný pohon).
- Pohon kola přes dutou hřídel.

2.1.3.2 Příklady kolesových rýpadel**2.1.3.2.1 Kolesové rýpadlo KU 300**

Jedná se o klasické kolesové rýpadlo (obr.: 2-17), které je vybaveno housenicovým podvozkem, bezkomorovým kolesem se šikmým skluzem nebo vynášecím bubnem a plnými či řetězovými korečky. Podvozek je složen ze tří housenicových dvojčat, které jsou součástí spodní stavby rýpadla. Dva páry housenic jsou říditelné a slouží pro změnu směru jízdy rýpadla. Pro vyrovnání stroje při těžbě ve svahu je spodní stavba dále vybavena hydraulickým

válcem, pomocí kterého je možné stroj vyrovnat. Spodní stavba kolesového rýpadla KU 300 je dále vybavena rozvodnou, strojovnou zdvihu spodní stavby a kabelovým bubnem sloužícím pro navíjení a odvíjení přívodního kabelu při pohybu stroje. Na horní stavbě kolesového rýpadla je umístěna otočná deska, řídicí výložník (s kabinou řidiče), kolesový výložník, vyvažovací výložník (pro vyrovnání klopného momentu rýpadla) a nakládací výložník. Ve vyvažovacím výložníku je koncipována hlavní rozvodna, strojovna zdvihu kolesového výložníku a nakládacího výložníku, dále pak zámečnická a elektro dílna. Hlavní díly horní stavby jsou propojeny schodišti a plošinami pro bezpečný pohyb obsluhy po stroji. [3] Základní technické parametry kolesového rýpadla KU 300 jsou uvedeny v tab.: 2-3.

Dobývaný materiál je rozpojován pomocí výměnných zubů, které jsou umístěné na korečcích kola. Koleso je řešeno jako bezkomorové s vynášecím bubnem. Z tohoto bubnu je materiál dopravován do násypky předního pásu, ze které je poté odebírán a dopravován přes předávací a nakládací pás k dalšímu stupni technologického celku dobývání (nejčastěji k celku dálkové pásové dopravy). [3]



Obr.: 2-17 Kolesové rýpadlo KU 300 [8]

2.1.3.2.2 Kolesové rýpadlo KU 800

Kolesové rýpadlo KU 800 (obr.: 2-18) je klasické rýpadlo s výsuvem, sloužící pro těžbu s možností výškového i hloubkového řezu. Hlavní podvozek je u tohoto typu rýpadla řešen jako kráčivý a je složen z obdélníkové centrální desky a dvou dělených ližin, které jsou ovládány hydraulickými válci. Podpěrný podvozek nesoucí nakládací pás je řešen jako housenicový. Na spodní stavbě tohoto rýpadla je umístěna hydraulika kráčivého podvozku a kulová otočná dráha. Otočná horní stavba je tvořena deskou, do které je vetknut vyvažovací výložník a kloubově uchycen držící výložník. Na horní stavbě je dále umístěn pohon otoče, předávací pás, teleskopický kolesový výložník, nakládací výložník a část elektrického zařízení. Na vyvažovacím výložníku je umístěna strojovna, která obsahuje transformátory, rozvaděče, měniče a zdvihový vrátek kolesového výložníku. Střední část kolesového rýpadla je určena pro uložení pohonu výsuvu kolesového výložníku. Dále pak střední část obsahuje ložiska pro uložení držícího a kolesového výložníku, na kterém je umístěno bezkomorové koleso s korečky. Nosník kolesového výložníku je u tohoto typu rýpadla teleskopický a jeho výsuv je umožněn pomocí kladkostrojů umístěných na obou stranách výložníku. [3] Základní technické parametry kolesového rýpadla KU 800 jsou uvedeny v tab.: 2-3.



Obr.: 2-18 Kolesové rýpadlo KU 800 [8]

2.1.3.2.3 Technické parametry kolesových rýpadel

Parametry	KU 300	KU 800	Jednot.
Teoretický výkon	1500	5800	m ³ /h
Průměr kola	7,5	13	m
Počet koreček	13	15	ks
Počet výsyplů	57,85	41,4-99,3	1/min
Maximální síla na obvodu kola	146	900	kN
Výškový dosah osy kola	19,6	32	m
Hlubkový dosah kola	5,5	5,6	m
Max. horizontální dosah (od osy stroje)	26,1	48,8	m
Maximální pracovní sklon podélný / příčný	14 / 5	7 / 7	%
Maximální transportní sklon dolů / nahoru	16 / 16	10,5 / 10,5	%
Šířka dopravních pásů	1,4	2	m
Dosah spojovacího mostu (od osy stroje)	31,2	105,5	m
Úhel otáčení horní stavby	360	360	°
Úhel natáčení spojovacího mostu	±95	±115	°
Typ podvozku	housnicový	kráčivý	
Rychlost pojezdu	6	3	m/min
Přívodní napětí	6	35	kV
Výkon pohonu kola	500	2 x 800	kW
Instalovaný výkon	2400	5000	kW
Provozní hmotnost	1240	4500	t

Tab.: 2-3 Technické parametry kolesového rýpadla KU 300 a KU 800 [3, 8]

2.2 Převodovky obecně

Hlavní částí pohonného systému je elektromotor a převodovka. Tato kapitola bude zaměřena zejména na převodovku, která je v této práci součástí konstrukčního návrhu. Níže bude popsána skříň převodovky, používané převody, otočná uložení a spoje. Dále budou popsány další systémy převodovky, mezi které se řadí olejznak, vypouštění oleje, mazání převodovky, těsnění převodovky a odvodušnění převodové skříně.

Převodovka neboli složený převodový mechanismus, je zařízení, které vzniká sériovým nebo paralelním řazením jednoduchých převodových prvků. Převodovka je umístěna mezi hnací a hnaný stroj. Hnací stroj je motor a hnaným strojem zařízení, které plní různé funkce dle požadavků na výstup. Jednotlivé části pohonného systému jsou propojeny pomocí spojek. Základním úkolem převodovky je změna úhlové rychlosti a točivého momentu motoru a získání tak požadovaných výstupních parametrů. Pokud dochází na výstupu převodovky ke snížení otáček a zvýšení točivého momentu, nazýváme převodovku reduktorem. Pokud je tomu naopak, nazýváme převodovku multiplikátorem. [9, 10]

Parametry převodovky [9]

- vstupní výkon / točivý moment
- otáčky / posuvová rychlost na výstupu
- celkový převodový poměr
- celková účinnost
- životnost
- přípevňovací rozměry
- poloha vstupní a výstupní osy
- provozní teplota
- počet rozběhů za časovou jednotku

Převodovými prvky jsou myšleny všechny druhy ozubených převodů. Převody s přímou vazbou s využitím tvarových elementů jsou základní převodové mechanismy, které jsou obecně složeny ze tří členů s jedním stupněm volnosti. Přenos pohybu a zatížení je docílen pomocí tvarových prvků, které jsou ve vzájemném dotyku. Tvarové prvky neboli zuby, mohou při vysokém sklonění od osy otáčení přejít v závit. Třetí člen mechanismu (rám) zaručuje konstantní osovou vzdálenost obou rotujících členů. Jednotlivé zuby jsou obvykle rozmístěny ve stejné vzdálenosti od osy rotace a se stejnou roztečí od sebe, aby byl docílen trvalý přenos pohybu a zatížení. Část ozubeného převodu, která obsahuje zuby, se nazývá ozubený věnec. Rotační členy se nazývají ozubená kola. Mohou být uložena na hřídelích nebo je ozubené kolo nedílnou součástí hřídele. Ozubené kolo s nižším počtem zubů se nazývá pastorek. Jedno kolo ze soukolí je hnací a druhé hnané. [9]

Převodové prvky [10]

- válcové (čelní) převody
- kuželové převody
- šnekové převody
- šroubové převody
- řetězové převody
- řemenové převody
- třecí převody
- převod pohybový šroub – pohybová matice
- planetové převody

Základním stavebním prvkem převodovky je tzv. souhmotí, které se skládá z převodových prvků (pro přenos pohybu a zatížení na souhmotí nebo ze souhmotí), rotačních přenosových částí (pro přenos zatížení v rámci jednoho hřídele), uložení (pro přenos zatížení z hřídele na rám a umožnění relativního pohybu mezi rámem a hřídelem) a spojovacích prvků (pro přenos zatížení mezi hřídelem a převodovým prvkem). [10]

Veškeré prvky převodovky jsou ve skříni převodovky. Na převodovce je dále možné nalézt další části jako např. olejovník, prvek pro vypouštění oleje, zařízení pro mazání převodovky, prvky pro těsnění převodovky a prvek pro odvodu vzduchu skříň převodovky. Skříň převodovky a jednotlivé části budou podrobněji popsány níže.

2.2.1 Skříň převodovky

Skříň převodovky slouží jako rám, ve kterém jsou uloženy vnější kroužky ložisek. Skříň by měla disponovat dostatečnou tuhostí, aby nedocházelo ke změně polohy jednotlivých souhmotí za chodu převodovky. Z tohoto důvodu je často oblast uložení vnějších kroužků ložisek vyztužena žebry. Žebra jsou na skříni také z důvodu chlazení a odvodu přebytečného tepla, které vzniká zejména v oblasti ložisek. Skříň je možné vyrobit jako odlitek nebo jako svařenec. Odlévaná skříň převodovky je vhodná spíše pro sériovou výrobu, kde dochází ke snížení celkových nákladů na výrobu (drahá počáteční výroba modelu odlitku). Výhodou odlévané skříň je také tlumení rázů (šedá litina dobře tlumí rázy). Je zřejmé, že svařovaná skříň se používá zejména pro kusovou výrobu (atypické převodovky). Skříň musí být takové konstrukce, aby byla umožněna snadná montáž a demontáž jednotlivých prvků převodovky. Převodová skříň je proto vybavena dělicí rovinou, která rozděluje skříň na dno a víko. Pro zajištění vzájemné polohy dna a víka při obrábění jsou tyto dvě části většinou ustaveny pomocí dvou kolíků umístěných v dělicí rovině. Skříň převodovky musí být dále vybavena kontrolními víčky, prvky pro ukotvení převodovky k podloží a manipulačními prvky pro snadný transport. [9, 10]

2.2.2 Převody s přímou vazbou s využitím tvarových elementů

2.2.2.1 Válcová (čelní) soukolí

Tyto základní převody tvoří kinematickou a silovou vazbu mezi hnacím a hnaným členem. K záběru dochází pomocí přímého dotyku obou spoluzabírajících členů. Zuby jednotlivých válcových kol se po sobě odvalují s částečným prokluzem (vysoká účinnost převodu). Tento typ převodu je používán nejčastěji. Převodový mechanismus je tvořen dvojicí ozubení, které je vyrobeno na válcových tělesech. Ozubená kola jsou většinou uložena na hřídelích s rovnoběžnými osami. Jsou-li obě ozubení vyrobeny na vnějších válcových plochách, jedná se o soukolí vnější. Pokud je jedno z ozubení vyrobeno na vnitřní straně dutého válce, ozubení se nazývá vnitřní (obr.: 2-21). Osy zubů, mohou být na válcových čelních soukolích vůči ose ozubeného kola buď rovnoběžné, nebo mírně skloněné. Ozubení se potom rozděluje takto:

- **Ozubení s přímými zuby** (obr.: 2-19) – podélná osa zubů je rovnoběžná s osou ozubeného kola.
- **Ozubení se šikmými zuby** (obr.: 2-20) – podélná osa zubů je skloněná vůči ose ozubeného kola. Vznik axiálních sil, které je potřeba zachytit. Zvláštním konstrukčním případem jsou šípová soukolí, která disponují zrcadlově symetrickým šikmým ozubením. Výhodou šípového soukolí je ta, že vznikající axiální síla od jednoho ozubení je pohlcena vzniklou axiální silou druhého ozubení. [9, 11]

Výhody: Vysoká mechanická účinnost, stálý převodový poměr, přenos velikých výkonů, dobrá spolehlivost a životnost, relativně malé rozměry, malá náročnost na údržbu, krátkodobá přetížitelnost. Při použití čelního soukolí se šikmými zuby plynulejší chod, větší součinitel trvání záběru a proto tišší chod a menší dynamické namáhání zubů. [9, 11, 12]

Nevýhody: Nároky na přesnost a tuhost uložení, hluk a chvění (kola s přímými zuby), tuhá vazba neumožňuje tlumení rázů a dynamického zatížení, malé osové vzdálenosti. Při použití čelního soukolí se šikmými zuby vznikají axiální síly, které je nutné zachytit v ložiskách, dražší výroba (v porovnání s přímými zuby). [9, 11, 12]



Obr.: 2-19 Ozubení s přímými zuby [13]



Obr.: 2-20 Ozubení se šikmými zuby [14]



Obr.: 2-21 Vnitřní ozubení [15]

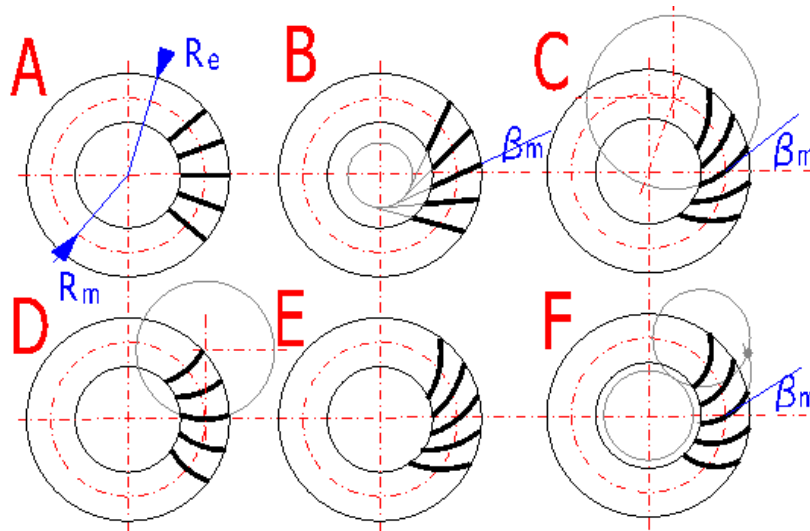
2.2.2.2 Kuželová soukolí

Kuželová soukolí vytvářejí kinematické a silové vazby mezi hnacím a hnaným členem. Zuby jednotlivých kuželových kol se po sobě odvalují s částečným prokluzem, tzn. převody, mají vysokou účinnost (až 97 %). Tento typ převodu je nejjednodušší převod umožňující vytvoření kinematické a silové vazby mezi různoběžnými hřídeli (úhel os obvykle 90°). Ozubení kuželových soukolí lze rozdělit na:

- **Ozubení s přímými zuby** (obr.: 2-23) – podélná osa zubů je rovnoběžná s přímkou směřující do vrcholu kužele.

- **Ozubení se šikmými zuby** – podélná osa zubů je skloněná (nerovnoběžná) s osou ozubení.
- **Ozubení se zakřivenými zuby** (obr.: 2-24) – podélná boční křivka zubu je skloněná s osou ozubení. [9]

Dále lze kuželová kola rozdělit podle průběhu čáry podél boku zubu, viz obr.: 2-22.



Obr.: 2-22 Rozdělení kuželových kol dle průběhu čáry podél boku zubu [16]

Popis obr.: 2-22:

- Přímé zuby – boční křivka je radiální přímka, výška zubu proměnlivá.
- Šikmé zuby – boční křivka je šikmá přímka, výška zubu proměnlivá.
- Kruhové zuby (Gleason) – boční křivka kruhový oblouk, výška zubu proměnlivá.
- Kruhové zuby (Gleason – Zerol) – boční křivka kruhový oblouk, výška zubu proměnlivá.
- Paloidní zuby (Klingelberg) – boční křivka evolventa (paloida), výška zubu konstantní.
- Elloidní zuby (Oerlikon – Spiromatic) – boční křivka epicykloida, výška zubu konstantní.

Výhody: Nejjednodušší převod pro různoběžné osy, vysoká účinnost, spolehlivost, vysoká životnost, stálý převodový poměr. [9, 11, 12]

Nevýhody: Dražší výroba, složitější konstrukční uspořádání, vznik axiálních sil, nutnost přesného axiálního ustavení kol do záběru (přesné nastavení axiální vůle), časové nároky na výrobu a montáž. [9, 11, 12]



Obr.: 2-23 Kuželové soukolí s
přímými zuby [17]

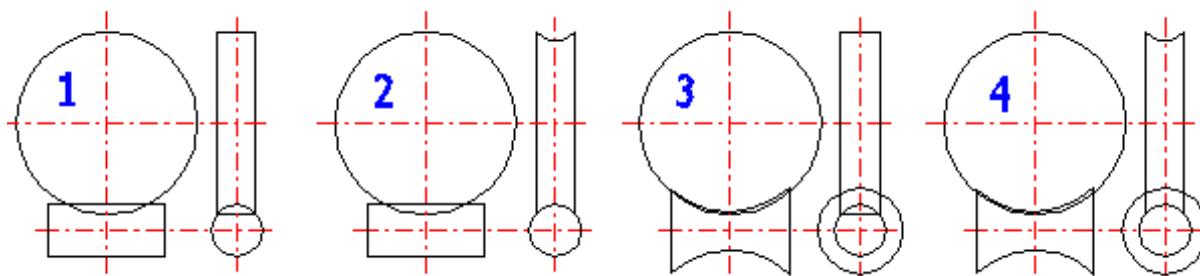


Obr.: 2-24 Kuželové soukolí se zakřivenými
zuby [18]

2.2.2.3 Šneková soukolí

Ozubení tohoto soukolí je vytvořeno na válcových tělesech, jejichž osy jsou mimoběžné. Úhel mimoběžek je 90° . Soukolí je tvořeno šnekem a šnekovým kolem. Šneková soukolí jsou speciální případ šroubového válcového soukolí. Při snížení počtu zubů na pastorku přejde pastorek v jednochodý či vícechodý šroub neboli šnek. Podle tvaru šneku a šnekového kola rozdělujeme šneková soukolí na čtyři základní druhy, viz obr.: 2-25:

- **Válcový šnek – válcové šnekové kolo** - (1) – použití pouze pro kinematické (bez silové) převody, protože mezi šnekem a šnekovým kolem dochází pouze k bodovému dotyku.
- **Válcový šnek – globoidní šnekové kolo** - (2), (obr.: 2-26) – nejpoužívanější šnekový převod.
- **Globoidní šnek – válcové šnekové kolo** - (3) – nepoužívá se, protože výroba globoidního šneku je příliš složitá a tím pádem nákladná.
- **Globoidní šnek – globoidní šnekové kolo** - (4), (obr.: 2-27) – nejúnosnější šnekový převod, který se používá, pouze pokud je to nezbytné z hlediska únosnosti (nákladná výroba globoidního šneku). [9, 11]



Obr.: 2-25 Druhy šnekových soukolí [19]

Výhody: Relativně malé rozměry, stálý převodový poměr, dobrá životnost a spolehlivost, přenos velikých výkonů, krátkodobá přetížitelnost, vysoké převodové poměry, tichý chod, dobré tlumící vlastnosti, malá hmotnost (vzhledem k přenášeným výkonům). [9, 11, 12]

Nevýhody: Nižší účinnost (v porovnání s valivými převody), nutnost mazání a chlazení (vznik tepla třením při dotyku zubů), nákladná výroba globoidního šneku. [9, 11, 12]



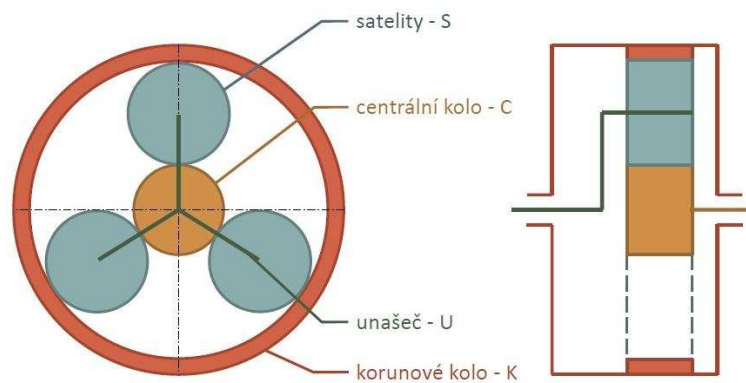
Obr.: 2-26 Šnekové soukolí (válnový šnek a globoidní šnekové kolo) [19]



Obr.: 2-27 Šnekové soukolí (globoidní šnek a globoidní šnekové kolo) [19]

2.2.2.4 Planetové převody

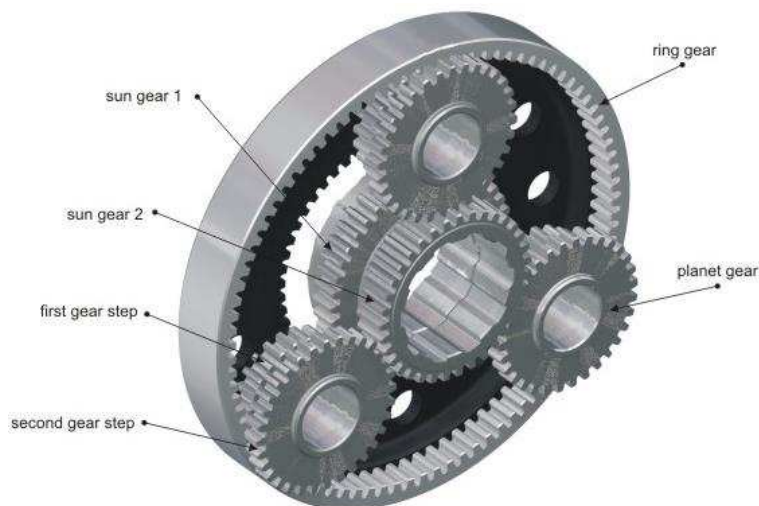
Planetový převod (obr.: 2-29) pracuje na principu spoluzáběru ozubených kol, přičemž jedna skupina je souosou soustavou kol a druhá skupina koná dvě rotace. První z rotací, je rotace satelitu okolo čepu unášeče. Druhá pak rotace satelitu společně s unášečem okolo hlavní osy. Převod se skládá z centrálního kola, unášeče satelitů, satelitů (planet) a korunového kola, viz obr.: 2-28. Korunové kolo ve většině případů nerotuje. Obvykle se používají 3 satelity, díky nimž mohou být tímto převodem přenášeny vysoké výkony (rozložení výkonu mezi jednotlivé satelity). Hnací a hnaný hřídel leží u tohoto typu převodu na společné ose. Pro sestavení planetových převodů jsou použity čelní válcová kola s vnějším a vnitřním ozubením, která mohou být vybavena přímými či šikmými zuby. Pro převod lze také použít kuželová kola. [9, 20]



Obr.: 2-28 Schéma planetového převodu [11]

Výhody: Vysoká účinnost, tuhost, malé rozměry (v porovnání s jinými převodovkami), vysoká životnost, vysoké převodové poměry (vzhledem k velikosti převodovky), přenos vysokých výkonů. [9, 12]

Nevýhody: Náročnost na provoz a údržbu, vysoké pořizovací a provozní náklady, složitá konstrukce, montáž a výroba. [9, 12]



Obr.: 2-29 Planetové převody [21]

2.2.3 Spoje [22]

Možností pevného spojení je mnoho a lze je rozdělit například takto:

- **Spoje s jednoduchými elementy pro přenos zatížení:**
 - čepové spoje
 - kolíkové spoje
 - spoje pery a klíny
 - drážkované spoje
 - polygonové spoje

- **Spoje s využitím tření pro přenos zatížení:**
 - spoje nalisováním
 - svěrné spoje
 - spoje upínacími (rozpěrnými) kroužky
- **Spoje s využitím materiálu pro přenos zatížení:**
 - spoje materiálovými styky a přechody
 - svarové spoje
 - pájené spoje
 - lepené spoje
- **Spoje s předepjatými elementy pro přenos zatížení:**
 - spoje šrouby
 - spoje zděření

2.2.4 Otočná uložení [22]

Otočná uložení jsou strojí části, které vymezují vzájemnou polohu dvou částí stroje. Hlavní funkcí je umožnit vzájemný otočný pohyb těchto dvou částí. Podle toho v jakém směru dochází k zachycení sil, se otočná uložení dělí na radiální a axiální. Neznámějším představitelem těchto uložení jsou ložiska, která se dále dělí na kluzná a valivá.

2.2.4.1 Kluzná ložiska

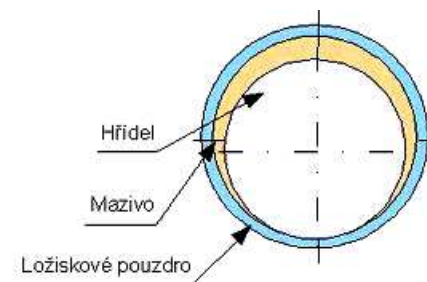
Tyto ložiska se vyznačují plošným dotykem dvou částí, mezi kterými dochází ke kluznému tření. Kluzná ložiska lze rozdělit dle úrovně mazání a to takto:

Hydrodynamická ložiska

U těchto ložisek dochází při relativním pohybu kluzných ploch k vytvoření tzv. hydrodynamického klínu, což je vlastně vrstva maziva, viz obr.: 2-30. Tato vrstva je vytvořena až po uvedení do chodu, takže při rozběhu či doběhu vzniká v tomto typu ložiska suché tření. Z tohoto důvodu jsou tyto ložiska vhodná spíše pro trvalý provoz. Výhodou těchto ložisek je velmi klidný a tichý chod bez vibrací. [22]

Hydrostatická a aerostatická ložiska

Tyto ložiska se vyznačují trvalou vrstvou maziva (oleje nebo plynu), která je udržována vnějším zdrojem tlaku např. čerpadlem. Z tohoto důvodu dochází v ložisku k tekutinovému tření i při rozběhu a doběhu. Nevýhodou těchto ložisek je potřeba přídavného olejového hospodářství. Hlavní výhoda na rozdíl od ložisek hydrodynamických je ta, že provozní vlastnosti jsou splněny již od nulových otáček. [22]



Obr.: 2-30 Kluzné ložisko [20]

Málo mazná a bezmazná ložiska

Tento druh kluzných ložisek se vyznačuje tím, že není zapotřebí žádná vrstva maziva. Proto mohou být nazývána jako ložiska samomazná. Ložisko je vyrobeno z pórovitých materiálů, kde póry obsahují zásobu maziva nebo z materiálů, které mají samomazné vlastnosti (kompozitní nebo uhlíkové materiály, plasty). [22]

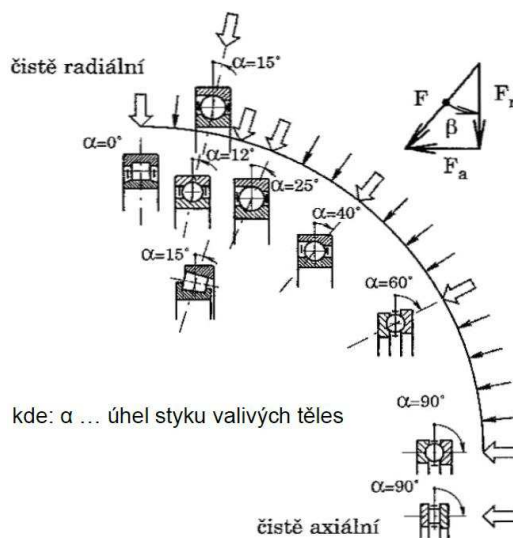
2.2.4.2 Valivá ložiska [22]

Valivá ložiska pracují na principu valivého tření, kterého je docíleno pomocí valivých elementů umístěných obecně v kleci mezi vnitřním a vnějším kroužkem ložiska. Valivé elementy mohou být buď s bodovým, nebo čárovým stykem. Valivá ložiska lze rozdělit takto:

- **Podle směru zachycovaných sil:**

(obr.: 2-31)

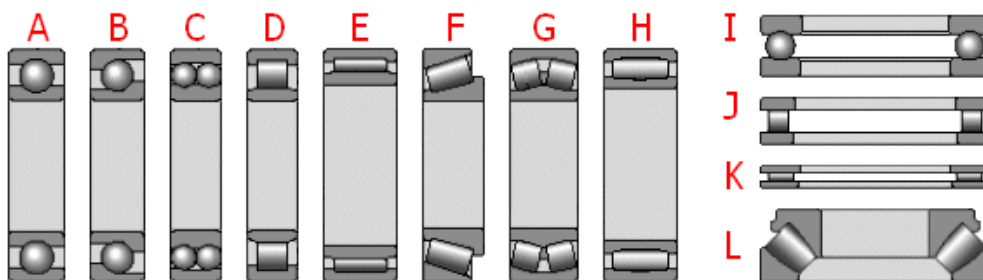
- radiální ložiska
- radiálně – axiální ložiska
- axiální ložiska



Obr.: 2-31 Schéma směru působení síly na ložisko [23]

- **Podle konstrukce a uspořádání valivých těles:** (obr.: 2-32)

- jednořadá kuličková ložiska – čistě radiální, s kosoúhlým stykem
- dvouřadá kuličková ložiska – s kosoúhlým stykem, naklápěcí
- válečková ložiska – jednořadá, dvouřadá
- jehlová ložiska – jednořadá, jednořadá bez vnitřního kroužku
- dvouřadá soudečková
- kuželíková ložiska
- axiální ložiska – kuličková jednosměrná, kuličková obousměrná, soudečková



Obr.: 2-32 Druhy ložisek [24]

Jak je zřejmé výše, valivými elementy mohou být kuličky, válečky, jehly, soudečky, kuželíky. Volba ložiska s odpovídajícím tvarem valivého elementu je závislá na směrech působících sil a požadované únosnosti ložiska. Valivá ložiska nejsou vhodná pro rázová zatížení.

2.2.5 Olejznak

Olejznak slouží pro kontrolu správného množství olejové náplně převodovky. Dostatek oleje v převodovce je zapotřebí pravidelně kontrolovat, aby byl zaručen bezporuchový chod převodovky. Jednou z možností kontroly hladiny oleje je zátka (obr.: 2-33), která obsahuje transparentní sklíčko. Nevýhoda zátky je ta, že ukazuje hladinu oleje pouze v omezeném rozsahu. Z tohoto důvodu je možné použít sloupcového ukazatele hladiny (obr.: 2-34), na kterém je zobrazen vyšší sloupec hladiny oleje. Sloupcový olejznak může být navíc vybaven teploměrem. Olejznak typu zátka i sloupcový olejznak musejí být na převodové skříni umístěny v místě, které je obsluhou snadno viditelné. Další možností kontroly hladiny oleje je měrka (obr.: 2-35), která je obvykle složena z ocelového pásu připevněném na zátce. Tato zátka je poté zašroubována do skříně převodovky. Na pásce je obvykle naznačena maximální a minimální možná hladina oleje. Olejovou měrku je vhodné použít tam, kde je vysoká pravděpodobnost poškození skleněných prvků zátky nebo sloupcového olejznaku (měrka je chráněna před poškozením uvnitř převodové skříně). [20]



Obr.: 2-33 Zátka se sklíčkem [25]

Obr.: 2-34 Sloupcový olejznak [25]

Obr.: 2-35 Měrka oleje [25]

2.2.6 Vypouštění oleje

V převodovce je zapotřebí v pravidelných intervalech měnit olejovou náplň. Z tohoto důvodu musí být skříň převodovky vybavena prvkem, kterým je vypouštění oleje docíleno. Vypouštění může být realizováno pomocí zátky, vypouštěcího ventilu (obr.: 2-36) nebo kulového kohoutu (obr.: 2-37). Výhodou kulového kohoutu je možnost připojení hadice, pomocí které může být olej odveden do připravené nádoby. Hlavním požadavkem na vypouštěcí prvek oleje, je jeho poloha na skříni převodovky. Vypouštěcí prvek musí být umístěn v nejnižším místě převodové skříně, aby bylo docíleno vypouštění pokud možno veškeré olejové náplně.



Obr.: 2-36 Vypouštěcí ventil [25]



Obr.: 2-37 Kulový kohout [26]

2.2.7 Mazání převodovky

Při provozu převodovky dochází v důsledku tření mezi jednotlivými kinematickými vazbami k oteplování mechanismu. Aby nedošlo k příliš velikému oteplení je nutné převodový mechanismus mazat a chladit. Dostatečným mazáním převodovky, dochází také ke zvýšení celkové účinnosti a životnosti převodového mechanismu. Při mazání je povrch zubu pokryt tenkou vrstvou maziva, což zapříčiní menší vznik tření. Mazivo je v převodovce dále použito pro konzervaci a mazání veškerých vnitřních částí, např. ložisek, spojek atd. Mazání převodovky může být docíleno plastickým mazivem, rozstříkem oleje nebo oběhovým mazáním. [9, 20]

2.2.7.1 Mazání plastickým mazivem (tukem)

Tento způsob mazání převodovky je používán do obvodové rychlosti 1 m/s. Mazání spočívá v naplnění převodové skříně plastickým mazivem. Mazivo je u tohoto typu mazání převodovky doživotní. Je ale nezbytné, tento typ maziva do převodovky v pravidelných časových intervalech doplňovat. [9]

2.2.7.2 Mazání rozstříkem

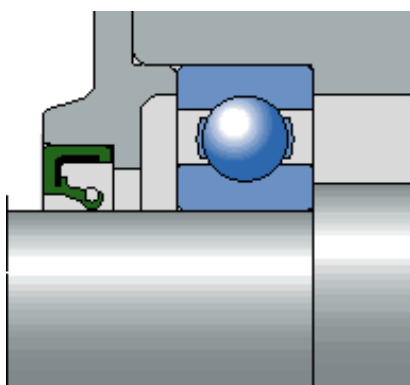
Mazání rozstříkem je umožněno pomocí rotujících ozubených kol uvnitř převodovky. Ozubené kolo brodí v olejové náplni a na zubech ulpívá určité množství oleje, které je dopraveno do záběru. Hladina oleje by neměla být u tohoto typu mazání příliš vysoká, jinak by docházelo k velkým ztrátám způsobeným broděním ozubeného kola. Doporučena je taková výška olejové náplně, aby byly ponořeny zuby největšího ozubeného kola. Tento způsob mazání je nejčastější a používá se pro mazání a chlazení do obvodové rychlosti 20 m/s. [9]

2.2.7.3 Oběhové mazání

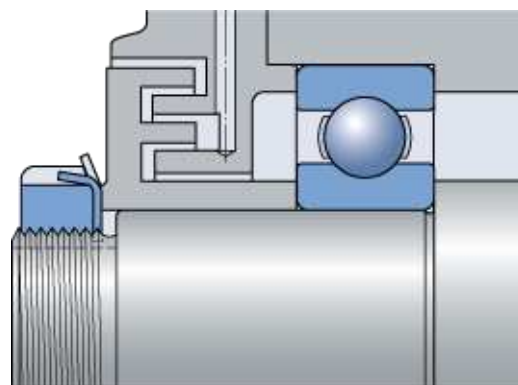
Při oběhovém mazání je olej pomocí čerpadla a trysek vháněn do záběru ozubených kol a ložisek. Ve spodní části převodové skříně je olej odváděn do nádrže, ve které dochází k jeho ochlazení a odběru pro následovné opětovné použití. Systém může být vybaven chladičem pro lepší odvod tepla z oleje. Tento způsob mazání se používá pro vysoké obvodové rychlosti, při kterých vzniká vysoké teplo v ložiskách a ozubení. Hlavní nevýhodou tohoto typu mazání je potřeba externího olejového hospodářství. [9]

2.2.8 Těsnění převodovky

Jelikož je převodovka do určité míry zaplněna olejovou náplní, tak je třeba převodovku těsnit. Je zapotřebí jednak zabránit úniku oleje z převodové skříně, ale také bránit vniku nečistot do převodové skříně. Případné nečistoty by mohly poškodit ozubené části kol anebo ložiska, což by vedlo ke snížení doby životnosti celé převodovky. Z tohoto důvodu je zapotřebí řešit těsnění převodovky, zejména na vstupu a výstupu převodovky. Nejčastějším způsobem těsnění, je použití hřídelového těsnění tzv. gufera, viz obr.: 2-38. Gufero slouží k utěsnění prostoru okolo rotujícího hřídele. Je vloženo nejčastěji do víčka a svým břitem, který je přitlačován pružinou, obepíná obvod hřídele, přičemž brání úniku olejové náplně. Gufero může být také vybaveno prvkem, který brání vniku nečistot z okolí do oblasti břitu. Dle potřeby a nároků na těsnost lze použít dvě gufera za sebou. Další možností utěsnění vstupního či výstupního prostoru je použití labyrintu (obr.: 2-39), který díky své tvarové složitosti zabraňuje úniku oleje. Při použití labyrintu nesmí dojít ke kontaktu rotující a pevné části labyrintu. Pro zvýšení účinnosti labyrintu, je mezera vyplněna plastickým mazivem. V poslední řadě, je také třeba těsnit veškeré rozebíratelné části převodové skříně, tzn. dělicí rovinu, různá víčka atd. K tomuto je možné použít těsnícího papíru anebo v dnešní době častěji používaný těsnící tmel.



Obr.: 2-38 Hřídelové těsnění – gufero [27]



Obr.: 2-39 Labyrintové těsnění [28]

2.2.9 Odvzdušnění převodovky

Pro odvzdušnění skříně převodovky slouží tzv. odvzdušňovač (obr.: 2-40), který vyrovnává tlak vzduchu v převodovce s tlakem vzduchu v okolí převodovky. Při chodu převodovky dochází k zahřívání olejové náplně a tím pádem ke zvyšování tlaku v převodovce. Tento tlak musí být vyrovnán s venkovním tlakem vzduchu. Kdyby tomu tak nebylo, došlo by k odlehnutí těsnění a nechtěnému úniku oleje z převodové skříně. Odvzdušňovač musí být konstrukčně řešen tak, aby odváděl přebytečný tlak z převodové skříně a zároveň nedocházelo přes odvzdušňovač k úniku oleje z převodové skříně. Odvzdušňovačem také nesmějí vnikat nečistoty z okolí do převodovky. Může být proto vybaven filtrem, který vnikání nečistot do převodovky brání.



Obr.: 2-40 Odvzdušňovací zátka [25]

3 Specifikace zadání

Tato kapitola je zaměřena na komplexní upřesnění zadání a uvedení veškerých zadaných parametrů.

3.1 Určení převodovky

Navrhovaná převodovka je určena pro pohon kola kolesového rýpadla KU 300. Kolesová rýpadla byla obecně popsána v kapitole 2.1.3. Zmiňovaný typ kolesového rýpadla byl detailně popsán v kapitole 2.1.3.2.1.

3.2 Zadané parametry

Tato kapitola slouží pro výpis veškerých zadaných parametrů, podle kterých bude proveden konstrukční návrh pohonného systému.

3.2.1 Parametry kola

V tab.: 3-1 jsou uvedeny zadané parametry kola. Další parametry kola a kolesového rýpadla je možné nalézt v tab.: 2-3.

Parametr	Označení	Hodnota	Jednotka
Průměr kola	D_k	7,5	m
Průměr hřídele kola	d_{hk}	570	mm
Maximální tečná síla na obvodu kola	F_{Tok}	146	kN
Dovolená radiální síla na hřídel kola	F_{rDOV}	470	kN

Tab.: 3-1 Zadané parametry kola

3.2.2 Parametry elektromotoru

Velikost elektromotoru byla převzata z původního řešení pohonného systému, který je blíže popsán v kapitole 4. Dle výkonu byl vybrán elektromotor z katalogu SIEMENS s označením 1LA8 405-6AB. Základní parametry elektromotoru jsou uvedeny v tab.: 3-2. Další parametry elektromotoru včetně veškerých přípojovacích rozměrů je možné nalézt v příloze č.1 na konci této práce nebo v katalogu SIEMENS [29].

Parametr	Označení	Hodnota	Jednotka
Jmenovitý výkon	P_{em}	500	kW
Jmenovité otáčky	n_{em}	991	1/min
Jmenovitý moment	M_{em}	4810	Nm
Hmotnost	m_{em}	3000	kg
Označení elektromotoru	1LA8 405-6AB		

Tab.: 3-2 Zadané parametry elektromotoru

3.2.3 Další zadané parametry

Další zadané parametry jsou uvedeny v tab.: 3-3. Vzhledem k náročnosti provozu (nepřetržitý provoz, prašné prostředí, problematický servis atd.) je požadavek zadavatele na návrh převodovky se servisním faktorem $K_a \geq 2,5$. Životnost pohonného systému by měla být více jak 10 let. Doba životnosti byla s rezervou stanovena na 100000 hodin.

Parametr	Označení	Hodnota	Jednotka
Výstupní otáčky	n_{2v}	6,8-7,6	1/min
Servisní faktor	K_a	$\geq 2,5$	-
Doba životnosti	$L_{žp}$	100 000	h
Doba provozování		>10	let
Nárok na provoz		24	h/den
Frekvence spouštění		2 x za den	

Tab.: 3-3 Další zadané parametry

3.3 Další požadavky

- Brát ohled na původní připojovací rozměry pohonného systému na hřídel kola.
- Co nejmenší hmotnost pohonného systému.
- Zajistit dostatečné mazání převodovky.
- Při návrhu vycházet z obecných požadavků, viz kap. 3.4.
- Brát ohled na ustavení pohonného systému.
- Co nejvíce využít komponenty ze sériově vyráběné převodovky.
- Brát ohled na jednoduchost výroby převodové skříně.
- Brát ohled na možnost pravidelné kontroly vnitřních částí převodovky.
- Dostatek prvků pro manipulaci.

3.4 Obecné požadavky

FUNKČNOST	ŽIVOTNOST	SPOLEHLIVOST
SMONTOVATELNOST	BEZPEČNOST PROVOZU	ESTETIČNOST
EKOLOGICKÁ NENÁROČNOST	EKONOMICKÁ NENÁROČNOST	ERGONOMIE

Tab.: 3-4 Obecné požadavky

3.5 Specifikace požadavků na pohonný systém kola

Požadavky	Požadov. hodnota	Požadavek / přání
Základní provozní požadavky na vlastnosti technického systému (TS)		
<i>Funkce / účinky konstruovaného TS</i>		
Pohonný systém		
Jmenovitý výkon motoru	500 kW	Požadavek
Jmenovité otáčky motoru	991 1/min	Požadavek
Otáčky na výstupu	6,8 – 7,6 1/min	Požadavek
<i>Vhodnost funkcí TS pro požadovaný transformační proces</i>		
Provoz		
Mazání převodovky	Vysoká	Požadavek
<i>Vhodnost TS pro provoz v požadovaném místě</i>		
Charakter provozního prostředí	Nečisté	Požadavek
<i>Vhodnost TS pro provoz v požadovaném časovém rozmezí</i>		
Doba provozování	100 000 hodin	Požadavek
Frekvence používání	Nepřetržité	Požadavek
Stupeň spolehlivosti	Vysoká	Požadavek
<i>Vhodnost TS k materiálům a energetice okolí</i>		
Korozivzdornost	Standardní	Požadavek
Zabránit znečišťování okolí při provozu	Standardní	Požadavek
Ostatní požadavky na vlastnosti a chování TS		
<i>Vhodnost TS pro člověka</i>		
Bezpečnost	Vysoká	Požadavek
Ergonomičnost	Standardní	Přání
Estetičnost	Vysoká	Přání
Zdravotní nezávadnost materiálů TS	Úplná	Požadavek
<i>Náročnost TS na likvidační prostředky</i>		
Likvidační prostředky a technologie	Standardní	Požadavek
<i>Náročnost TS na distribuční prostředky</i>		
Vhodnost balení a transportu zařízení	Standardní	Přání
Manipulace a montáž zařízení	Jednoduchá	Požadavek
<i>Vhodnost TS pro nákladová manažersko-technologická hlediska</i>		
Náklady na montáž	Nízké	Přání
Náklady na údržbu	Nízké	Přání
Náklady na provoz	Nízké	Přání
Náklady na servis a opravu	Nízké	Přání
Náklady na energie	Nízké	Přání

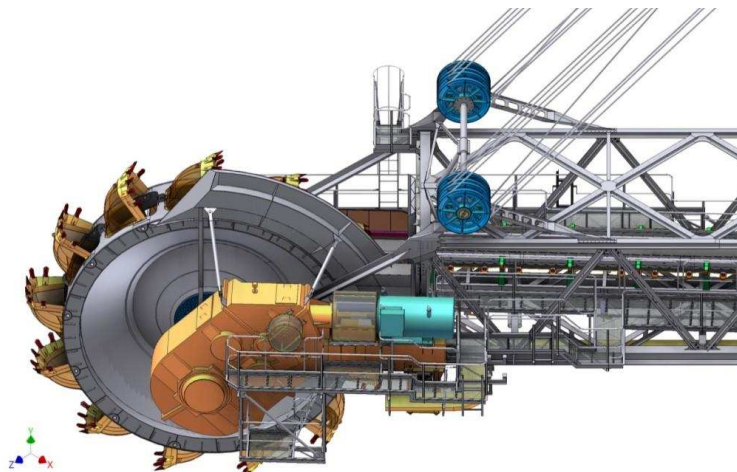
Tab.: 3-5 Specifikace požadavků na pohonný systém kola

4 Konkurenční řešení

Konkurenční řešení pohonného systému kola je zobrazeno na obr.: 4-1 a obr.: 4-2. Pohonný systém kola kolesového rýpadla, je složen z 6-pólového elektromotoru o výkonu 500 kW a čtyř-stupňové kuželo-čelní převodovky. Skříň převodovky je vyrobena jako svařenec a součástí skříně je rám pro elektromotor. Skříň s rámem pro elektromotor je přišroubována ke konstrukci kolesového výložníku a slouží jako rameno pro záchyt momentu převodovky. Výstupní dutá hřídel převodovky je nasazena na hřídel kola a točivý moment je z převodovky na kolo přenášen pomocí svěrného disku, který je možné vidět na obr.: 4-1 (červená součást v ose hřídele kola).



Obr.: 4-1 Pohled na pohon kola rýpadla KU 300 [30]



Obr.: 4-2 Pohon kola kolesového rýpadla KU 300 [31]

5 Varianty řešení, volba optimálního řešení

Tato kapitola je zaměřena na volbu a kontrolu částí převodovky, které jsou vybírané z katalogu. Dále bude tato kapitola zaměřena na vytvoření možných variant kuželo-čelního předstupně převodovky a výběr optimálního řešení, které bude sloužit jako podklad pro konstrukční návrh kuželo-čelního předstupně.

5.1 Volba planetové převodovky

V této kapitole bude zvolena z katalogu planetová převodovka, která bude umístěna na výstupu kuželo-čelního předstupně. Ve výběru vhodné varianty bude s touto planetovou převodovkou uvažováno. Na základě finální koncepce uspořádání převodovky (kap. 5.2.5), budou z planetové převodovky použity buď oba planetové stupně, nebo pouze druhý planetový stupeň.

- Maximální moment na kolese M_{kmax} :

$$M_{kmax} = F_{Tok} \cdot \frac{D_k}{2} = 146 \cdot \frac{7,5}{2}$$

$$M_{kmax} = 547,5 \text{ kNm}$$

Maximální moment, který může na kolese vzniknout je počítán ze zadané maximální tečné síly na obvodu kolese F_{Tok} a průměru kolese D_k .

- Minimální moment planetové převodovky M_{kminpp} :

$$M_{kminpp} = M_{kmax} \cdot K_a = 547,5 \cdot 2,5$$

$$M_{kminpp} = 1368,75 \text{ kNm}$$

Násobením maximálního momentu na kolese M_{kmax} a požadovaného servisního faktoru K_a (požadavek zadavatele), byl zjištěn minimální moment M_{kminpp} , který musí být schopna planetová převodovka přenést.

Aby byl splněn požadavek na servisní faktor $K_a \geq 2,5$, musí být z katalogu (příloha č. 2), vybrána planetová převodovka s výstupním točivým momentem vyšším, než je vypočítaný moment M_{kminpp} . Tomuto, dle katalogu, vyhovuje planetová převodovka s označením P2NA32. Při výběru je však zapotřebí brát v úvahu přípojovací rozměry, protože se jedná o náhradu převodovky. Dle zadaného průměru hřídele kolese d_{hk} , byla proto z katalogu (příloha č. 2) zvolena planetová převodovka s označením P2NA34. Ze zadání plyne, že požadavek na shodné přípojovací rozměry je při náhradě převodovky důležitý. Při volbě planetové převodovky P2NA32 by bylo nutné vyrobit nový hřídel kolese, což by obnášelo kompletní demontáž kolese. Tímto by se zvýšily celkové náklady spojené s náhradou pohonného systému, které by byly mnohem vyšší, než rozdíl ceny planetové převodovky P2NA32 a P2NA34. Nadále budu proto při řešení pohonného systému uvažovat s použitím planetové převodovky P2NA34 s celkovým převodovým poměrem 26,622.

	Převod i
1. planetový stupeň	4,714
2. planetový stupeň	5,647
Celkový převodový poměr	26,622

Tab.: 5-1 Převodové poměry planetové převodovky P2NA34

5.2 Výběr optimálního řešení

V této kapitole budou řešeny možné konstrukční uspořádání jednotlivých částí převodovky. Toto uspořádání bude zhotoveno ve třech variantách (tab.: 5-2), z nichž bude vybrána varianta nejvhodnější. Zvolená varianta bude dále řešena v rámci konstrukčního návrhu převodovky pohonu kola.

U počtu stupňů vstupního převodu (tab.: 5-2), je uvažován u každé varianty první stupeň kuželový. Důvodem je fakt, že je zapotřebí docílit, aby byly osy vstupu a výstupu na sebe kolmé. Následující stupně vstupního převodu jsou uvažovány jako převody s čelními koly.

Varianta	A	B	C
Počet planetových stupňů	jeden		dva
Počet stupňů vstupního převodu	dva	tři	čtyři
Orientace vstupního převodu	kuželo-čelní (orientován horizontálně)	kuželo-čelní (orientován vertikálně)	kuželo-čelní (orientován diagonálně)
Způsob mazání	brodění + rozstřík		oběhové mazání

Tab.: 5-2 Možné varianty řešení

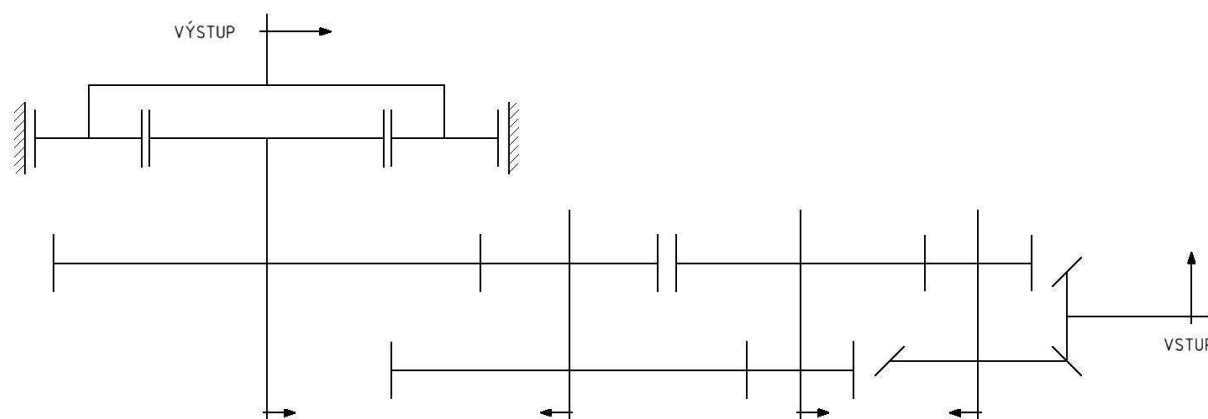
5.2.1 Varianta A

Tato varianta, vyznačena modře v tab.: 5-2, obsahuje jeden planetový převod. Kuželově-čelní předstupeň je vybaven čtyřmi převodovými stupni, z nichž jeden je kuželový. Kinematické schéma varianty A je zobrazeno na obr.: 5-2. Vstupní převod je orientován horizontálně, viz obr.: 5-1. Mazání je u tohoto uspořádání řešeno broděním ozubení s následným rozstříkáním oleje.



Obr.: 5-1 Schéma orientace vstupního převodu - varianta A

V této variantě je uvažováno použití pouze druhého stupně planetové převodovky, vybrané z katalogu, viz kapitola 5.1. Tento planetový stupeň má převod 5,647. Ze zadaného rozsahu výstupních otáček (6,8 – 7,6 [1/min]) a jmenovitých otáček motoru (991 [1/min]), lze díky znalosti převodového poměru na planetovém převodu, dopočítat rozsah převodu, připadající na vstupní převod. Rozsah převodového poměru vstupního převodu je 23,091 – 25,808. Při úvaze, že bude mít každý převodový stupeň stejný převod, dostáváme převod každého stupně v rozsahu 2,192 - 2,254. Podle zvyklostí TGE Transmission (zadavatel práce) je na jednom převodovém stupni možný převod maximálně 5. Z tohoto plyne, že je u této varianty použito zbytečně velké množství převodových stupňů vstupního převodu.



Obr.: 5-2 Kinematické schéma - varianta A

Výhody varianty A: Jednoduchá konstrukce skříně převodovky (horizontální uspořádání jednotlivých stupňů). Snadnější montáž oproti vertikálnímu a diagonálnímu uspořádání jednotlivých stupňů. Použití pouze jednoho planetového převodu.

Nevýhody varianty A: Méně vhodné z hlediska zástavbových rozměrů vzhledem k uspořádání okolní konstrukce. Použití zbytečně velkého množství stupňů vstupního převodu.

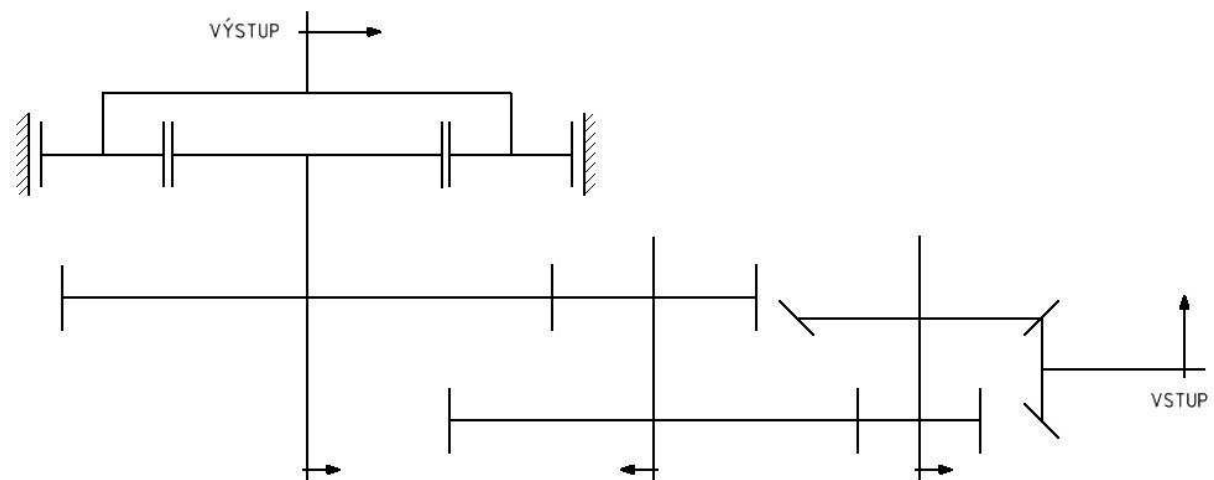
5.2.2 Varianta B

Varianta B je v tab.: 5-2 vyznačena červenou barvou. Sestává se z jednostupňového planetového převodu a vstupního kuželo-čelního převodu, který obsahuje tři převodové stupně. Vstupní a výstupní osa svírá úhel 90° . Vstupní převod je proto opět vybaven kuželovým stupněm. V této variantě je vstupní převod orientován diagonálně, viz obr.: 5-3. Kinematické schéma varianty B je možné vidět na obr.: 5-4. Mazání veškerých částí převodovky je v této variantě řešeno oběhovým mazáním, které je připojené na centrální mazací soustavu.



Obr.: 5-3 Schéma orientace vstupního převodu - varianta B

Na rozdíl od varianty A, je v této variantě uvažováno se třemi převodovými stupni vstupního převodu. Při analogické úvaze, která byla popsána ve variantě A, připadá na vstupní převod, převodový poměr v rozsahu 23,091 – 25,808. Na každý převodový stupeň vstupního převodu u této varianty, připadá převod v rozsahu 2,848 – 2,955.



Obr.: 5-4 Kinematické schéma - varianta B

Výhody varianty B: Ideální řešení z hlediska zástavbových rozměrů převodovky vzhledem k uspořádání okolní konstrukce. Použití pouze jednoho planetového převodu. Použití menšího množství převodových stupňů vstupního převodu (oproti variantě A).

Nevýhody varianty B: Složitější konstrukce skříně převodovky, v porovnání s horizontálním uspořádáním převodových stupňů vstupního převodu. Nutnost použití oběhového mazání. Složitější montáž převodových stupňů.

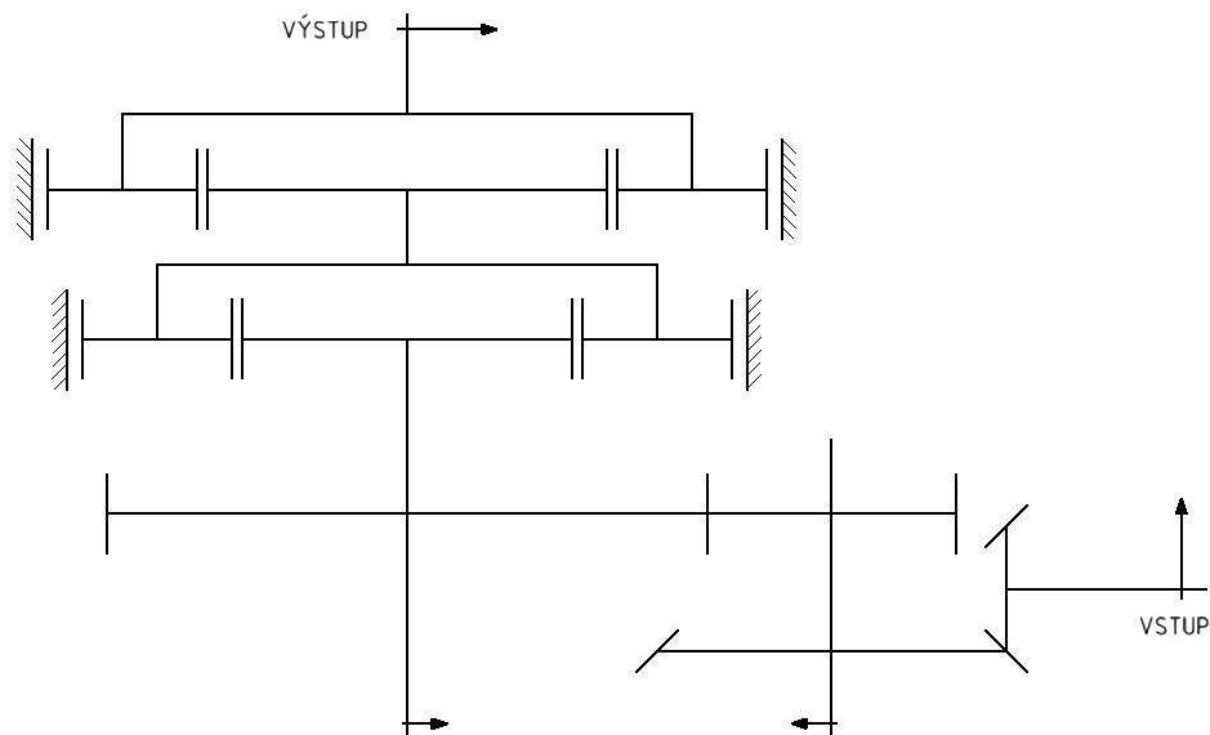
5.2.3 Varianta C

Varianta C je v tab.: 5-2 naznačena zelenou barvou. Obsahuje dva planetové stupně a dva stupně vstupního převodu, z nichž jeden je opět kuželový. Kuželo-čelní předstupeň je v této variantě orientován vertikálně, viz obr.: 5-5. Na obr.: 5-6 je možné vidět kinematické schéma varianty C. Mazání, je u této varianty řešeno obdobně jako u varianty B, tzn. oběhovým mazáním.



Obr.: 5-5 Schéma orientace vstupního převodu - varianta C

Jelikož jsou v této variantě použity dva planetové stupně, jsou dostačující pouze dva převodové stupně vstupního převodu. Převodový poměr planetové převodovky je 26,622. Z úvahy uvedené ve variantě A, připadá na vstupní převod, převodový poměr v rozsahu 4,898 – 5,474. Při uvažování stejného převodového poměru na každém stupni vstupního převodu, vychází převod jednoho stupně v rozsahu 2,213 – 2,340.



Obr.: 5-6 Kinematické schéma - varianta C

Výhody varianty C: Menší množství převodových stupňů vstupního převodu (oproti variantě A a B).

Nevýhody varianty C: Nepříznivé uspořádání z hlediska zástavbových rozměrů převodovky vzhledem k uspořádání okolní konstrukce (nežádoucí rozšíření převodovky v ose koleso). Nákladnější, protože jsou použity dva planetové stupně, namísto jednoho (varianta A a B). Nutnost použití oběhového mazání. Složitější montáž převodových stupňů.

5.2.4 Hodnocení variant

Dle stanovených kritérií, která jsou uvedena v tab.: 5-3, bude vybrána vhodná varianta. Kritéria jsou u jednotlivých variant obodována od 1 do 5, kde vyšší vhodnost kritéria je obodována vyšším počtem bodů. Z tab.: 5-3 je patrné, že optimální se jeví varianta B.

Varianta	A	B	C
Prostorová vhodnost	3	5	4
Zaručení výstupních parametrů	5	5	5
Náklady	3	4	2
Smontovatelnost	4	3	3
Celkem bodů	15	17	14

Tab.: 5-3 Hodnocení variant

5.2.5 Zvolená varianta

Dle tab.: 5-3 byla pro konstrukční návrh vstupního převodu pohonného systému kola zvolena varianta B, která je v tab.: 5-2 naznačena červeně. Převodovka ve zvolené variantě se skládá ze třístupňového kuželo-čelního vstupního převodu orientovaného diagonálně a jednostupňové planetové převodovky. Planetová převodovka byla vybrána z katalogu jako nakupovaný díl. Práce se dále bude zabývat rozpracováním konstrukčního návrhu kuželo-čelního vstupního převodu. Součástí návrhu bude navržení rámu pro elektromotor.

5.3 Ověření zadaných parametrů

Jelikož je velikost elektromotoru součástí zadání, je potřeba zkontrolovat, jestli je jeho výkon dostatečný. Ve výpočtu níže, je uvažováno, že maximální tečná síla na obvodu kola vzniká při výstupních otáčkách 7,6 [1/min], to znamená, že je potřebný výkon počítán z přísnějších kritérií.

- obvodová rychlost na kolese v_{ok} :

$$v_{ok} = \pi \cdot \frac{n_{2v}}{60} \cdot D_k = \pi \cdot \frac{7,6}{60} \cdot 7,5$$

$$v_{ok} = 2,985 \text{ m/s}$$

- maximální potřebný výkon P_{kmax} :

$$P_{kmax} = F_{ok} \cdot v_{ok} = 146 \cdot 2,985$$

$$P_{kmax} = 435,81 \text{ kW}$$

Maximální potřebný výkon P_{kmax} musí být menší než jmenovitý výkon elektromotoru, snížený o ztráty, které vzniknou v převodovce.

- celková účinnost převodovky η_c :

$$\eta_c = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 = 0,97 \cdot 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,96$$

$$\eta_c = 0,89$$

Při výpočtu celkové účinnosti převodovky bylo uvažováno, že má kuželový převod účinnost 0,97, převod s čelními koly účinnost 0,98 a planetový převod účinnost 0,96. Dle výpočtu celkové účinnosti bude dále uvažováno, že má převodovka celkovou účinnost 0,89.

- výkon elektromotoru snížený o ztráty v převodovce P_{emz} :

$$P_{emz} = P_{em} \cdot \eta_c = 500 \cdot 0,89$$

$$P_{emz} = 445 \text{ kW}$$

Výkon elektromotoru snížený o ztráty v převodovce P_{emz} , lze nyní porovnat s maximálním potřebným výkonem P_{kmax} .

- podmínka dostatečného výkonu elektromotoru:

$$P_{emz} \geq P_{kmax}$$

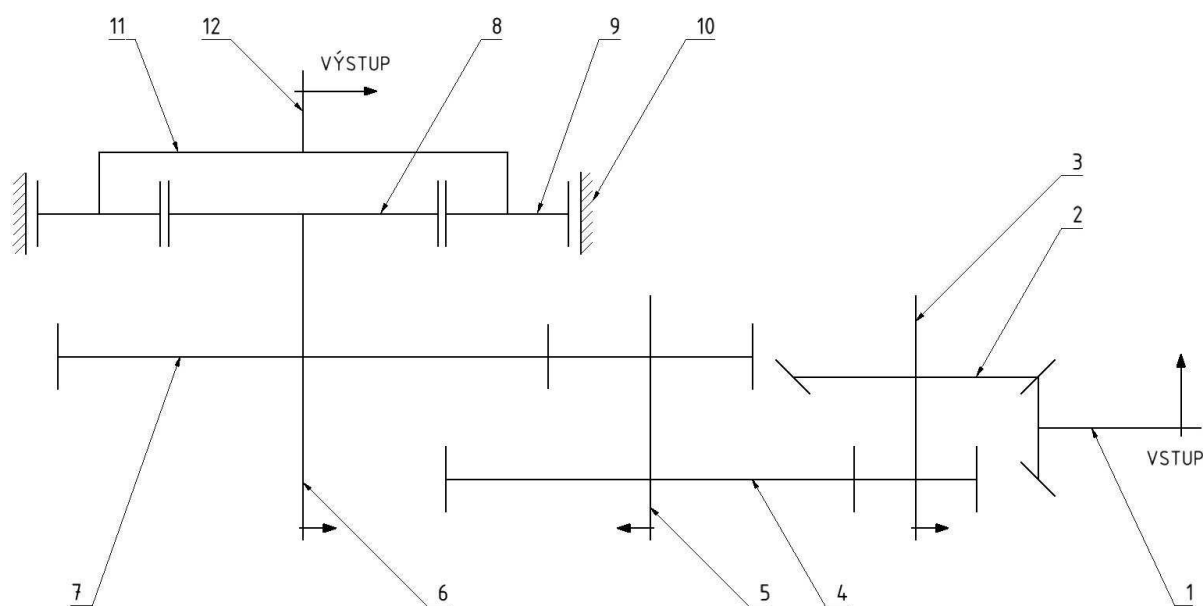
$$445 \text{ kW} > 435,81 \text{ kW} \rightarrow \text{podmínka je splněna}$$

Porovnáním maximálního potřebného výkonu P_{kmax} s výkonem elektromotoru sníženého o ztráty v převodovce P_{emz} , bylo zjištěno, že elektromotor o jmenovitém výkonu 500 [kW] je pro pohon kola dostačující.

6 Výpočet kuželo-čelního předstupně

V první řadě je zapotřebí navrhnout rozměry jednotlivých stupňů kuželo-čelního předstupně, tzn. navrhnout jednotlivá ozubená kola. Poté navrhnout a zkontrolovat hřídele a provést výpočet uložení (ložisek). Dále bude proveden výpočet drážkování, které je použito pro spojení kuželo-čelního předstupně s planetovou převodovkou. Poslední část výpočtu bude zaměřena na výpočet šroubových spojů (nesmí dojít k odlehnutí přírub).

6.1 Kinematické schéma převodovky



Obr.: 6-1 Kinematické schéma

Poznámka k obr.: 6-1: Smysl rotace vstupního hřídele je ve směru hodinových ručiček.

1 – vstupní hřídel převodovky; 2 – kuželové soukolí (první převodový stupeň); 3 – hřídel ozubených kol prvního a druhého převodového stupně; 4 – soukolí s čelními koly (druhý převodový stupeň); 5 – hřídel ozubených kol druhého a třetího převodového stupně; 6 – hřídel ozubeného kola třetího převodového stupně; 7 – soukolí s čelními koly (třetí převodový stupeň); 8 – centrální kolo planetového stupně; 9 – satelit planetového stupně; 10 – korunové kolo planetového stupně; 11 – unašeč planetového stupně; 12 – výstupní hřídel převodovky

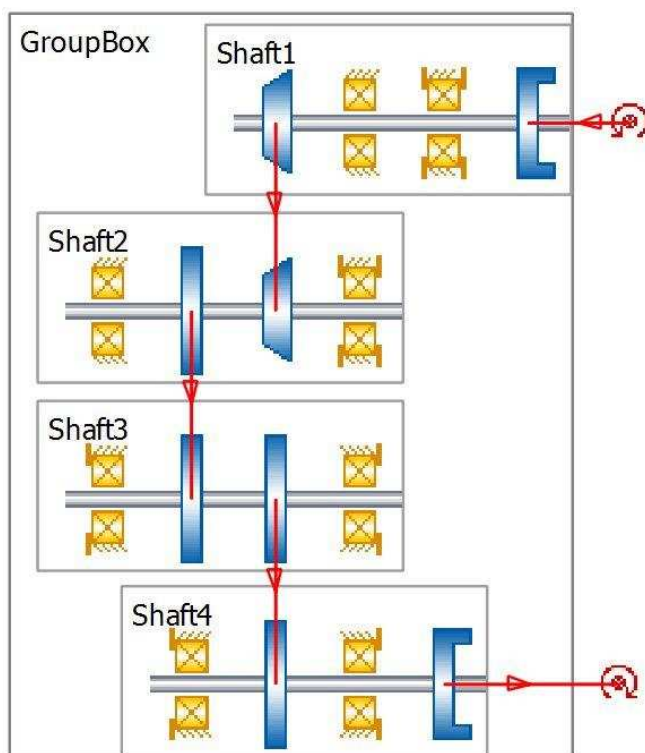
6.2 Výpočet ozubení

Kuželovo-čelní převodovka bude složena ze tří převodových stupňů. Vstupní převod bude volen kuželový, aby byla dosažena požadovaná kolmost vstupní a výstupní osy hřídele. Zbylé dva převodové stupně budou voleny s čelními ozubenými koly. Pro výpočet ozubení bude použit program KISSsoft.

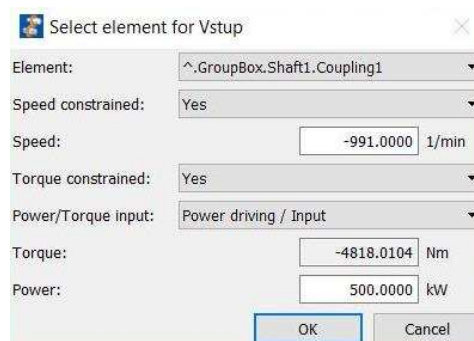
6.2.1 Návrh ozubení v programu KISSsoft

Program KISSsoft je vhodný pro kompletní návrh geometrie ozubených soukolí. Navržená soukolí lze následně exportovat jako 3D model a pracovat s nimi dále v prostředí jiného programu. V programu KISSsoft je návrh všech druhů ozubení obdobný. Níže bude popsán stručný postup návrhu ozubení.

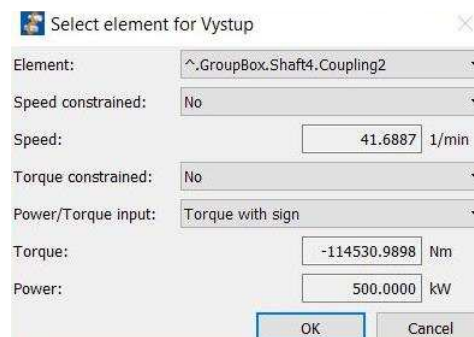
Výhodou tohoto programu je, že dokáže počítat převodovku jako celek a není proto nutné ručně přepisovat zatížení z jednoho soukolí na druhé. Toto je také výhodné z hlediska následného návrhu jednotlivých hřídelů a uložení, jejichž návrh bude řešen v kapitole 6.3. Vazby mezi jednotlivými ozubenými koly je možné vidět na obr.: 6-2. Na vstupu a výstupu převodovky jsou umístěny spojky, které umožňují zadání vstupních parametrů (otáčky, výkon nebo moment). Vždy je třeba zadat otáčky a poté výkon nebo moment. Pokud je zadán výkon, tak je moment dopočítán automaticky a naopak, viz obr.: 6-3. Veškeré hodnoty na výstupu jsou opět dopočítány automaticky, viz obr.: 6-4.



Obr.: 6-2 Vazby mezi ozubenými koly v prostředí KISSsys



Obr.: 6-3 Definice vstupních parametrů



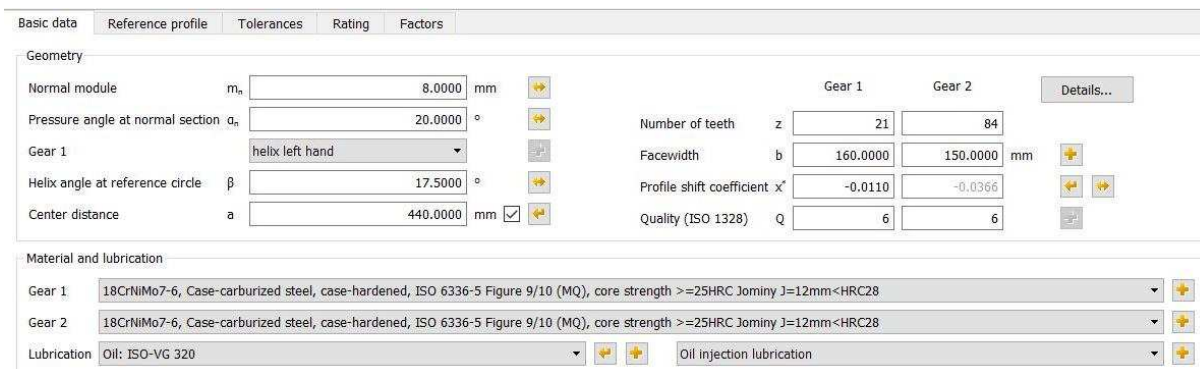
Obr.: 6-4 Výstupní parametry

Před detailním výpočtem geometrie ozubení je možné provést hrubý návrh soukolí, viz obr.: 6-5. V prostředí KISSsys, se tato funkce nazývá „Gear Rough Sizing“. Tato funkce dává uživateli rychlý náhled na možné řešení. Tento návrh je však velmi hrubý a je proto nutné využít prostředí programu KISSsoft. Následně bude popsán návrh ozubení v KISSsoft.



Obr.: 6-5 Hrubý návrh soukolí

V programu KISSsoft je možné kompletně navrhout ozubené soukolí, tzn. navrhout geometrii ozubení a následně soukolí pevnostně zkontrolovat. Na obr.: 6-6 je náhled prostředí pro výpočet soukolí. Záložka základní data, slouží pro vyplnění základních informací o ozubení, tedy modul ozubení, úhel záběru, úhel sklonu zubů, smysl stoupání (pravé nebo levé) a osové vzdálenosti. Výhodou je možnost návrhu soukolí na požadovanou osovou vzdálenost. V pravé části se vyplňují počty zubů, šířky ozubení a korekce. Ve spodní části lze vybrat ze seznamu materiál pastorku a kola, typ oleje a způsob mazání.



Obr.: 6-6 Prostředí pro výpočet ozubení v programu KISSsoft – základní data

Po vyplnění základních informací o ozubení, se lze přesunout do záložky „Rating“, viz obr.: 6-7. V této záložce je zapotřebí uvést dvě hodnoty ze třech možných (výkon, moment, otáčky). V případě, že jsou nastaveny vazby mezi jednotlivými ozubenými koly, viz obr.: 6-2, dojde k vyplnění těchto hodnot automaticky. Dále je pro výpočet potřeba zadat požadovanou životnost a aplikační faktor.

Aplikační faktor má veliký vliv na výpočet ozubení, protože určuje, na jaký výkon bude soukolí dimenzováno. Velikost aplikačního faktoru je dána prostředím, ve kterém zařízení pracuje, počtem rozběhů za den, zatížením atd. Požadavkem zadavatele je navrhout převodovku s aplikačním faktorem $K_a=2,5 [-]$, tzn., že bude soukolí navrženo tak, aby přeneslo 2,5 krát vyšší výkon, než je výkon skutečně přenášený.

Spodní polovina obr.: 6-7 obsahuje možnost nastavení zátěžného spektra. Zde je možné nastavit, po jakou dobu bude soukolí zatěžováno na 100 % a jakou dobu bude zatěžováno např. na 50 %. Jelikož pracuje kolesové rýpadlo nepřetržitě, je ve výpočtu uvažován pouze jeden zátěžný stav a to takový, že bude soukolí přenášet plný výkon po celou dobu provozu zařízení.

The screenshot shows the 'Strength' and 'Load spectrum' sections of the KISSsoft software. The 'Strength' section includes settings for calculation methods (ISO 6336:2006 Method B, according to calculation method, ISO TR 15144, Draft ISO DTR 19042-1), driving gear (Gear 1), and working flank gear (right flank). The 'Load spectrum' section shows a single stage load with a frequency of 100.000000%, power factor of 1.0000, speed factor of 1.0000, and various safety factors (Y_{H1}, Y_{H2}) set to 1.0000. The input is set to Power and Factor.

Frequency [%]	Power factor	Speed factor	Y _{H1}	Working flank G	non-working fla	Y _{H2}	Working flank G	non-working fla
1	100.000000	1.0000	1.0000	100	0	1.0000	100	0

Obr.: 6-7 Prostředí pro výpočet ozubení v programu KISSsoft – nastavení zatížení

Po nastavení všech potřebných hodnot lze spustit výpočet. Když výpočet doběhne, tak se zobrazí ve spodní části zpráva obsahující průměry hlavových kružnic ozubených kol a bezpečnosti, viz obr.: 6-8. Při pohledu na bezpečnosti lze rychle vyhodnotit, zda je výpočet v pořádku a zda vyhovuje. Pokud výsledky ukáží menší hodnoty bezpečností, než jsou hodnoty dovolené, je možné měnit jednotlivé výpočtové hodnoty. Největší vliv na únosnost má modul ozubení, dále šířka ozubení, korekce a materiál. Vhodnou změnou těchto parametrů lze docílit zvýšení výsledné bezpečnosti ozubení.

The screenshot shows the 'Results' window of the KISSsoft software. It displays the contact ratio and safety factors for Gear 1 and Gear 2. The contact ratio is 1.596 / 1.795 / 3.391. The safety factors are: Actual tip circle (mm) 191.975 (Gear 1) and 720.023 (Gear 2); Root safety 1.700 (Gear 1) and 1.678 (Gear 2); Flank safety 1.098 (Gear 1) and 1.146 (Gear 2); Safety against scuffing (integral temperature) 2.613; Safety against scuffing (flash temperature) 1.349.

	Gear 1	Gear 2
Contact ratio (Transverse/Overlap/Total)	1.596 / 1.795 / 3.391	
Actual tip circle (mm)	191.975	720.023
Root safety	1.700	1.678
Flank safety	1.098	1.146
Safety against scuffing (integral temperature)		2.613
Safety against scuffing (flash temperature)		1.349

Obr.: 6-8 Výsledek výpočtu ozubení

6.2.2 Návrh jednotlivých převodů

Základní charakteristika jednotlivých převodových stupňů je zobrazena v tab.: 6-1. Veškeré výsledky výpočtu ozubení je možné nalézt v příloze č. 3.

V tab.: 6-1 lze nalézt výsledné bezpečnosti ozubených kol. Bezpečnost u paty zubu by měla být vyšší než 1,4 a bezpečnost v dotyku vyšší než 1. Při pohledu na bezpečnosti u jednotlivých převodových stupňů lze konstatovat, že všechna ozubená kola vyhovují.

Převod	Parametr	Jednotka	Pastorek	Kolo
1. převodový stupeň	počet zubů	-	25	40
	převod	-	1,6	
	modul	mm	8	
	úhel os	°	90	
	materiál	-	17NiCrMo6-4	17NiCrMo6-4
	šířka ozubení	mm	100	100
	bezpečnost u paty zubu	-	1,83	1,85
	bezpečnost v dotyku	-	1,64	1,66
2. převodový stupeň	počet zubů	-	21	84
	převod	-	4	
	modul	mm	8	
	osová vzdálenost	mm	440	
	materiál	-	17NiCrMo6-4	17NiCrMo6-4
	šířka ozubení	mm	160	150
	bezpečnost u paty zubu	-	1,7	1,68
	bezpečnost v dotyku	-	1,1	1,15
3. převodový stupeň	počet zubů	-	21	78
	převod	-	3,714	
	modul	mm	12	
	osová vzdálenost	mm	620	
	materiál	-	17NiCrMo6-4	17NiCrMo6-4
	šířka ozubení	mm	280	270
	bezpečnost u paty zubu	-	1,76	1,62
	bezpečnost v dotyku	-	1,1	1,15

Tab.: 6-1 Základní charakteristika převodových stupňů

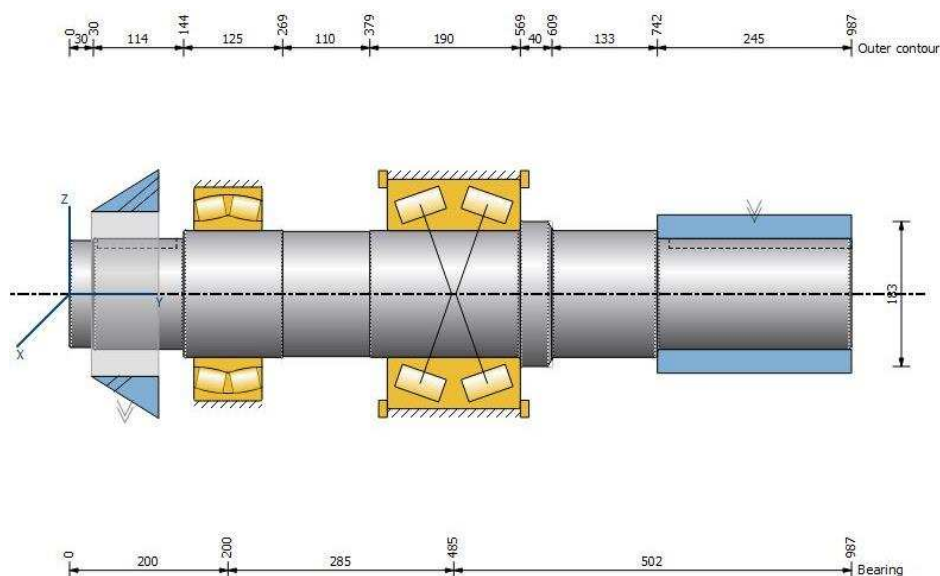
6.3 Výpočet ložisek

Veškeré hřídele převodovky je nutné uložit do radiálních i axiálních ložisek. Všechna ozubená soukolí generují axiální sílu, kterou je nezbytné zachytit v axiálních ložiskách.

6.3.1 Návrh hřídele a ložisek v programu KISSsoft

Pro výpočet hřídele a uložení je vhodné využít nástroj „Shaft calculation“ v programu KISSsoft. Pomocí tohoto nástroje je možné vymodelovat celý hřídel a uložit ho na potřebné typy ložisek. Na hřídel je také možné umístit ozubené kolo. Do výpočtu hřídele jsou poté zahrnuty veškeré zatížení od ozubení, které byly spočítány dříve při návrhu soukolí. Návrh všech použitých hřídelů v převodovce je obdobný, a proto bude nyní podrobněji popsán pouze návrh vstupního hřídele.

Model uložení vstupního hřídele je zobrazen na obr.: 6-9. Sestavení výpočtového modelu hřídele spočívá v první řadě v tvorbě modelu hřídele. Tento model je složen z jednotlivých válců o požadovaném průměru a délce. Model hřídele lze následně vybavit dalšími prvky jako např. drážkou pro pero, rádiusy, úkopy. Po sestavení hřídele je na něj možné umístit příčinná ložiska. Dále je na hřídel možné umístit ozubené kolo, a pokud se jedná o vstupní hřídel, tak i spojku, ve které jsou poté definovány vstupní parametry (otáčky, výkon, moment).



Obr.: 6-9 Model uložení vstupního hřídele v programu KISSsoft

Z obr.: 6-9 je patrné, že je vstupní hřídel uložen v soudečkovém ložisku, které zachycuje radiální sílu (v modelu naznačeno šrafováním na obvodu ložiska). Dále je hřídel uložen v párovaném kuželíkovém ložisku uspořádaném tzv. do X. Toto ložisko zachycuje jak radiální sílu (šrafování na obvodu ložiska), tak zejména axiální sílu, která vzniká od kuželového pastorku (definováno zarážkami na vnějším kroužku ložiska).

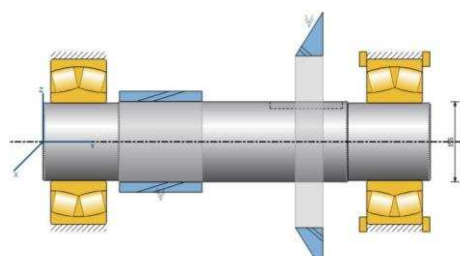
Před spuštěním výpočtu je ještě zapotřebí v záložce „Strength“ nastavit požadovanou životnost, viz obr.: 6-10.

Shaft editor		Basic data		Strength	
Calculation					
Calculation method	DIN 743:2012	Load case	Case 2 (constant stress ratio σ_d/σ_m)		
Type of calculation	Limited life strength	Required safety, static calculation	$S_{min, static}$	1.2000	
Required service life H	100000.0000 h	Required safety, infinite life strength calculation	$S_{min, fatigue}$	1.2000	
General data					
	Bending	Torsion	Tension...ression	Shearing force	
Stress	Alternating	Pulsating	Pulsating	Alternating	
Stress ratio	-1.0000	0.0000	0.0000	-1.0000	
Load factor, static calculation	1.7000	1.7000	1.7000	1.7000	
Load factor, endurance calculation	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	

Obr.: 6-10 Prostředí pro výpočet hřídele v programu KISSsoft

6.3.1.1 Uložení hřídele 2

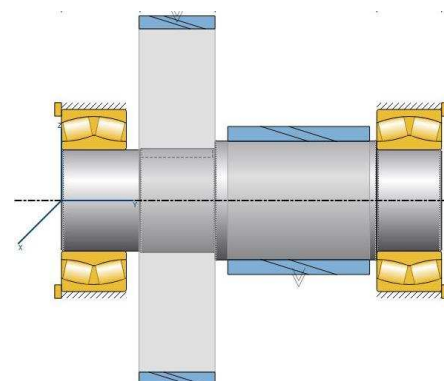
Uložení hřídele 2 je zobrazeno na obr.: 6-11. Tento hřídel je uložen ve dvou soudečkových ložiskách. Z nichž jedno zachycuje pouze radiální sílu (v obrázku zobrazeno na levé straně) a druhé ložisko zachycuje radiální i axiální sílu (v obrázku ložisko vpravo).



Obr.: 6-11 Uložení hřídele 2

6.3.1.2 Uložení hřídele 3

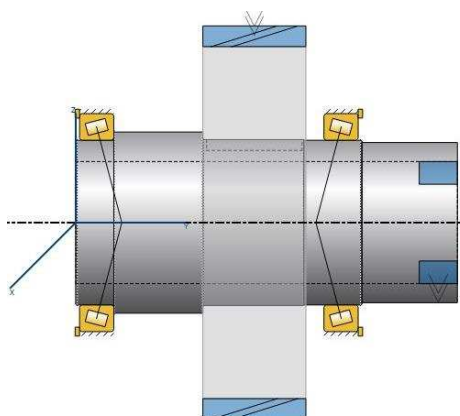
Hřídel 2 je uložen opět ve dvou soudečkových ložiskách, viz obr.: 6-12. Obě ložiska přenášejí radiální i axiální sílu. Ložisko zobrazené v obrázku napravo je zatíženo méně, což je dáno směrem působení axiální síly od ozubení. Bylo by možné zvolit menší ložisko, avšak zadavatel této práce vyslovil požadavek, aby byla použita ložiska pokud možno stejná.



Obr.: 6-12 Uložení hřídele 3

6.3.1.3 Uložení hřídele 4

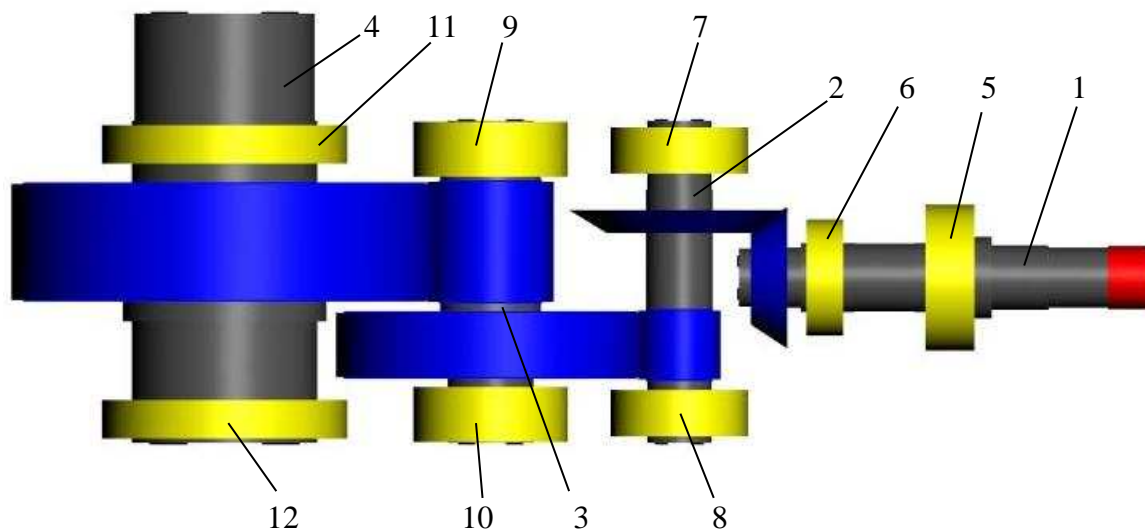
Hřídel 3 je uložen v kuželíkových ložiskách, viz obr.: 6-13. Ložiska přenášejí radiální i axiální síly. Vzhledem ke smyslu stoupání zubů ozubeného kola bude více zatížené ložisko u výstupu (ložisko na obrázku vpravo).



Obr.: 6-13 Uložení hřídele 4

6.3.2 Návrh jednotlivých hřídelů a ložisek

Výsledky výpočtů jednotlivých hřídelů a jejich uložení jsou v plném rozsahu k nalezení v příloze č. 4. Na obr.: 6-14 je zobrazen výpočtový model programu KISSsoft. Model obsahuje všechny komponenty, které jsou pro výpočet uložení potřebné (ozubená kola, hřídele, ložiska a spojku na vstupu). Pro lepší přehlednost lze na obr.: 6-14 nalézt pozice jednotlivých ložisek a hřídelů.



Obr.: 6-14 Model programu KISSsoft pro výpočet hřídelů a ložisek

1 – hřídel 1	5 – ložisko 11	9 – ložisko 31
2 – hřídel 2	6 – ložisko 12	10 – ložisko 32
3 – hřídel 3	7 – ložisko 21	11 – ložisko 41
4 – hřídel 4	8 – ložisko 22	12 – ložisko 42

Hřídel	Maximální průhyb hřídele [mm]	Ložisko	Úhlové natočení ložiska [°]	Přípustné úhlové natočení [°]
hřídel 1	0,159	ložisko 11	0,012	*
		ložisko 12	0,020	2
hřídel 2	0,117	ložisko 21	0,021	3
		ložisko 22	0,023	3
hřídel 3	0,143	ložisko 31	0,015	2,5
		ložisko 32	0,016	2,5
hřídel 4	0,007	ložisko 41	0,001	*
		ložisko 42	0,001	*

Tab.: 6-2 Průhyby hřídelů a úhlová natočení ložisek

V tab.: 6-2 jsou uvedeny průhyby jednotlivých hřídelů. Tyto průhyby způsobují úhlová natočení ložisek, tzn. vnitřní kroužek ložiska je vůči vnějšímu kroužku natočen o určitý úhel. Toto má neblahý vliv na životnost ložisek a proto by měl být úhel natočení ložiska menší než přípustná hodnota udávaná výrobcem ložiska. Z tab.: 6-2 je patrné, že hodnoty úhlového natočení ložisek dosahují v porovnání s přípustnými hodnotami velmi malých hodnot. Lze tedy říci, že průhyby jednotlivých hřídelů nebudou mít na životnost ložisek téměř žádný vliv. U kuželíkových ložisek nebyly přípustné úhlové natočení ložisek v katalogu výrobce nalezeny (v tabulce místo hodnot uvedena *). Jelikož vycházejí tyto hodnoty opět malé, lze předpokládat, že nebudou úhlová natočení snižovat životnost ložisek ve vysoké míře.

Typy použitých ložisek jsou uvedeny v tab.: 6-3. U jednotlivých ložisek je dále uvedena vypočítaná bezpečnost a životnost. Při pohledu na bezpečnosti je patrné, že jsou dostatečně vysoké. Všechna ložiska vyhovují zadavatelem požadované životnosti 100000 hod.

Umístění	Ložisko	Typ ložiska	Označení SKF	Vnitřní průměr [mm]	Vypočítaná bezpečnost [-]	Životnost [hod]
hřídel 1	ložisko 11	kuželíkové do X	32232 J2/DF	160	35,07	157000
	ložisko 12	dvouřadé soudečkové	23132 CC/W33	160	24,10	262000
hřídel 2	ložisko 21	dvouřadé soudečkové	22330 CC/W33	150	19,11	171000
	ložisko 22	dvouřadé soudečkové	22330 CC/W33	150	26,66	974000
hřídel 3	ložisko 31	dvouřadé soudečkové	23240 CC/W33	200	15,26	318000
	ložisko 32	dvouřadé soudečkové	23240 CC/W33	200	11,49	116000
hřídel 4	ložisko 41	kuželíkové	BT1B 328284/HA1	431,8	17,05	205000
	ložisko 42	kuželíkové	BT1B 328284/HA1	431,8	40,29	>1000000

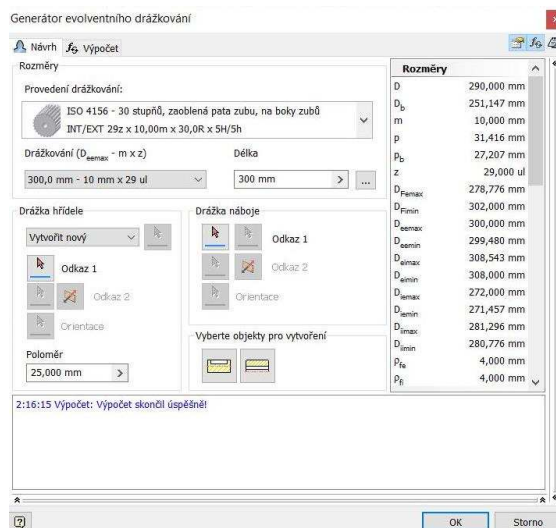
Tab.: 6-3 Použitá ložiska

6.4 Výpočet drážkování

Na výstupu z kuželo-čelní převodovky (hřídel 4) se nachází vnitřní evolventní drážkování. Toto drážkování slouží pro propojení kuželo-čelní a planetové převodovky. Na hřídeli centrálního kola planetové převodovky se nachází vnější evolventní drážkování. Výpočet drážkování je proveden v programu Autodesk Inventor Professional 2015.

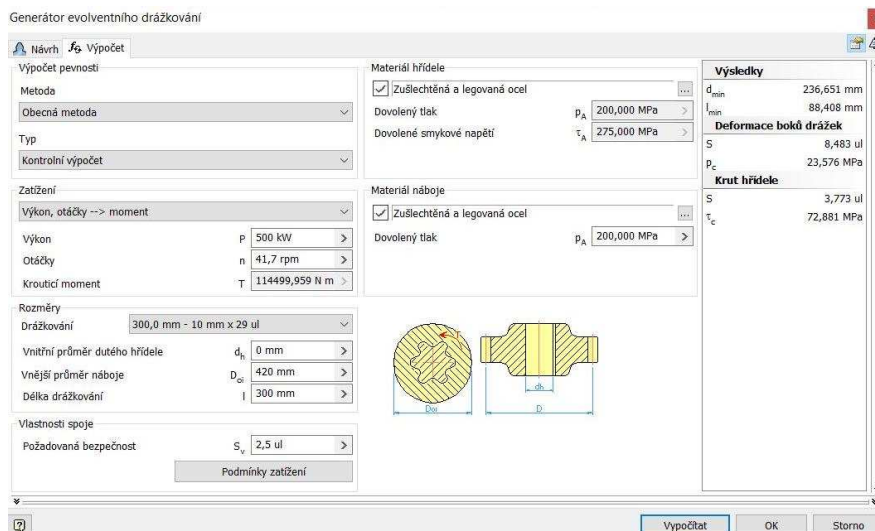
6.4.1 Návrh drážkování v programu Inventor

Při výpočtu drážkování je v první řadě zapotřebí vybrat normu drážkování, viz obr.: 6-15. Poté je možné ze seznamu vybrat charakteristický rozměr drážkování (hlavový průměr drážkování hřídele, modul a počet zubů). Dále je potřeba zadat délku drážkování.



Obr.: 6-15 Návrh evolventního drážkování

Před spuštěním výpočtu je zapotřebí otevřít záložku „Výpočet“, viz obr.: 6-16. Zde je třeba vybrat způsob zatížení. V tomto případě byl zadán přenášený výkon a otáčky (moment je dopočítán ze zadaných hodnot). Dále je zapotřebí zadat vnější průměr náboje, délku drážkování v duté hřídeli a požadovanou bezpečnost spoje. V poslední fázi je nezbytné zvolit materiál hřídele a náboje.



Obr.: 6-16 Návrh evolventního drážkování - výpočet

6.4.2 Výsledky výpočtu drážkování

Kompletní výsledky výpočtu evolventního drážkování jsou uvedeny v příloze č. 5. Základní rozměry evolventního drážkování jsou uvedeny v tab.: 6-4.

Norma drážkování	Rozměr (počet zubů x modul [mm] – délka [mm])	Bezpečnost spoje [-]
ISO 4156	29 x 10 - 300	8,5

Tab.: 6-4 Evolventní drážkování

6.5 Návrh spoje perem

Přenos točivého momentu mezi hřídelem a ozubeným kolem je řešen pomocí spoje perem. Přesněji se jedná o vstupní kuželový pastorek a všechna ozubená kola. Návrh a výpočet jednotlivých per je proveden v programu MITCalc.

6.5.1 Návrh spoje perem v programu MITCalc

MITCalc je sada strojírenských výpočtů, která slouží k rychlému návrhu součástí. Systém MITCalc je navržený v programu Microsoft Excel, což přináší jednoduchou ovladatelnost. Uživatel se nemusí učit pohybovat v prostředí nového programu.

Před spuštěním výpočtu je nutné nejprve zadat v záložce „Společné vstupní údaje“ přenášený výkon a otáčky. Dále je možné vyplnit způsob zatížení, provozní parametry, materiál hřídele a náboje a provedení spoje, kde je možné nastavit požadovanou bezpečnost. Program MITCalc udává požadovanou bezpečnost 1,7. Tato bezpečnost byla při výpočtu ponechána.

Po vyplnění vstupních údajů se můžeme přesunout do záložky „Parametry spoje, materiál pera, návrh rozměrů“. Jak již název této záložky napovídá, je zde nutné zvolit typ pera dle normy, materiál pera a průměr hřídele. V této záložce lze také nastavit počet per.

V poslední záložce s názvem „Pevnostní kontroly spoje“ dostaneme výsledky výpočtu. Je zde k nalezení hodnota otláčení pera, drážky hřídele a náboje. Hřídel je při návrhu per navíc zkontrolován na krut. Získané hodnoty porovná MITCalc s dovolenými a spočítá jednotlivé bezpečnosti.

6.5.2 Výsledky výpočtu spoje perem

Kompletní výpočty spojení perem jsou uvedeny v příloze č. 6. Základní rozměry jednotlivých per a vypočítané bezpečnosti jsou uvedeny v tab.: 6-5. Z tabulky je patrné, že jsou vypočítané bezpečnosti dostačující, navržené velikosti per tedy vyhovují.

Umístění	Rozměr pera (šířka x výška x délka) [mm]	Počet per	Bezpečnost		
			hřídel	náboj	pero
hřídel 1	PERO 36e7 x 20 x 100	1	3,46	4,20	2,31
hřídel 2	PERO 40e7 x 22 x 140	1	4,07	5,18	2,71
hřídel 3	PERO 50e7 x 28 x 160	2	3,05	3,47	2,04
hřídel4	PERO 90e7 x 45 x 250	1	2,71	2,72	1,81

Tab.: 6-5 Rozměry per

6.6 Kontrola šroubových spojů

Tato kapitola je zaměřena na kontrolu šroubových spojů víček převodovky. V případě, že je vnější kroužek ložiska opřen o víčko, tak na něj působí axiální síla. Šrouby by měly být navrženy tak, aby nedošlo při provozu k odlehnutí víčka od stykové plochy. Kontrola šroubových spojů je provedena v programu KISSsoft.

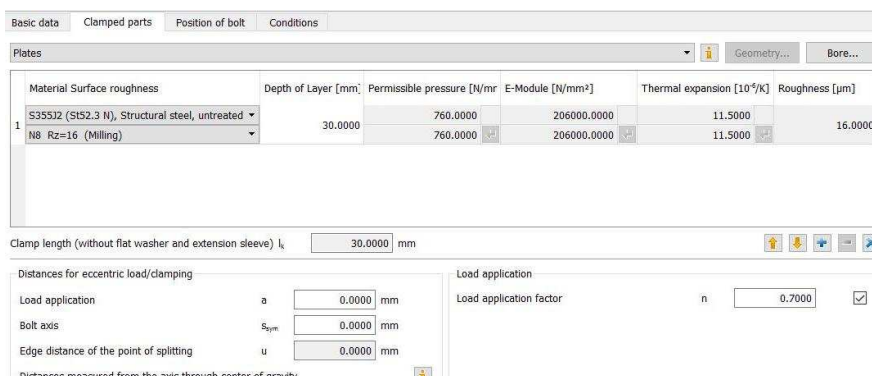
6.6.1 Kontrola šroubových spojů v programu KISSsoft

Princip výpočtu šroubového spoje pro jednotlivá víčka je obdobný, a proto bude nyní popsán stručně postup výpočtu šroubového spoje víčka na vstupu převodovky.

Před spuštěním výpočtu je potřeba zadat v záložce „Basic data“ axiální sílu působící na víčko, viz obr.: 6-17. Tato síla bude následně rozpočítána do jednotlivých šroubů. Dále je zapotřebí zadat typ a rozměry šroubu, a zda bude umístěn do slepé nebo průchozí díry. Lze také definovat, zda bude pod hlavou šroubu podložka.

Obr.: 6-17 Výpočet šroubového spoje - definice výpočtu

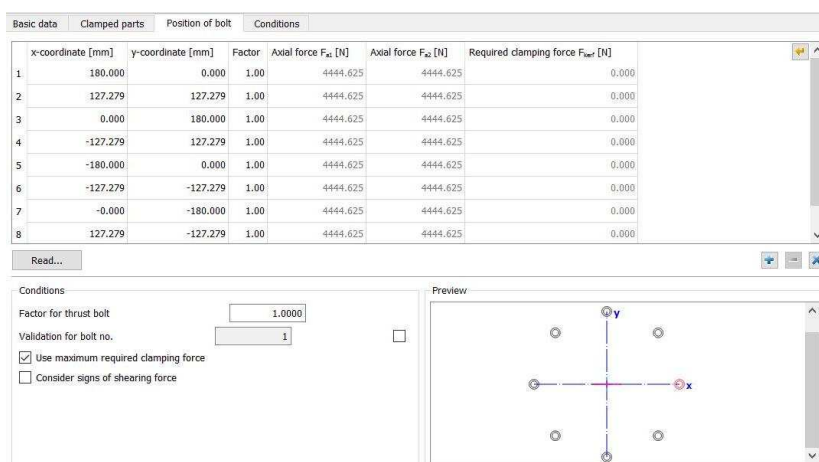
Další záložka („Clamped parts“) zobrazena na obr.: 6-18 slouží pro definici spojované součásti. Zde je možné vyplnit její tloušťku a materiál. Dále se v této záložce nachází informace o dře pro šroub, tedy zejména průměr díry (jemná, střední, hrubá).



Obr.: 6-18 Výpočet šroubového spoje - definice spojované součásti

V poslední řadě, aby výpočet mohl proběhnout, je třeba definovat pozici jednotlivých šroubů, viz obr.: 6-19.

Pokud jsou šrouby umístěny na roztečné kružnici, je možné vyplnit poloměr této kružnice a počet šroubů. Pokud nejsou šrouby na roztečné kružnici umístěny stejně daleko od sebe, je nezbytné vyplnit jejich pozici ručně.



Obr.: 6-19 Výpočet šroubového spoje - definice pozice děr

6.6.2 Výsledky výpočtu šroubových spojů

Podrobné výsledky výpočtu jsou k nalezení v příloze č. 7. Dle vypočítaných bezpečností spojů, které jsou uvedeny v tab.: 6-6 lze říci, že použité velikosti šroubů a jejich počet je dostatečný, tzn., že šroubové spoje na všech počítaných víčkách a přírubě vyhovují. Šroubové spoje ostatních víček nebyly počítány, protože nejsou zatíženy axiální silou (k odlehnutí víček za provozu nedojde).

Pozice	Velikost šroubu (závit x délka) [mm]	Počet šroubů	Axiální síla [N]	Bezpečnost proti odlehnutí [-]
Víčko na vstupu – hřídel 1	M16 x 70	8	35557	11,64
Víčko pravé – hřídel 2	M16 x 70	8	29140	13,27
Víčko levé – hřídel 3	M16 x 55	8	45994	9,94
Příruba planetové převodovky	M30 x 90	12	73590	20,28

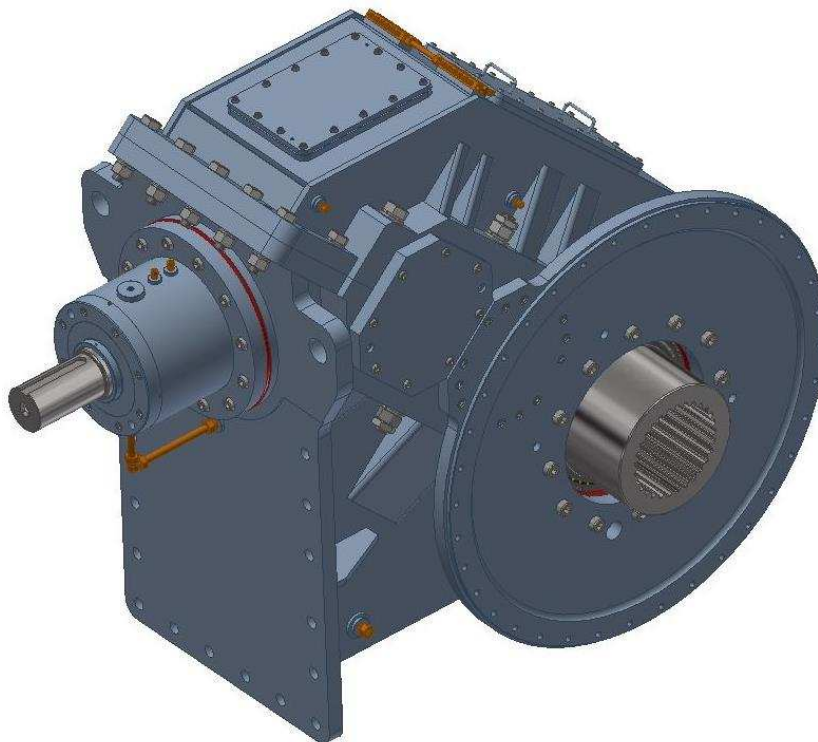
Tab.: 6-6 Vypočítané bezpečnosti šroubových spojů

7 Konstrukční řešení kuželo-čelní převodovky

V kapitole 6 byly navrženy a potřebnými výpočty podloženy veškeré konstrukční uzly převodovky. Všechny výpočty vyhovují po stránce životnosti a bezpečnosti, a je tedy možné přejít k tvorbě 3D modelu převodovky. Tento 3D model bude následně použit pro tvorbu výkresové dokumentace. Pro tvorbu 3D modelu byl zvolen program Autodesk Inventor Professional 2015.

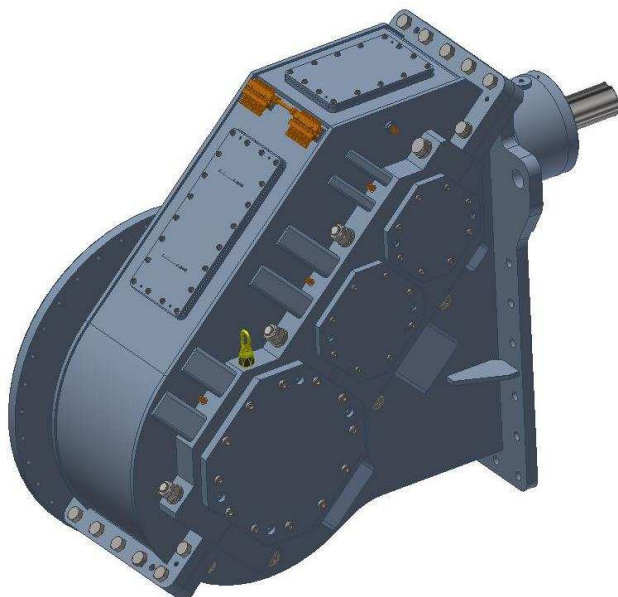
7.1 Celkový popis převodovky

Celkový pohled převodové skříně je zobrazen na obr.: 7-1. V pravé části obrázku (u výstupu) je patrná příruba, která slouží pro přišroubování planetové převodovky. Planetová převodovka je centrována pomocí osazení, které je na přírubě planetové převodovky a při montáži se nasouvá na lícovaný průměr příruby kuželo-čelní převodovky. Pro spojení obou přírub je použito 36 šroubů se šestihrannou hlavou s velikostí závitu M24. V oblasti příruby lze také spatřit výstupní dutý hřídel, který je vybaven vnitřním evolventním drážkováním. Toto drážkování slouží pro přenos točivého momentu z kuželo-čelní převodovky na centrální kolo převodovky planetové. Hřídel centrálního kola planetové převodovky je vybaven vnějším evolventním drážkováním a je nasunut do drážkování duté hřídele. Hřídele centrálního kola není zamezen axiální posun v drážkování, protože jsou jednotlivé komponenty planetové převodovky uloženy jako tzv. „plovoucí“, tzn., že se mohou jednotlivé části do určité míry axiálně posouvat. Je proto třeba umožnit i axiální posun hřídele centrálního kola v drážkování duté hřídele kuželo-čelní převodovky.

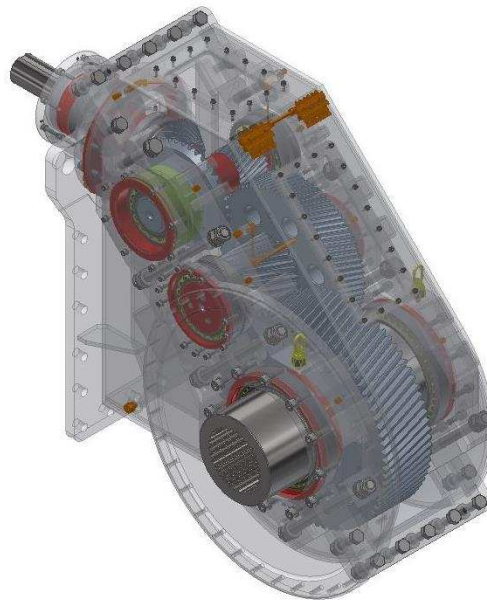


Obr.: 7-1 Celkový pohled na převodovku

V pravé spodní části obr.: 7-1 je znázorněna deska s otvory pro šrouby. Tato deska slouží pro připojení rámu, na kterém je umístěn elektromotor. Ke spojení je použito 16 šroubů o velikosti M36.



Obr.: 7-2 Celkový pohled na převodovku – přední pohled



Obr.: 7-3 Pohled na vnitřní části převodovky

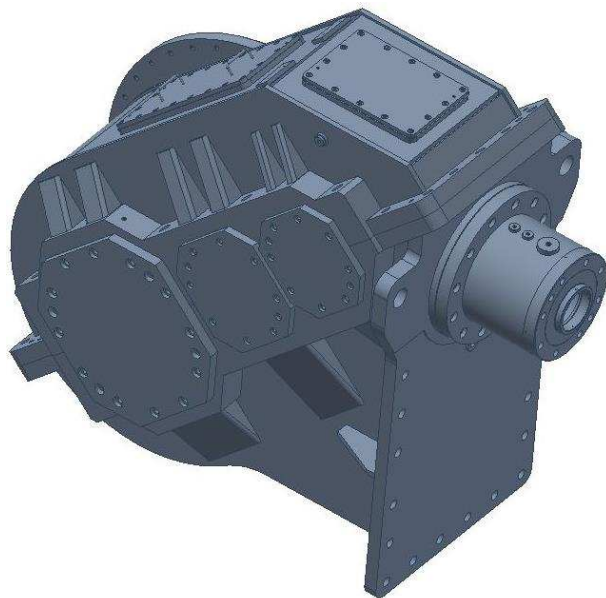
Maximální rozměry převodovky (délka x výška x šířka) jsou přibližně 2500 x 2000 x 1200 [mm]. Přesné rozměry kuželo-čelní převodovky jsou k nalezení ve výkresu sestavy, která je přílohou diplomové práce. Přibližná hmotnost kuželo-čelní převodovky je 7900 [kg].

7.2 Skříň převodovky

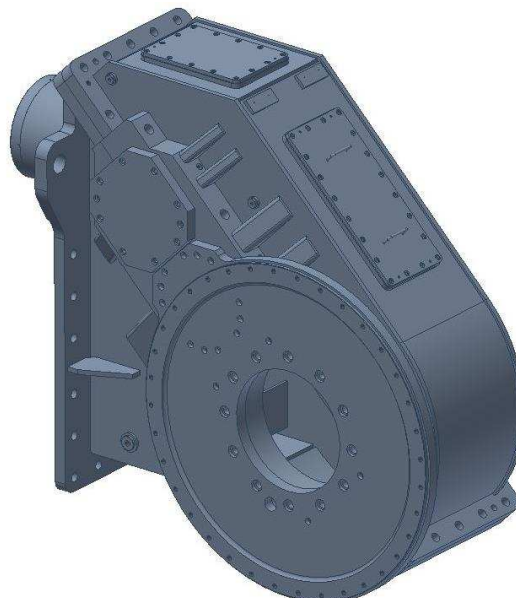
Skříň kuželo-čelní převodovky (dále jen skříň), která je zobrazena na obr.: 7-4, je vyrobena jako svařenec z pálených plechů, profilů, a také velko-průměrové trubky nacházející se u výstupu z převodovky, viz obr.: 7-5. Při výběru polotovarů, ze kterých je skříň svařena, byl brán ohled na to, aby byly normalizovaných rozměrů (profily a velko-průměrová trubka). Jako materiál svařovaných dílů byl zvolen materiál S355J2, který je vhodný ke svařování. Navíc se jedná o materiál, který je běžný pro výrobu plechů, profilů, trubek, takže je běžně dostupný v kterémkoliv hutním velkoobchodu.

Skříň je složena ze tří hlavních částí, spodní části, horní části a vstupního hrnce, který je přišroubován ke spodní části skříně pomocí 12 šroubů se závitem M24. Ve vstupním hrci je uložen na ložiskách vstupní hřídel s kuželovým pastorkem. Dělicí rovina převodovky je vedena přes zbylé tři hřídele, viz obr.: 7-6. Spodní i horní část skříně je vybavena třmeny, ve kterých jsou uložena ložiska těchto tří hřídelů. Třmeny jsou v místech ložisek vyztuženy žebry z profilů, aby bylo docíleno vyšší tuhosti skříně v místě uložení hřídelů. Spodní a horní

část skříně je k sobě spojena šrouby. Spojení přes třmeny je řešeno pomocí svorníků a matic. Pro zaručení vzájemné polohy horní a spodní části skříně jsou umístěny v dělicí rovině dva kuželové kolíky (v protilehlých rozích).



Obr.: 7-4 Skříň převodovky - přední pohled



Obr.: 7-5 Skříň převodovky - zadní pohled

Na obr.: 7-6 jsou znázorněny všechny hlavní části skříně. Kromě zmíněných tří hlavních částí se skříň dále skládá z jednotlivých víček hřidelů, nahlížecích vík (horní část skříně) a příruby (propojení skříně s planetovou převodovkou). Tyto komponenty jsou k hlavním částem skříně přišroubovány pomocí šroubů s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem.



Obr.: 7-6 Rozstřel sestavy skříně

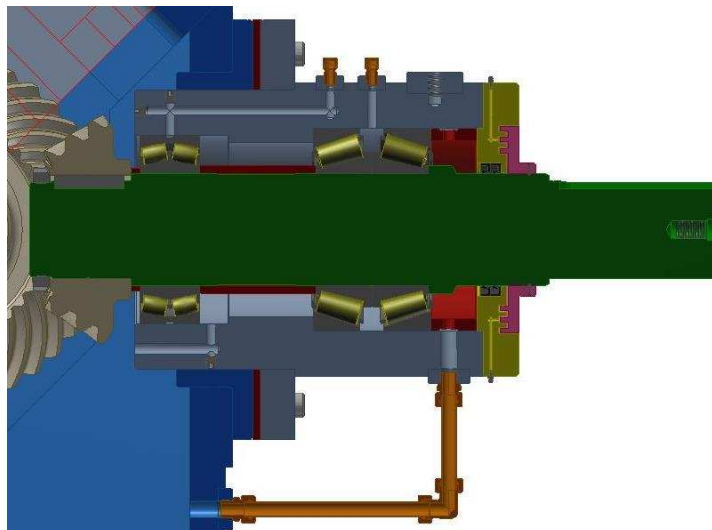
7.3 Uložení hřídelů

Veškeré hřídele jsou v převodové skříni uloženy ve valivých ložiskách. Tato kapitola je zaměřena na popis uložení jednotlivých hřídelů.

7.3.1 Uložení vstupního hřídele

Vstupní hřídel je uložen ve dvou ložiskách, viz obr.: 7-7. První ložisko, dvouřadé soudečkové, zachycuje pouze radiální sílu. Druhé použité ložisko je dvouřadé párované kuželíkové ložisko uspořádané do X. Toto ložisko slouží pro záchyt jak radiální síly, tak hlavně síly axiální. Celá sestava hřídele s ložisky je uložena ve vstupním hrnci (na obrázku šedou barvou), který je přišroubován ke spodní části skříně (modrá část). Z obr.: 7-7 je patrné, že soudečkovému ložisku je zamezen axiální posun dvojicí distančních kroužků, které dosedají na čela vnitřního kroužku ložiska. První distanční kroužek se nachází mezi ložiskem a kuželovým pastorkem, druhý mezi soudečkovým a kuželíkovým ložiskem. Vnitřní kroužek kuželíkového ložiska je uložen mezi osazením hřídele a již zmíněným distančním kroužkem. Vnější kroužek kuželíkového ložiska je zleva opřen o osazení v hrnci a z pravé strany o distanční trubku, která je vložena mezi ložisko a víčko.

Na obr.: 7-7 je dále patrné uložení kuželového pastorku. Přenos točivého momentu z hřídele na pastorek je docílen pomocí pera. Pastorek je na hřídeli axiálně zajištěn KM maticí s MB podložkou. Pro přesné ustavení kuželového pastorku do záběru slouží kroužek, broušený na přesný rozměr, který je umístěn mezi hrncem a převodovou skříň (v obrázku znázorněn červeně). Výhodou tohoto řešení je, že se při ustavování pastorku hýbe s celým vstupním hrncem. Není nutné hýbat s hřídelem uloženým v hrnci.



Obr.: 7-7 Detail uložení vstupního hřídele

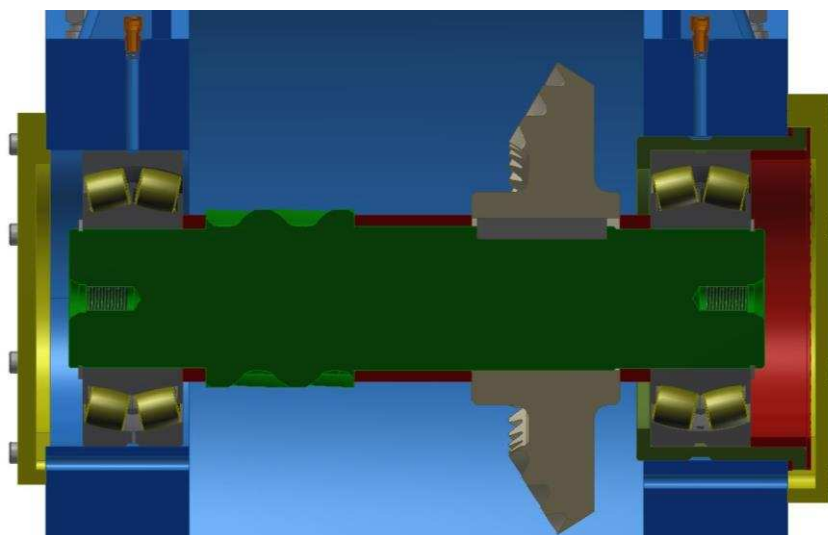
Dále je z obr.: 7-7 patrné vrtání ve vstupním hrnci, které slouží pro přívod oleje k jednotlivým ložiskům. Aby nedocházelo k nadměrnému plnění hrnce olejem, je z hrnce olej odváděn do převodové skříně pomocí vrtání a propojovací trubky.

7.3.2 Uložení hřídele 2

Uložení druhého hřídele je znázorněno na obr.: 7-8. Skládá se ze dvou stejných soudečkových ložisek. Ložisko na levé straně obrázku zachytává pouze radiální sílu, vnější kroužek ložiska není ve třmenu zapřen. Ložisko napravo přenáší radiální a axiální sílu. Vnější kroužek ložiska napravo, je z jedné strany opřen o osazení v pouzdře (v obrázku zelená součást) a z druhé strany o distanční trubku přitaženou k ložisku, přes distanční plech, víčkem. Obě ložiska jsou na hřídeli, z vnějších stran, pojištěny proti pohybu pojistným kroužkem.

Dále je možné na obrázku vidět uložení kuželového kola na hřídeli. Aby bylo umožněno přesné ustavení kola do záběru, je mezi ložiskové pouzdro a převodovou skříň (modrá část) vložen půlený distanční kroužek, broušený na přesný rozměr. Pro přitlačení tohoto kroužku, je nezbytné vložit mezi ložiskové pouzdro a víčko distanční kroužek.

Přívod oleje k ložiskům je řešen vrtáním ve třmenech, viz horní část obrázku. Odvod oleje z prostoru mezi ložiskem a víčkem je řešen vrtáním ve třmenu a vyfrézovanou drážkou ve víčku.



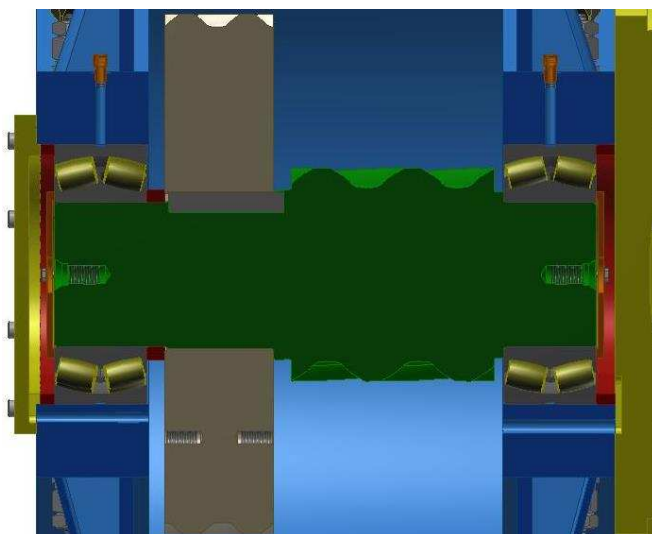
Obr.: 7-8 Detail uložení hřídele 2

7.3.3 Uložení hřídele 3

Hřídel 3 je uložen ve dvou shodných soudečkových ložiskách, viz obr.: 7-9. Obě ložiska jsou zatížena radiální i axiální silou. Vnitřní kroužek levého ložiska je opřen o distanční trubku a z druhé strany axiálně pojištěn příložkou přišroubovanou na čelo hřídele. Vnější kroužek ložiska je opřen o víčko přes distanční trubku. Pravé ložisko je uloženo obdobně jako levé s rozdílem toho, že je vnitřní kroužek opřen o osazení na hřídeli.

Jelikož jsou na tomto hřídeli pouze čelní kola, není zapotřebí řešit přesné ustavení do záběru. Pastorek má vždy větší šířku než ozubené kolo. Při sestavování je zapotřebí dbát pouze na nastavení správné vůle v ložiskách. K tomuto slouží distanční kroužek mezi levým ložiskem a víčkem, který je po odměření vyroben na přesný rozměr.

Přívod oleje k ložiskům je u hřídele 3 řešen obdobně jako u druhého hřídele.



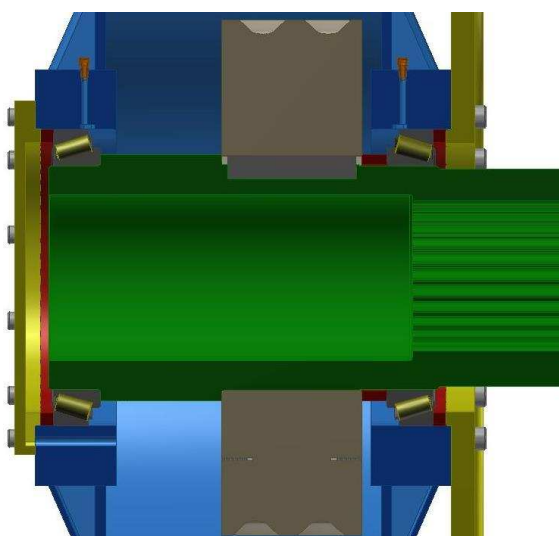
Obr.: 7-9 Detail uložení hřídele 3

7.3.4 Uložení hřídele 4

Uložení hřídele 4 je patrné z obr.: 7-10. Pro záchyt radiální a axiální síly je hřídel uložen ve dvou kuželíkových ložiskách, uspořádaných tzv. do X. Vnitřní kroužek ložiska je opřen buď o distanční trubku, nebo osazení na hřídeli. Vnější kroužek ložiska je přes distanční kroužky přitlačován víčkem (levé ložisko), nebo přírubou pro připevnění planetové převodovky (pravé ložisko).

Při ustavování je stejně jako u hřídele 3, zapotřebí dbát na správné nastavení vůle v ložiskách, aby nebyla zkrácena jejich životnost. K nastavení patřičné vůle slouží distanční kroužek u levého ložiska. Po odměření mezery je kroužek opět vyroben na požadovaný rozměr.

Přívod oleje k ložiskám je řešen obdobně jako u hřídele 2 a 3. Rozdíl je v odvodu přebytečného oleje zpět do skříně. Vrtáním je odváděn olej pouze u levého ložiska. Jelikož je skříň kuželo-čelní převodovky a planetové převodovky propojena, tak může přebytečný olej od pravého ložiska proudit přímo do skříně planetové převodovky.



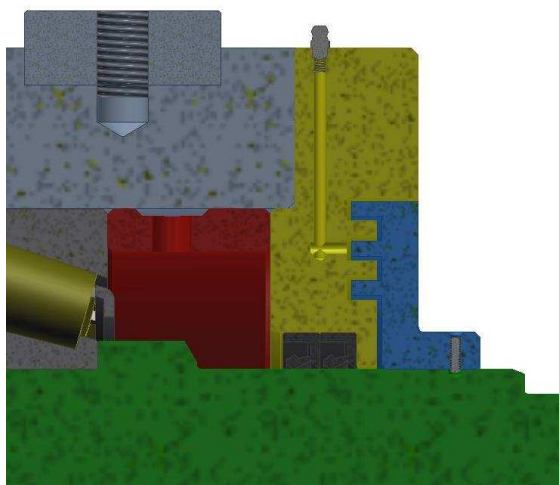
Obr.: 7-10 Detail uložení hřídele 4

7.4 Těsnění převodovky

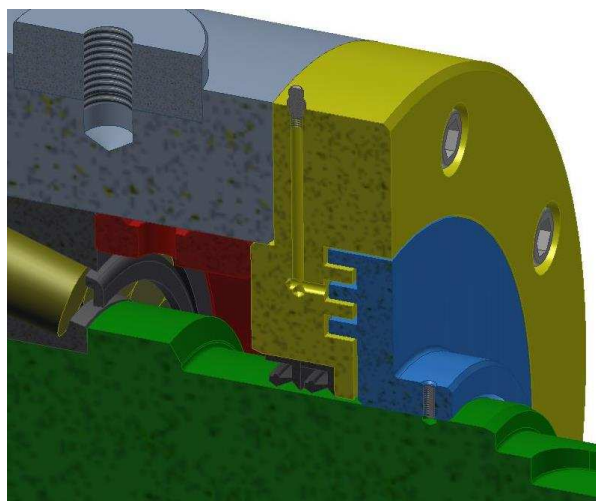
Utěsnění převodové skříně v oblasti vstupního hřídele je znázorněn na obr.: 7-11 a obr.: 7-12. Jelikož je převodovka umístěna ve velmi prašném prostředí, je nezbytné zaručit kvalitní utěsnění. Vstupní hřídel je proto těsněn pomocí labyrintového těsnění (na obrázcích znázorněno modře). Drážky tohoto těsnění zapadají do drážek ve víčku (žlutá část). Jelikož modrá část rotuje společně s hřídelem a žlutá část nerotuje, je nezbytné, aby byla mezi těmito částmi mezera. Pro zamezení vnikání nečistot je prostor labyrintu vyplněn plastickým mazivem, který je přiváděn pomocí čtyř maznic umístěných rovnoměrně po obvodu víčka. Aby nedošlo k vzájemnému kontaktu víčka a labyrintu, musí být labyrint zajištěn proti pohybu. Tomuto je docíleno pomocí čtyř stavěcích šroubů, které zapadají do otvorů na hřídeli. Závit stavěcích šroubů je lepen, aby nedošlo při provozu k jejich uvolnění.

Nezbytné je také zamezit úniku oleje z převodové skříně. Z tohoto důvodu jsou uložena ve víčku dvě hřídelová těsnění, viz obr.: 7-12.

V poslední řadě, je potřeba těsnit veškeré rozebíratelné části převodovky, např. víčka. Těsnění těchto částí je řešeno těsnícím tmelem, který je nanesen na stykové plochy. Při sevření dvou částí, dojde k rovnoměrnému rozprostření tmelu a vytvoření souvislé vrstvy, která zabraňuje pronikání oleje ze skříně.



Obr.: 7-11 Těsnění převodovky - pohled 1



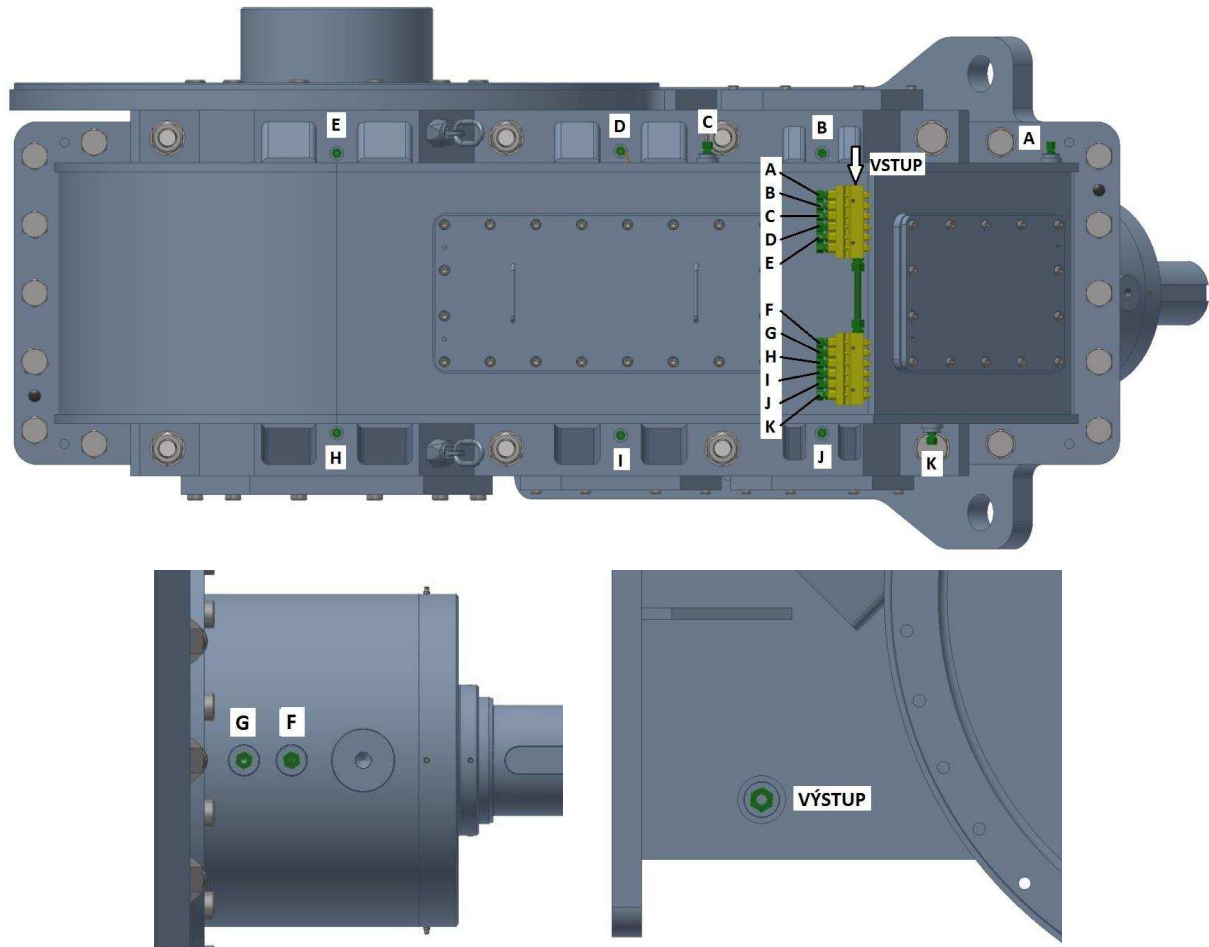
Obr.: 7-12 Těsnění převodovky - pohled 2

7.5 Mazání převodovky

Mazání převodovky je řešeno oběhovým mazáním. Tento způsob mazání zaručuje přívod oleje k jednotlivým ložiskům a do záběru v dostatečné míře. Schéma rozvodu tlakového oleje k ložiskům a do záběrů je zobrazeno na obr.: 7-13. Rozvod oleje je řešen pomocí dávkovačů, které jsou umístěny na horní části převodové skříně (v obrázku znázorněny žlutě). Tyto dávkovače umožňují nastavit přesné množství oleje, které je potřeba přivádět do ložisek pro jejich dostatečné mazání. Tlakový olej vstupuje do dávkovače

z hydrogenerátoru. Olej, který proteče ložisky, stéká do spodní části převodové skříně, ze které je následně odebírán pro opětovné použití.

Rozvod oleje od jednotlivých vstupů do ložisek byl detailně popsán v kapitole 7.3.



Obr.: 7-13 Schéma rozvodu tlakového oleje k ložiskům a záběrům ozubení pomocí oběhového mazání

VSTUP – vstup tlakového oleje do dávkovače (přívod od hydrogenerátoru)

VÝSTUP – výstup oleje z převodové skříně (odvod oleje do hydrogenerátoru)

Potrubí **A, C, K** – přenos tlakového oleje z dávkovače do záběrů jednotlivých převodových stupňů

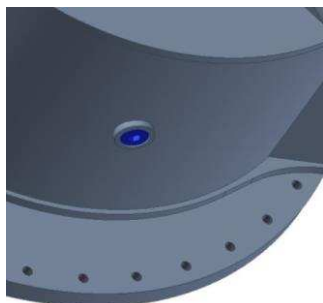
Potrubí **B, D, E, F, G, H, I, J** – přenos tlakového oleje z dávkovače k jednotlivým ložiskům

7.6 Další části převodovky

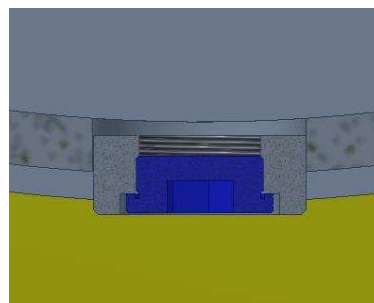
Tato kapitola je zaměřena na další části převodovky. Bude zde popsáno vypouštění oleje a prvky umožňující manipulaci či demontáž.

7.6.1 Vypouštění oleje

Prvek pro vypouštění oleje, je umístěn v nejnižším místě převodové skříně, viz obr.: 7-14. Vypouštění oleje je docíleno pomocí vypouštěcího šroubu, viz obr.: 7-15. Aby byl vypouštěcí šroub uchráněn proti poškození, je zapuštěn do přivařeného prvku spodní části skříně.



Obr.: 7-14 Vypouštění oleje - umístění

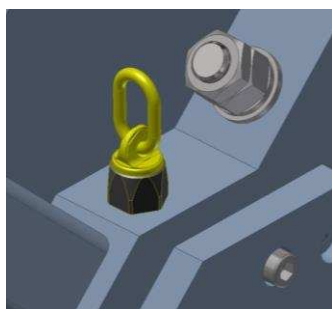


Obr.: 7-15 Vypouštění oleje - řešení

7.6.2 Prvky pro manipulaci

Pro manipulaci s kuželo – čelní převodovkou slouží transportní oko (obr.: 7-16) a otvor v desce, na které je přišroubován rám pro elektromotor (obr.: 7-17). Pro uchopení převodovky jsou k dispozici dvě transportní oka a otvory.

Při návrhu je dále nezbytné brát ohled na to, že bude potřeba manipulovat i s hmotnějšími částmi převodovky. Z tohoto důvodu jsou všechna ozubená kola a hřídele vybaveny závity, do kterých je možné našroubovat transportní oko. Závity pro transportní oka, je vybavena také příruba pro planetovou převodovku, vstupní hrnc a horní část skříně.



Obr.: 7-16 Transportní oko



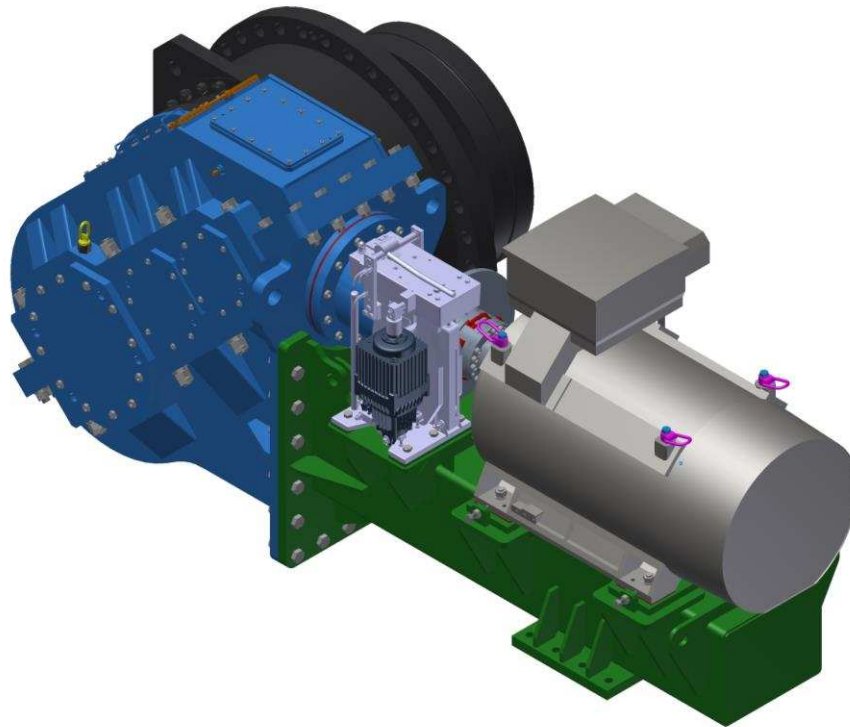
Obr.: 7-17 Transportní otvor

7.6.3 Prvky pro demontáž

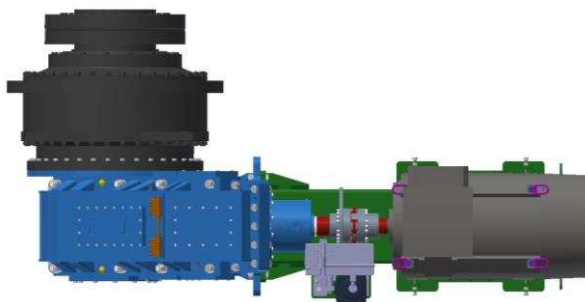
Veškeré části převodovky musejí být, pokud možno, snadno demontovatelné. Z tohoto důvodu, jsou na všech víčkách převodové skříně vyrobeny odtlačovací závity, pomocí nichž dojde při případné demontáži ke snadnějšímu odlehnutí např. víčka od převodové skříně. Dále jsou odtlačovací závity vyrobeny na horní části převodové skříně, přírubě pro planetovou převodovku, vstupním hrnci a nahlížecích víčkách (horní část převodovky).

8 Sestava pohonného systému

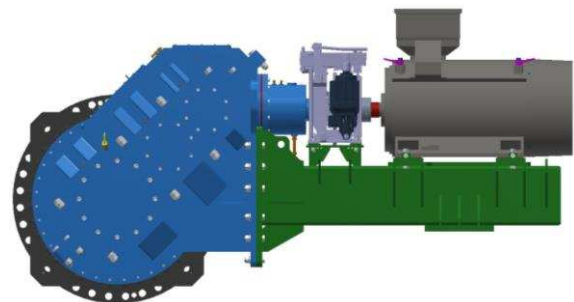
Sestava pohonného systému, která je zobrazena na obr.: 8-1 až obr.: 8-3, je sestavena z pěti konstrukčních celků. Těmito celky je planetová převodovka, kuželo-čelní převodovka, elektromotor, rám pro elektromotor a brzda se spojkou.



Obr.: 8-1 Pohonný systém - pohled 1



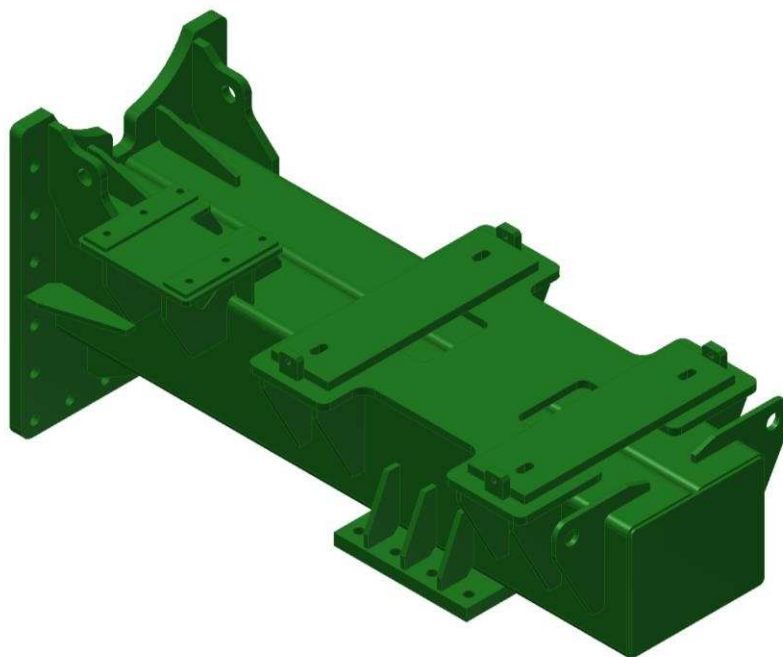
Obr.: 8-2 Pohonný systém - pohled 2



Obr.: 8-3 Pohonný systém - pohled 3

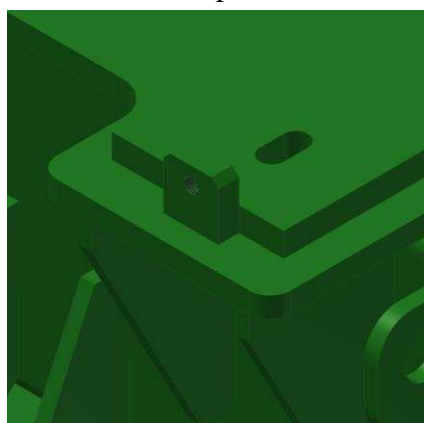
Jak je patrné z obrázků výše, planetová převodovka a rám elektromotoru jsou ke kuželo-čelní převodovce připojeny pomocí šroubů. Planetová převodovka je přišroubována na přírubu, která je součástí kuželo-čelní převodovky. Rám elektromotoru je přišroubován přímo na skříň kuželo-čelní převodovky. Elektromotor a brzda jsou na rám chyceny opět pomocí šroubového spojení.

Rám pro elektromotor a brzdu, viz obr.: 8-4, je zhotoven jako svařenec z materiálu S355J2 (ČSN 11 503). Tělo rámu je zhotoveno ze dvou uzavřených profilů, na které jsou následně přivařeny zbylé části rámu. Polotovary zbylých prvků rámu jsou plechy různých tloušťek, ze kterých jsou jednotlivé komponenty vyrobeny jako výpalek. Pro zvýšení tuhosti je rám vybaven různými žebry, např. v oblasti patek elektromotoru nebo v oblasti, která slouží k uchycení rámu k výložníku kola. Rám je dále vybaven prvky, které slouží pro manipulaci (otvory v různých plechách).

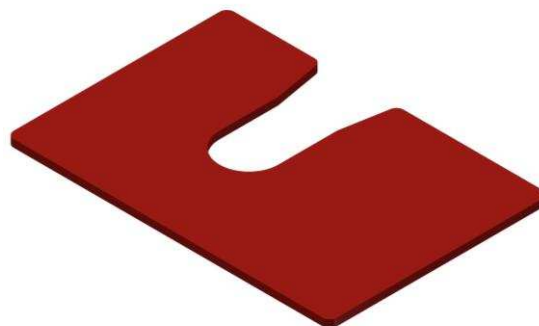


Obr.: 8-4 Rám pro elektromotor a brzdu

Pro snadnější ustavení elektromotoru vůči kuželo-čelní převodovce, je rám vybaven odtlačovacími závitěmi, viz obr.: 8-5. Do těchto závitů je možné našroubovat šroub pomocí, kterého lze motor posunout do požadované polohy. Pro správné ustavení elektromotoru je také zapotřebí možnost svislého posunutí. K tomuto slouží distanční plechy, viz obr.: 8-6, které lze vložit pod patky elektromotoru. Požadovaný rozměr svislého posunutí, lze složit z různých tloušťek těchto plechů.

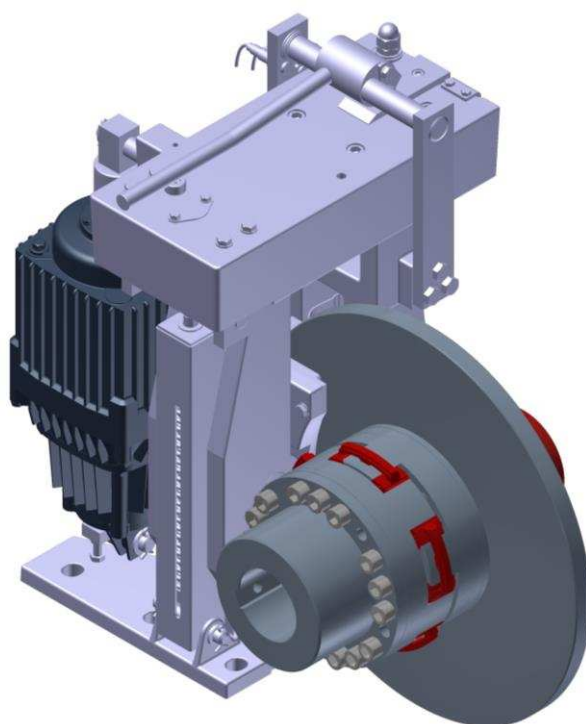


Obr.: 8-5 Závit pro usazení elektromotoru



Obr.: 8-6 Distanční plech

Přenos točivého momentu mezi elektromotorem a kuželo-čelní převodovkou je docílen pomocí pružné spojky. Na tuto spojku je možné v případě potřeby umístit kotouč brzdy, viz obr.: 8-7. Při běžném provozu kolesového rýpadla není brzda používána. Brzda je uvedena do provozu pouze tehdy, pokud je zapotřebí zastavit koleso, např. v případě náhlého poškození některé části kolesového systému. Dalším důvodem, proč musí být pohonný systém vybaven brzdou, je servis kolesa. Pokud je prováděn na kolese servisní zásah, musí být brzda uvedena do provozu, aby nedošlo k samovolné rotaci kolesa. Dle požadavku zadavatele byla brzda vybrána z katalogu tak, aby byla schopná ubrzdit 2,5 krát vyšší točivý moment než je nominální moment elektromotoru. Podrobnější parametry brzdy a spojky jsou uvedeny v příloze č. 8.



Obr.: 8-7 Kotoučová brzda se spojkou

Základní parametry pohonného systému jsou zobrazeny v tab.: 2-1. V této tabulce je možné nalézt zejména výstupní parametry (otáčky a točivý moment).

Parametr	Hodnota	Jednotka
Vstupní otáčky	991	1/min
Vstupní točivý moment	4810	Nm
Celkový převod	134,23	-
Výstupní otáčky	7,38	1/min
Výstupní točivý moment	645646	Nm

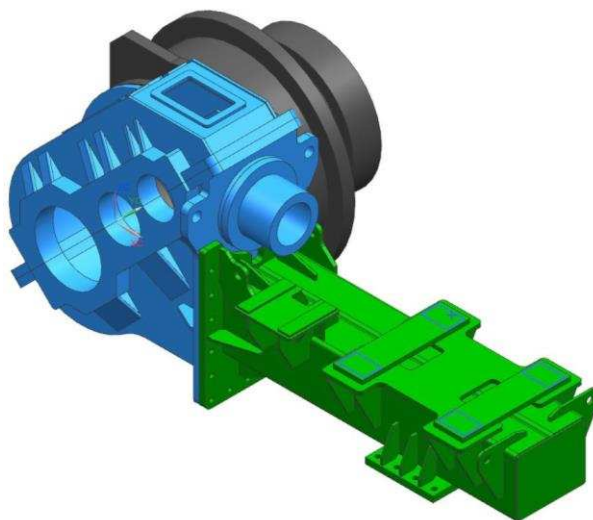
Tab.: 8-1 Základní parametry pohonného systému

9 MKP analýza

Cílem MKP analýzy je zjistit velikost radiální síly, která působí na hřídel kola. Pohonný systém je na kolesovém rýpadle uchycen na dvou místech. Jedním je rám pro elektromotor, který je uchycen k výložníku kola a druhým je dutá hřídel planetové převodovky, která je nasunuta na hřídel kola. Vypočítaná radiální síla působící na hřídel kola nesmí překročit maximální dovolenou hodnotu. Pro výpočet pomocí MKP je použit software NX 11.0.

9.1 3D model

MKP analýza je provedena na zjednodušeném modelu pohonného systému, viz obr.: 9-1. Zjednodušený model se skládá z rámu pro elektromotor, kuželo-čelní převodovky a planetové převodovky. Kuželo-čelní převodovka je dále složena ze spodní a horní části skříně, vstupního hrnce a příruby pro uchycení planetové převodovky.

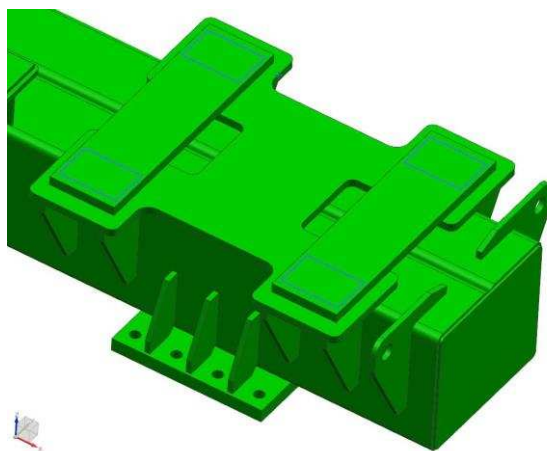


Obr.: 9-1 Zjednodušený model pohonného systému

Model pro výpočet byl převzat z celkové sestavy pohonného systému. Zjednodušení tkví zejména v odstranění veškerých vnitřních částí kuželo-čelní převodovky, které budou následně vhodně nahrazeny při tvorbě výpočtového modelu. Ze skříně převodovky byla dále odstraněna veškerá víčka a díry se závitem, které slouží k přišroubování těchto víček. Odstranění víček a děr se závitem nemá na výsledek výpočtu žádný vliv. Pokud by byly tyto prvky ponechány, bylo by zapotřebí použít jemnější síť, což by vedlo ke značnému prodloužení výpočtového času.

Dále byl z modelu odstraněn elektromotor a brzda. Jelikož nemají elektromotor a brzda zanedbatelné hmotnosti, je zapotřebí s nimi ve výpočtu uvažovat. Hmotnost elektromotoru působí na rám v místě patek. Aby bylo tohoto dosaženo, bylo zapotřebí 3D model rámu v místě patek rozdělit, viz obr.: 9-2. Toto rozdělení, bude následně použito při tvorbě

výpočtového modelu. Místa, na kterých je umístěna brzda, nebyla rozdělena a je tedy uvažováno, že hmotnost brzdy působí na celou plochu.

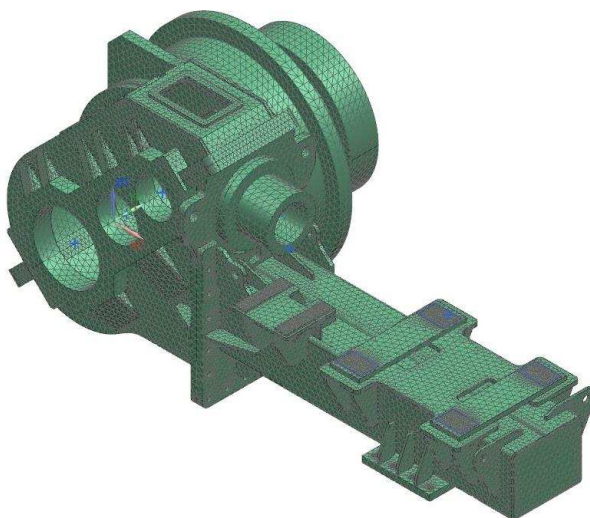


Obr.: 9-2 Rozdělení modelu v místě patek elektromotoru

9.2 Výpočtový model

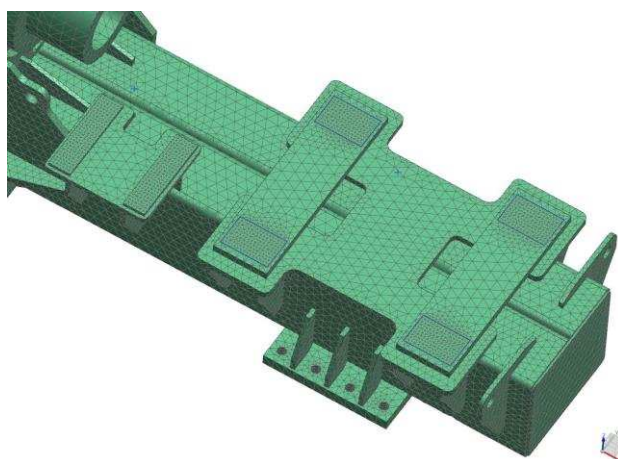
9.2.1 Tvorba sítě

Vytvoření sítě na modelu spočívá v tom, že je nekonečný objem modelu tělesa nahrazen konečným počtem prvků. Na přesnost výpočtu má zásadní vliv kvalita sítě. 3D síť lze vytvořit pomocí tažené sítě, která je tvořena kvádry nebo pomocí tetrahedralové sítě, která je tvořena čtyřstěny. V tomto případě je vhodnější použít síť tvořenou čtyřstěny (obr.: 9-3), protože se snáze přizpůsobí tvarové a objemové rozdílnosti modelu. Pro docílení toho, aby byly sítě jednotlivých součástí modelu spojeny ve společných uzlech, je vhodné na celou sestavu použít funkci „mesh mating“. Tato funkce zároveň umožňuje nastavit vazbu mezi jednotlivými součástmi modelu. Veškeré součásti modelu jsou k sobě spojeny pevnou vazbou („glue coincident“). Použití tohoto spojení nebude mít na výsledek výpočtu žádný vliv a dojde ke zrychlení výpočtu.



Obr.: 9-3 Nasít'ovaný model

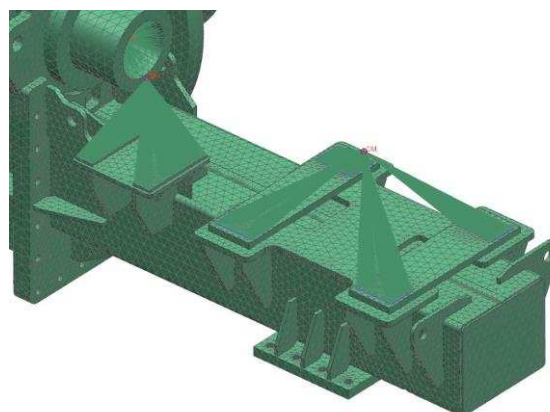
Na obr.: 9-4 je znázorněn detail sítě v místech patek elektromotoru a brzdy. Před samotným vytvořením sítě na celém modelu (sít' tvořená čtyřstěny), je vhodné na místa patek použít funkci 2D mesh. Na vybraných plochách dojde k vytvoření 2D sítě, které lze definovat rozdílnou velikost elementů. V tomto případě byla zvolena velikost elementů 20 [mm]. Po následném vytvoření sítě tvořené čtyřstěny dojde ke spojení uzlů tetrahedralové sítě s uzly 2D sítě. Tímto došlo v oblastech patek ke zjemnění sítě, což vede k lepšímu rozložení hmotnosti motoru a brzdy na plochu. Zmíněná 2D síť je použita pouze pro zjemnění sítě v požadovaných oblastech. Výpočet dále uvažuje pouze síť tvořenou čtyřstěny. Pro všechny součásti modelu byla zvolena velikost elementů 50 [mm].



Obr.: 9-4 Detail sítě v místě patek elektromotoru a brzdy

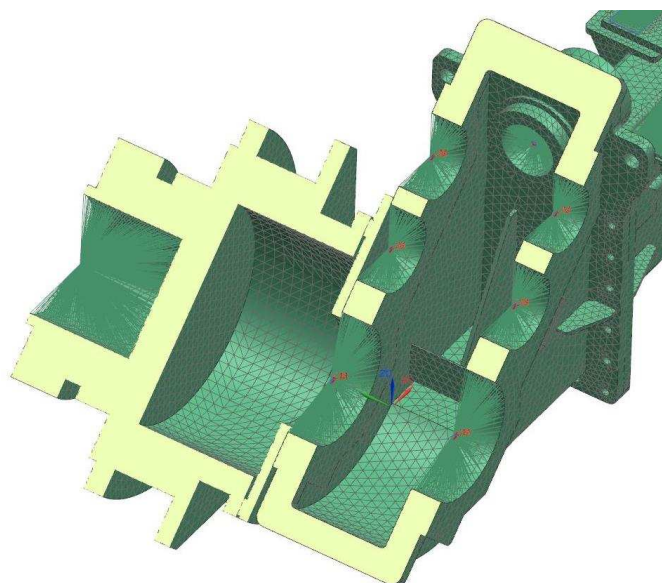
Po aplikaci sítě na celý model lze přistoupit k náhradě součástí, které nemají zanedbatelnou hmotnost a je s nimi proto ve výpočtu nezbytné uvažovat. Jedná se zejména o elektromotor, brzdu a veškeré vnitřní části kuželo-čelní převodovky. Tyto části je vhodné nahradit hmotnými body.

Náhrada elektromotoru a brzdy hmotným bodem je patrná na obr.: 9-5. Hmotný bod se umístí do těžiště elektromotoru a nadefinuje se jeho hmotnost (hmotnost elektromotoru). Následně je nezbytné hmotný bod propojit s plochami, na které hmotnost elektromotoru působí. V tomto případě se jedná o předem připravené rozdělené části rámu, které symbolizují oblasti styku patek elektromotoru s rámem. K propojení je vhodné použít tzv. rigidovou růžici, která je složená z beamů typu RBE2. Prvek RBE2 je dokonale tuhý prvek, kterým lze nahradit dokonale tuhá spojení. Stejný způsob náhrady je aplikován i pro brzdu.



Obr.: 9-5 Náhrada elektromotoru a brzdy hmotným bodem

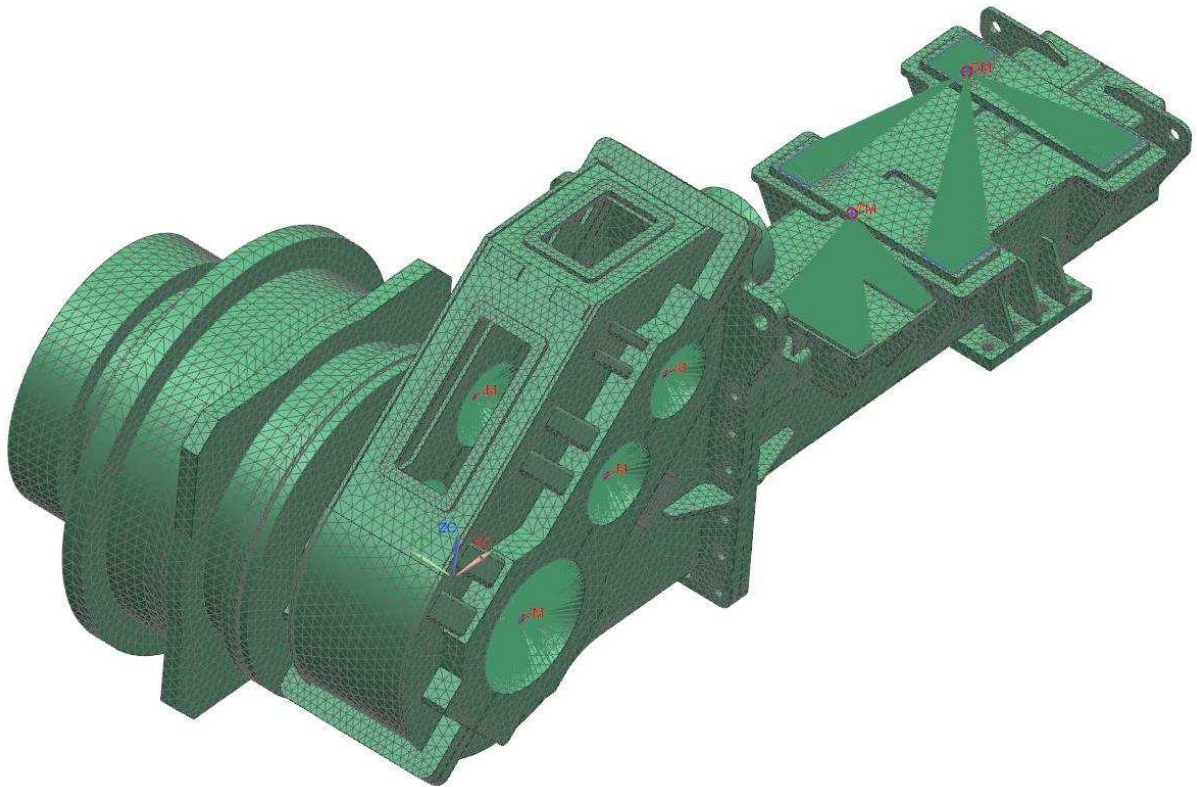
Jak již bylo řečeno, je zapotřebí nahradit také veškeré části kuželo-čelní převodovky, které byly v rámci zjednodušení výpočtového modelu ze sestavy odstraněny. Tohoto je docíleno opět pomocí rigidových růžic tvořených prvky RBE2. Prvky RBE2 jsou použity k propojení plochy, na které je uloženo ložisko, se středovým bodem tohoto průměru, viz obr.: 9-6. Do těchto středových bodů je následně možné vložit hmotné body. Jednotlivým hmotným bodům jsou přiřazeny hmotnosti odečtené z celkové sestavy pohonného systému. Tento způsob zahrnutí hmotností do výpočtu sice není zcela ideální, ale pro výpočet, na který je tato část práce zaměřena, je zcela dostačující. Pro zajištění ideálnějšího stavu by bylo zapotřebí vymodelovat celá souhmotí a zahrnout je do výpočtu, což by vedlo ke značnému prodloužení času výpočtu a výsledek by se takřka nelišil.



Obr.: 9-6 Rigidové růžice

Z obr.: 9-6 je dále patrné propojení vnitřní plochy duté hřídele planetové převodovky se středovým bodem vnitřního průměru duté hřídele. K propojení je opět použita rigidová růžice, která reprezentuje nasunutí duté hřídele na hřídel kola. Vytvořený bod bude dále použit pro uchycení převodovky v prostoru a bude mu definována vazba. V konečné fázi MKP výpočtu bude zmíněný bod použit pro odečtení výsledné radiální síly.

V poslední řadě je zapotřebí vytvořené síti přiřadit fyzikální vlastnosti (materiál). Síti, která je vytvořena na planetové převodovce, byl přiřazen materiál litina. Síťím na zbylých součástech sestavy byl přiřazen materiál ocel. Oba materiály byly vybrány ze systémové knihovny programu NX 11.0. Celkově nasíťovaný model je znázorněn na obr.: 9-7.

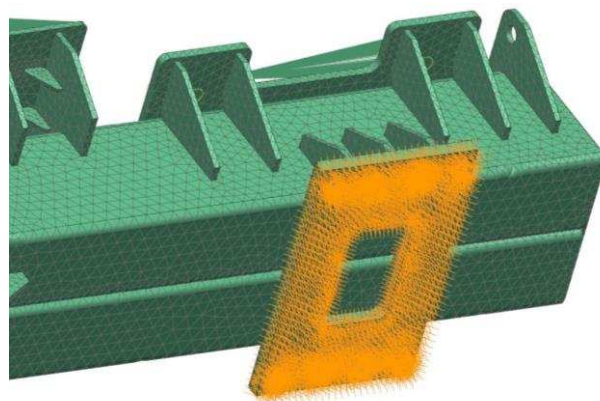


Obr.: 9-7 Celkově nasíťovaný model

9.2.2 Zatížení a okrajové podmínky

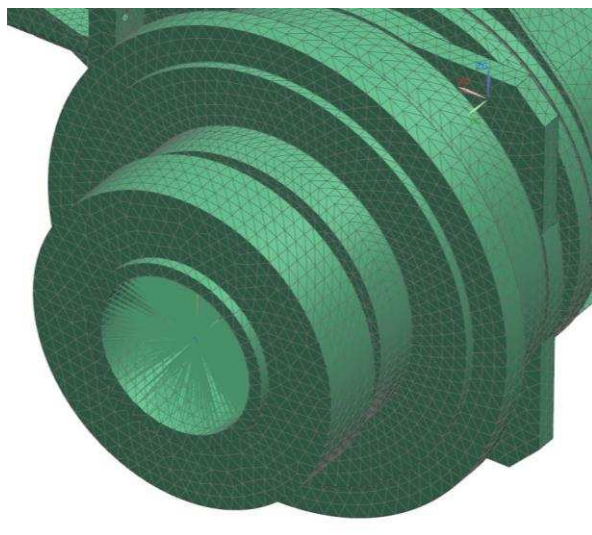
Před spuštěním simulace je nezbytné nastavit okrajové podmínky a zatížení modelu. Model je zapotřebí uchytit tak, aby mu byly odebrány všechny stupně volnosti. Každé těleso má v prostoru 6 stupňů volnosti, jimiž jsou posuvy v ose XYZ a rotace okolo těchto os.

Jedním z míst, kde je celý pohonný systém uchycen, je rám elektromotoru, viz obr.: 9-8. Rám je k výložníku kolese přichycen pomocí šroubů. Jelikož je uvažováno, že nedojde k odlehnutí rámu od výložníku kolese, je možné aplikovat na celou plochu funkci „fixed constraint“. Tato vazba se vyznačuje tím, že odebere modelu 6 stupňů volnosti.

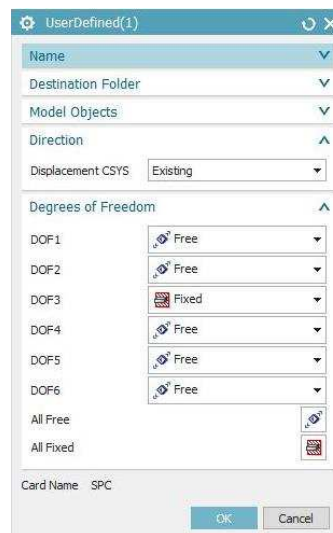


Obr.: 9-8 Uchycení rámu k výložníku kolese

Pohonný systém je dále uchycen na hřídeli kola. Na tento hřídel je nasunutý dutý hřídel planetové převodovky. Točivý moment je přenášen pomocí svěrného spoje, který ve výpočtu nebude uvažován. Dutá hřídel planetové převodovky je v prostoru uchycena za bod, který je propojen rigidovou růžicí s vnitřní plochou duté hřídele, viz obr.: 9-9. Aby bylo možné odečíst výslednou radiální sílu působící na hřídel kola, musí být zakázán posuv v ose Z, což je znázorněno na obr.: 9-10.

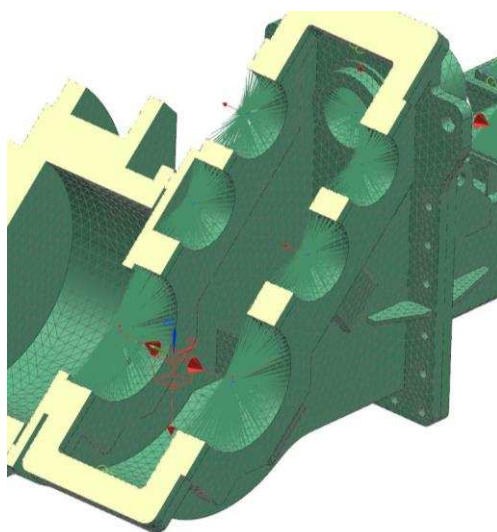


Obr.: 9-9 Uchycení duté hřídele planetové převodovky na hřídeli kola



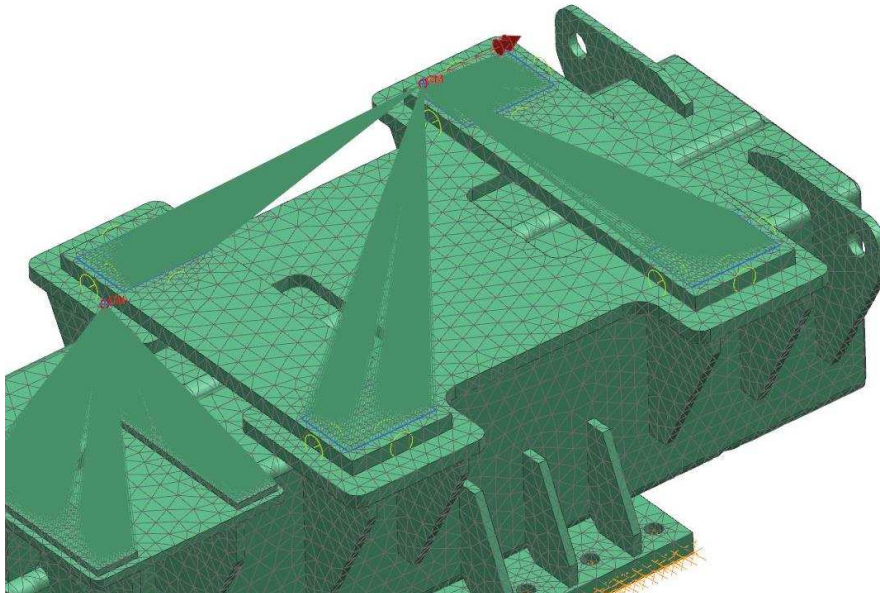
Obr.: 9-10 Zamezení posuvu v ose Z

Celý model je zatížen zejména vlastní hmotností, což je znázorněno v obr.: 9-11 červenou šipkou, která působí ve směru gravitace. Dále je model zatížen od reakcí v ložiskách kuželo-čelní převodovky. Hodnoty a směr zatížení jednotlivých ložisek byly převzaty z výpočtu uložení jednotlivých hřídelů, který byl proveden v programu KISSsoft. Reakce od ložisek byly umístěny do jednotlivých bodů, které jsou spojeny rigidovou růžicí s plochou, na kterou dosedá vnější kroužek ložiska.



Obr.: 9-11 Zatížení modelu

Model je dále zatížen točivým momentem od elektromotoru, viz červená šipka v obr.: 9-12. Tento moment je zapotřebí ve výpočtu uvažovat, protože namáhá rám elektromotoru na krut a má tudíž na výsledek výpočtu vliv.



Obr.: 9-12 Zatížení modelu od točivého momentu elektromotoru

Pokud jsou definovány okrajové podmínky a zatížení modelu, lze přejít k samotnému výpočtu. Aby byl výpočet proveden, je zapotřebí nastavit nové řešení. Pro výpočet byl zvolen řešič NX Nastran, který je vhodný zejména z důvodu, že je součástí programu NX 11.0. Jelikož se jedná o lineární analýzu, je zapotřebí nastavit typ řešení „SOL 101 Linear Statics“, viz obr.: 9-13. Pokud je řešení kompletně nastaveno, je možné spustit výpočet.

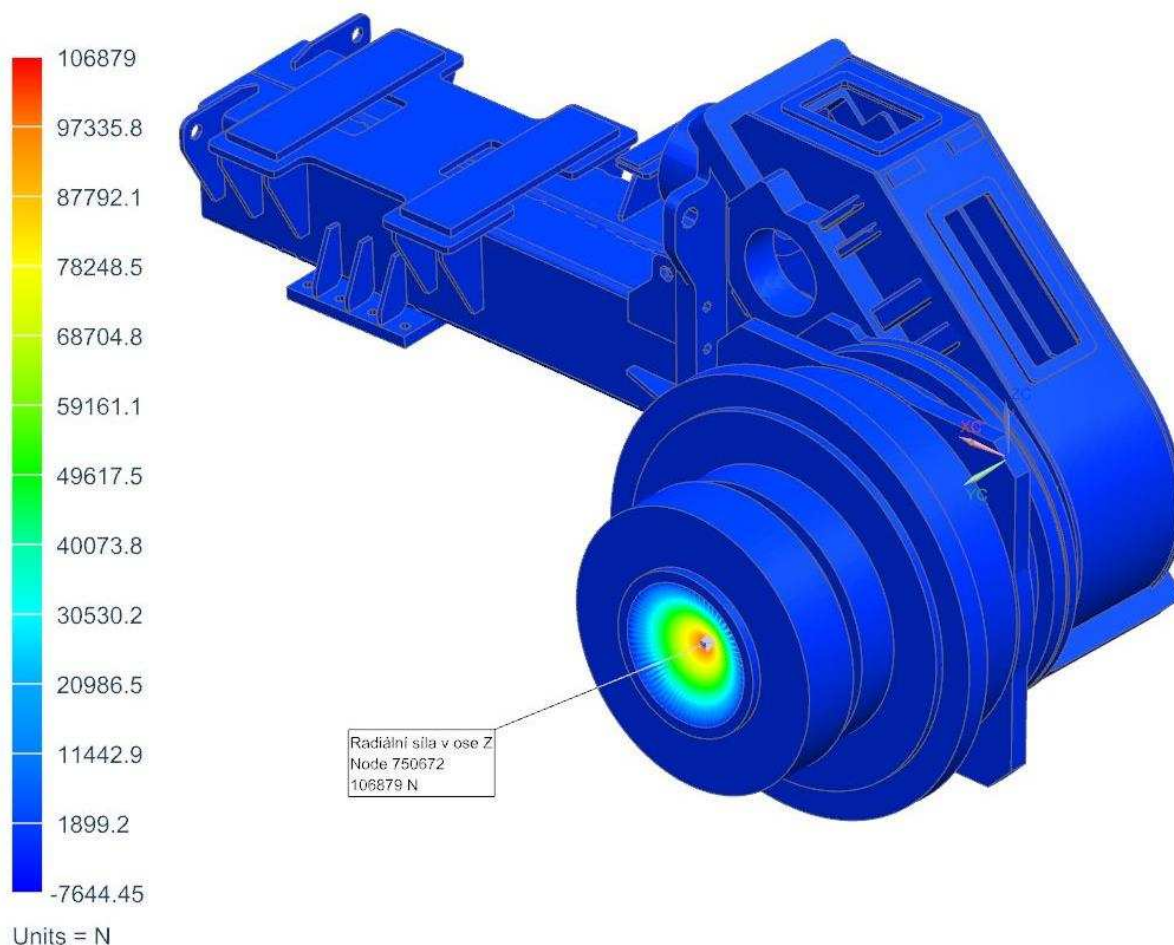


Obr.: 9-13 Nastavení řešení analýzy

9.3 Výsledky analýzy

Výsledkem MKP analýzy je zjištění radiální síly, která vzniká na hřídeli kola, pokud je na hřídel kola pohonný systém nasunut přes dutou hřídel planetové převodovky. Hřídel kola, umožňuje určité dovolené radiální zatížení, které nesmí být při zavěšení pohonného systému na hřídel kola překročeno. Výsledek MKP analýzy je patrný z obr.: 9-14, který zobrazuje síly v jednotlivých uzlech, působících ve směru osy Z. Radiální síla nabývá v bodě, za který je pohonný systém uchycen v prostoru, hodnoty 106879 N. Dovolená radiální síla působící na hřídel kola je 470000 N, viz tab.: 3-1. Porovnáním těchto dvou hodnot bylo zjištěno, že hodnota vypočítaná pomocí MKP analýzy je přibližně čtyřikrát menší než hodnota dovolená. Z výpočtu lze usuzovat, že při nasunutí pohonného systému na hřídel kola, nedojde k poškození hřídele vlivem zatížení od pohonného systému.

MKP_PS_hlavni_sestava_zjed_stp_fem1_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Reaction Force - Nodal, Z
Min : -7644.45, Max : 106879, Units = N
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obr.: 9-14 Výsledná radiální síla v ose Z [N]

10 Závěr

Cílem této diplomové práce byl návrh a konstrukční řešení pohonu kola kolesového rýpadla KU300. Celý pohonný systém byl navržen tak, aby splňoval veškeré zadané parametry a požadavky zadavatele.

Před samotným návrhem pohonného systému byla provedena rešerše, která je zaměřena na problematiku těžebních strojů a průmyslových převodovek. Cílem rešerše byla zejména rekapitulace možností konstrukčního provedení převodovek, aby bylo možné dosáhnout co možná nejlepších vlastností celého technického systému.

V další části této práce bylo popsáno konkurenční řešení pohonného systému a podrobně specifikováno zadání. Následně bylo možné přejít k tvorbě variant možných konstrukčních řešení. Požadavkem zadavatele bylo, aby výstup obsahoval planetovou převodovku vybíranou z katalogu. Vytvořené varianty byly proto zaměřeny zejména na konstrukční řešení kuželo-čelní převodovky. Zvolená kritéria u jednotlivých variant byla obodována a následně vybrána varianta nejvhodnější. S touto variantou bylo následně uvažováno při samotném konstrukčním návrhu pohonného systému.

Před samotnou tvorbou 3D modelu byly veškeré konstrukční uzly kuželo-čelní převodovky podloženy patřičnými výpočty. Byl tedy proveden výpočet ozubení všech převodových stupňů, hřídelů a jejich uložení, spojení pery, drážkování a výpočet šroubových spojů. Veškeré provedené výpočty vyhovely a to buď z pohledu bezpečnosti kontrolovaných parametrů, nebo z pohledu životnosti (ložiska).

Na základě výpočtů byl vytvořen 3D model kuželo-čelní převodovky v programu Autodesk Inventor Professional 2015. Součástí návrhu pohonného systému bylo navržení rámu pro elektromotor a výběr nakupovaných komponent (spojka s brzdovým kotoučem a brzda). Kompletní 3D model pohonného systému byl použit pro tvorbu výkresové dokumentace vybraných částí.

Poslední část této práce byla zaměřena na MKP analýzu. Cílem MKP analýzy bylo zjistit radiální sílu, která působí na hřídel kola při uložení pohonného systému na tuto hřídel. Porovnáním vypočítané a dovolené hodnoty radiálního zatížení bylo zjištěno, že při nasunutí pohonného systému na hřídel kola, nedojde k poškození hřídele vlivem zatížení od pohonného systému.

Závěrem bych rád řekl, že byl pohonný systém navrhován tak, aby byly pořizovací náklady co možná nejnižší. Tzn., že byly při návrhu použity v co nejvyšší míře normalizované součásti, pro vyráběné díly voleny běžně dostupné polotovary a jednotlivé komponenty navrženy s co možná nejnižší potřebou obrábění. Vysoký důraz byl také kladen na co nejjednodušší smontovatelnost, případně demontovatelnost.

11 Použité informační zdroje

- [1] O ENERGETICE.CZ. *Dojde k prolomení těžebních limitů na dolech Bílina a ČSA? U Bíliny možná již letos!* [online]. 2016 [cit. 2016-10-11]. Dostupné z: <http://oenergetice.cz/elektrina/dojde-k-prolomeni-tezebnich-limitu-na-dolech-bilina-a-csa-mozna-jiz-letos/>
- [2] FRIES, Jiří. *Zemní stroje* [online]. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, 2012, , 229 [cit. 2016-10-13]. Dostupné z: http://www.person.vsb.cz/archivcd/FS/ZS/TEXT/Zemni_stroje_340-0333_www.pdf
- [3] Dobývací stroje pro povrchovou těžbu. In: *Technologie stroje a zařízení* [online]. 2012 [cit. 2016-10-12]. Dostupné z: http://techstroj.g6.cz/U/Dobывaci_stroje_povrch_koreckove.pdf
- [4] Korečkové rypadlo – Wikipedie. WIKIPEDIE [online]. 2015 [cit. 2016-10-17]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Kore%C4%8Dkov%C3%A9_rypadlo
- [5] PRODECO, a.s. - RK 5000 . PRODECO [online]. ©2013-2016 [cit. 2016-10-17]. Dostupné z: <http://www.prodeco.cz/cz/produkty-a-sluzby/rypadla/rk-5000>
- [6] PRODECO, a.s. - ZP 10000 . PRODECO [online]. ©2013-2016 [cit. 2016-10-17]. Dostupné z: <http://www.prodeco.cz/cz/produkty-a-sluzby/zakladace/zp-10000>
- [7] PRODECO, a.s. - ZPDH 6300 . PRODECO [online]. ©2013-2016 [cit. 2016-10-17]. Dostupné z: <http://www.prodeco.cz/cz/produkty-a-sluzby/zakladace/zpdh-6300>
- [8] DŮLNÍ ZAŘÍZENÍ. UNEX [online]. ©2016 [cit. 2016-10-17]. Dostupné z: <http://www.unex.cz/cs/tezebni-technika/dulni-zarizeni>
- [9] KRÁTKÝ, Jaroslav, Eva KRÓNEROVÁ a Stanislav HOSNEDL. *Obecné strojní části 2: základní a složené převodové mechanismy*. 1. vyd. V Plzni: Západočeská univerzita, 2011. ISBN 978-80-261-0093-5.
- [10] HOSNEDL, Stanislav a Jaroslav KRÁTKÝ. *Příručka strojního inženýra 2: převodové mechanismy*. Vyd. 1. Praha: Computer Press, 2000. Edice strojaře. ISBN 80-7226-202-5.
- [11] KRÁTKÝ, Jaroslav a Eva KRÓNEROVÁ. *Části a mechanismy strojů: Podkladový materiál k výuce předmětu KKS/CMS2*. Plzeň, 2009.
- [12] BERNARDIN, Petr. *Konstrukční návrh a výpočet frézovacího a vrtacího zařízení IFVW212CNC*. Plzeň, 2011. Diplomová práce. ZČU v Plzni. Vedoucí práce Jaroslav Krátký.
- [13] Přesná čelní Ozubená kola, kalená a broušená, Modul 3. Ameco s.r.o.: automatizace, mechanismy a komponenty [online]. ©2014-2016 [cit. 2016-10-31]. Dostupné z: <http://eshop.ameco.cz/produkty/Presne-celne-ozubene-kolesa-kalene-a-brusene-Modul-3>
- [14] Přesná čelní Ozubená kola, levé, Modul 2. Ameco s.r.o.: automatizace, mechanismy a komponenty [online]. ©2014-2016 [cit. 2016-10-31]. Dostupné z: <http://eshop.ameco.cz/produkty/Presne-celne-ozubene-kolesa-lave-Modul-2>

- [15] Čelní kola s vnitřním ozubením, mosaz, Modul 1. Ameco s.r.o.: automatizace, mechanismy a komponenty [online]. ©2014-2016 [cit. 2016-10-31]. Dostupné z: <http://eshop.ameco.cz/produkty/Celne-kolesa-s-vnutornym-ozubenim-mosadz-Modul-1>
- [16] Kuželové ozubení s přímými, šikmými a zakřivenými zuby. Mitcalc [online]. [cit. 2016-10-31]. Dostupné z: <http://www.mitcalc.com/doc/gear2/help/cz/gear2txt.htm>
- [17] Kuželové soukolí z ocele, převod 2:1. Ameco s.r.o.: automatizace, mechanismy a komponenty [online]. ©2014-2016 [cit. 2016-10-31]. Dostupné z: <http://eshop.ameco.cz/produkty/Kuzelove-sukolesia-z-ocle-prevod-21->
- [18] Kuželové soukolí z ocele, spirálové ozubení, převod 2:1 - 2,5:1. Ameco s.r.o.: automatizace, mechanismy a komponenty [online]. ©2014-2016 [cit. 2016-10-31]. Dostupné z: <http://eshop.ameco.cz/produkty/Kuzelove-sukolesia-z-ocle-spiralove-ozubenie-prevod-21--251>
- [19] Druhy a výroba šneků a šnekových kol. Mlgeardesigns [online]. 2013 [cit. 2016-10-31]. Dostupné z: <http://mlgeardesigns.blog.cz/1310/druhy-a-vyroba-sneku-a-snekovych-kol>
- [20] BAKOWSKÝ, Pavel. *Konstrukční návrh planetové převodovky*. Plzeň, 2015. Diplomová práce. ZČU v Plzni. Vedoucí práce Jaroslav Krátký.
- [21] PLANETARY GEAR SYSTEM. Rohloff [online]. ©1998-2016 [cit. 2016-10-31]. Dostupné z: <https://www.rohloff.de/en/technology/speedhub/planetary-gear-system/index.html>
- [22] HOSNEDL, Stanislav a Jaroslav KRÁTKÝ. *Příručka strojního inženýra: obecné strojní části*. Praha: Computer Press, 1999. Edice strojaře. ISBN 80-7226-055-3.
- [23] HOSNEDL, Stanislav. *Obecné strojní části 1: Teoretické základy, spoje, přenosové části, otočná uložení, akumulátory energie, hřídelové spojky* [online]. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2012 [cit. 2016-11-09]. ISBN 978-80-261-0125-3. Dostupné z: <http://zcu.cz/export/sites/zcu/pracoviste/vyd/online/Obecne-strojni-casti-1.pdf>
- [24] Volba valivého ložiska. Mitcalc [online]. [cit. 2016-11-09]. Dostupné z: http://www.mitcalc.cz/doc/help/cz/c_bearing_choice.htm
- [25] Prvky pro hydraulické systémy. Eles+Ganter [online]. ©2016 [cit. 2016-11-08]. Dostupné z: <http://www.elesa-ganter.com/cz/32/icat/produkty/92/olejoznakyolejove-zatky/>
- [26] 6067 - KULOVÝ KOHOUT 2XIG - PÁKOVÝ KULOVÝ KOHOUT PRO PLYNY, OLEJE A VODU 18 BAR. GMS [online]. ©2016 [cit. 2016-11-08]. Dostupné z: <http://www.gms.cz/cz/vyrobek/52450-6067-kulovy-kohout-2xig>
- [27] Vnější těsnění: Kontaktní těsnění. SKF [online]. ©2016 [cit. 2016-11-08]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/principles/application-of-bearings/sealing-arrangements/external-seals/index.html?switch=y>

- [28] Vnější těsnění: Bezkontaktní těsnění. SKF [online]. ©2016 [cit. 2016-11-08]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/principles/application-of-bearings/sealing-arrangements/external-seals/index.html?switch=y>
- [29] SIEMENS. Non-standard motors frame size 315 and above. Katalog Siemens D 81.1. Siemens AG, 2008.
- [30] REKONSTRUKCE KU300/13 - NOEN, a.s. NOEN [online]. ©2016 [cit. 2016-11-21]. Dostupné z: <http://www.noen.cz/cs/reference/rekonstrukce-ku30013/>
- [31] KR2800T – KOLESOVÉ RÝPADLO (KK 550) - NOEN, a.s. NOEN [online]. ©2016 [cit. 2016-11-21]. Dostupné z: <http://www.noen.cz/cs/reference/kk-550-kolesove-rypadlo/>
- [32] P - Planetové převodovky pro těžké provozy. TGE Transmission [online]. Plzeň, ©2014 [cit. 2016-12-12]. Dostupné z: <http://tge-transmission.com/?lang=cze&page=1125&pgtype=product>
- [33] SIBRE. Disc Brake USB-C33. Katalog M 1501 214 E-EN-2007-12. SIBRE, 2007.
- [34] SIBRE. Flexible Coupling AFC-AS. Katalog M 1501 336 E-EN-2007-09. SIBRE, 2007.
- [35] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 2., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2005. ISBN 80-7361-011-6.

12 Seznam obrázků

Obr.: 2-1 Povrchový důl Bílina [1]	14
Obr.: 2-2 Schéma procesu dobývání surovin	14
Obr.: 2-3 Obecné schéma kolejového zakladače [2].....	15
Obr.: 2-4 Obecné schéma pásového zakladače [2]	16
Obr.: 2-5 Zakladač ZP 10000 [6]	16
Obr.: 2-6 Zakladač ZPDH 6300 [7]	17
Obr.: 2-7 Obecné schéma korečkových rýpadel [2].....	18
Obr.: 2-8 Korečkové rýpadlo RO 800 [4]	19
Obr.: 2-9 Korečkové rýpadlo RK 5000 [5]	20
Obr.: 2-10 Obecné schéma kolesového rýpadla [2]	21
Obr.: 2-11 Pracovní pohyby kolesových rýpadel [2]	22
Obr.: 2-12 Typické konstrukční znaky kolesových rýpadel [2].....	23
Obr.: 2-13 Schéma komorového kola [2]	25
Obr.: 2-14 Schéma bezkomorového kola [2].....	25
Obr.: 2-15 Schéma polokomorového kola [2]	26
Obr.: 2-16 Možnosti uložení hřídele kola [2]	26
Obr.: 2-17 Kolesové rýpadlo KU 300 [8]	28
Obr.: 2-18 Kolesové rýpadlo KU 800 [8]	29
Obr.: 2-19 Ozubení s přímými zuby [13]	33
Obr.: 2-20 Ozubení se šikmými zuby [14]	33
Obr.: 2-21 Vnitřní ozubení [15]	33
Obr.: 2-22 Rozdělení kuželových kol dle průběhu čáry podél boku zubu [16]	34
Obr.: 2-23 Kuželové soukolí s přímými zuby [17]	35
Obr.: 2-24 Kuželové soukolí se zakřivenými zuby [18]	35
Obr.: 2-25 Druhy šnekových soukolí [19]	35
Obr.: 2-26 Šnekové soukolí (válcový šnek a globoidní šnekové kolo) [19]	36
Obr.: 2-27 Šnekové soukolí (globoidní šnek a globoidní šnekové kolo) [19]	36
Obr.: 2-28 Schéma planetového převodu [11]	37
Obr.: 2-29 Planetové převody [21].....	37

Obr.: 2-30 Kluzné ložisko [20]	38
Obr.: 2-31 Schéma směru působení síly na ložisko [23].....	39
Obr.: 2-32 Druhy ložisek [24].....	39
Obr.: 2-33 Zátka se sklíčkem [25].....	40
Obr.: 2-34 Sloupcový olejznak [25]	40
Obr.: 2-35 Měrka oleje [25]	40
Obr.: 2-36 Vypouštěcí ventil [25]	41
Obr.: 2-37 Kulový kohout [26]	41
Obr.: 2-38 Hřídelové těsnění – gufero [27].....	42
Obr.: 2-39 Labyrintové těsnění [28].....	42
Obr.: 2-40 Odvzdušňovací zátka [25]	43
Obr.: 4-1 Pohled na pohon kola rýpadla KU 300 [30].....	47
Obr.: 4-2 Pohon kola kolesového rýpadla KU 300 [31]	47
Obr.: 5-1 Schéma orientace vstupního převodu - varianta A.....	50
Obr.: 5-2 Kinematické schéma - varianta A.....	50
Obr.: 5-3 Schéma orientace vstupního převodu - varianta B	51
Obr.: 5-4 Kinematické schéma - varianta B	52
Obr.: 5-5 Schéma orientace vstupního převodu - varianta C	52
Obr.: 5-6 Kinematické schéma - varianta C	53
Obr.: 6-1 Kinematické schéma.....	56
Obr.: 6-2 Vazby mezi ozubenými koly v prostředí KISSsys	57
Obr.: 6-3 Definice vstupních parametrů.....	57
Obr.: 6-4 Výstupní parametry	57
Obr.: 6-5 Hrubý návrh soukolí	58
Obr.: 6-6 Prostředí pro výpočet ozubení v programu KISSsoft – základní data.....	58
Obr.: 6-7 Prostředí pro výpočet ozubení v programu KISSsoft – nastavení zatížení	59
Obr.: 6-8 Výsledek výpočtu ozubení.....	59
Obr.: 6-9 Model uložení vstupního hřídele v programu KISSsoft.....	61
Obr.: 6-10 Prostředí pro výpočet hřídele v programu KISSsoft	62
Obr.: 6-11 Uložení hřídele 2	62

Obr.: 6-12 Uložení hřídele 3	62
Obr.: 6-13 Uložení hřídele 4	62
Obr.: 6-14 Model programu KISSsoft pro výpočet hřídelů a ložisek	63
Obr.: 6-15 Návrh evolventního drážkování.....	65
Obr.: 6-16 Návrh evolventního drážkování - výpočet.....	65
Obr.: 6-17 Výpočet šroubového spoje - definice výpočtu	67
Obr.: 6-18 Výpočet šroubového spoje - definice spojované součásti	68
Obr.: 6-19 Výpočet šroubového spoje - definice pozice děr.....	68
Obr.: 7-1 Celkový pohled na převodovku	69
Obr.: 7-2 Celkový pohled na převodovku – přední pohled.....	70
Obr.: 7-3 Pohled na vnitřní části převodovky	70
Obr.: 7-4 Skříň převodovky - přední pohled	71
Obr.: 7-5 Skříň převodovky - zadní pohled.....	71
Obr.: 7-6 Rozstřel sestavy skříně	71
Obr.: 7-7 Detail uložení vstupního hřídele.....	72
Obr.: 7-8 Detail uložení hřídele 2.....	73
Obr.: 7-9 Detail uložení hřídele 3.....	74
Obr.: 7-10 Detail uložení hřídele 4.....	74
Obr.: 7-11 Těsnění převodovky - pohled 1	75
Obr.: 7-12 Těsnění převodovky - pohled 2	75
Obr.: 7-13 Schéma rozvodu tlakového oleje k ložiskům a záběrům ozubení pomocí oběhového mazání.....	76
Obr.: 7-14 Vypouštění oleje - umístění.....	77
Obr.: 7-15 Vypouštění oleje - řešení	77
Obr.: 7-16 Transportní oko.....	77
Obr.: 7-17 Transportní otvor	77
Obr.: 8-1 Pohonný systém - pohled 1	78
Obr.: 8-2 Pohonný systém - pohled 2.....	78
Obr.: 8-3 Pohonný systém - pohled 3.....	78
Obr.: 8-4 Rám pro elektromotor a brzdu.....	79

Obr.: 8-5 Závít pro usazení elektromotoru	79
Obr.: 8-6 Distanční plech	79
Obr.: 8-7 Kotoučová brzda se spojkou	80
Obr.: 9-1 Zjednodušený model pohonného systému	81
Obr.: 9-2 Rozdělení modelu v místě patek elektromotoru	82
Obr.: 9-3 Nasíťovaný model	82
Obr.: 9-4 Detail sítě v místě patek elektromotoru a brzdy	83
Obr.: 9-5 Náhrada elektromotoru a brzdy hmotným bodem	83
Obr.: 9-6 Rigidové růžice	84
Obr.: 9-7 Celkově nasíťovaný model	85
Obr.: 9-8 Uchycení rámu k výložníku kola	85
Obr.: 9-9 Uchycení duté hřídele planetové převodovky na hřídeli kola	86
Obr.: 9-10 Zamezení posuvu v ose Z	86
Obr.: 9-11 Zatížení modelu	86
Obr.: 9-12 Zatížení modelu od točivého momentu elektromotoru	87
Obr.: 9-13 Natavení řešení analýzy	87
Obr.: 9-14 Výsledná radiální síla v ose Z [N]	88

13 Seznam tabulek

Tab.: 2-1 Technické parametry zakladače ZP 10000 a ZPDH 6300 [3, 6, 7]	17
Tab.: 2-2 Technické parametry korečkového rýpadla RO 800 a RK 5000 [3]	21
Tab.: 2-3 Technické parametry kolesového rýpadla KU 300 a KU 800 [3, 8]	30
Tab.: 3-1 Zadané parametry kola	44
Tab.: 3-2 Zadané parametry elektromotoru.....	44
Tab.: 3-3 Další zadané parametry	45
Tab.: 3-4 Obecné požadavky.....	45
Tab.: 3-5 Specifikace požadavků na pohonný systém kola	46
Tab.: 5-1 Převodové poměry planetové převodovky P2NA34	49
Tab.: 5-2 Možné varianty řešení	49
Tab.: 5-3 Hodnocení variant.....	54
Tab.: 6-1 Základní charakteristika převodových stupňů.....	60
Tab.: 6-2 Průhyby hřídelů a úhlová natočení ložisek.....	63
Tab.: 6-3 Použitá ložiska.....	64
Tab.: 6-4 Evolventní drážkování.....	66
Tab.: 6-5 Rozměry per	67
Tab.: 6-6 Vypočítané bezpečnosti šroubových spojů.....	68
Tab.: 8-1 Základní parametry pohonného systému.....	80

14 Seznam výkresové dokumentace

Výkres hlavní sestavy pohonného systému

- POHONNÝ SYSTÉM KOLESA – číslo výkresu: 4110-00DP.10

Seznam položek hlavní sestavy pohonného systému

- POHONNÝ SYSTÉM KOLESA – číslo výkresu: 4110-00DP.10

Výkres sestavy kuželo-čelní převodovky

- KUŽELO-ČELNÍ PŘEVODOVKA - číslo výkresu: 4120-00DP.10

Seznam položek kuželo-čelní převodovky

- KUŽELO-ČELNÍ PŘEVODOVKA – číslo výkresu: 4120-00DP.10

Výrobní výkres vstupní hřídele

- VSTUPNÍ HŘÍDEL – číslo výkresu: 4310-00DP.10

15 Použitý software

Autodesk Inventor Professional 2015

NX 11.0

DraftSight 2015

KISSsoft 03-2016

KISSsys 03-2016

MITCalc

Microsoft Office 2010

PŘÍLOHA č. 1

Parametry elektromotoru 1LA8 405-6AB

IEC Squirrel-Cage Motors

Non-standard motors frame size 315 and above

Self-ventilated motors for mains-fed operation
Cast-iron series 1LA8

Selection and ordering data (continued)

Rated output at		Frame size	Operating values at rated output				Power factor at 50 Hz 4/4-load	Rated current at 50 Hz 400 V	Rated current at 50 Hz 690 V	Order No. For Order No. supplements for voltage and type of construction, see table below	Price	Weight of IM B3 type of construction, approx. m kg
50 Hz	60 Hz		Rated speed at 50 Hz	Rated torque at 50 Hz	Efficiency at 50 Hz 4/4-load	Efficiency at 50 Hz 3/4-load						
P_{rated} kW	P_{rated} kW	FS	n_{rated} rpm	T_{rated} Nm	η_{rated} %	η_{rated} %	$\cos\phi_{rated}$	I_{rated} A	I_{rated} A			m kg
6-pole, 1000 rpm at 50 Hz, 1200 rpm at 60 Hz, temperature class 155 (F), used acc. to temperature class 130 (B), IP55 degree of protection												
200	230	315	988	1930	95.7	95.8	0.86	345	200	1LA8 315-6AB□□		1300
250	288	315	988	2410	95.9	96.0	0.86	430	250	1LA8 317-6AB□□		1500
315	362	355	993	3040	96.2	96.2	0.86	540	315	1LA8 355-6AB□□		2000
400	460	355	993	3850	96.5	96.5	0.86	690	400	1LA8 357-6AB□□		2200
450	518	400	991	4330	96.5	96.5	0.86	780	455	1LA8 403-6AB□□		2800
500	575	400	991	4810	96.5	96.5	0.86	860	500	1LA8 405-6AB□□		3000
560	644	400	991	5390	96.7	96.7	0.86	960	560	1LA8 407-6AB□□		3200
630	725	450	993	6060	96.8	96.8	0.86	1100	630	1LA8 453-6AB□□		4000
710	817	450	993	6830	96.8	96.8	0.86	–	710 ¹⁾	1LA8 455-6AB□□		4200
800	920	450	993	7690	97.0	97.1	0.86	–	790	1LA8 457-6AB□□		4500
8-pole, 750 rpm at 50 Hz, 900 rpm at 60 Hz, temperature class 155 (F), used acc. to temperature class 130 (B), IP55 degree of protection												
160	184	315	739	2070	94.9	94.9	0.82	295	172	1LA8 315-8AB□□		1300
200	230	315	739	2580	95.2	95.2	0.82	370	215	1LA8 317-8AB□□		1500
250	288	355	741	3220	95.7	95.7	0.82	460	265	1LA8 355-8AB□□		2000
315	362	355	741	4060	96.0	96.0	0.82	580	335	1LA8 357-8AB□□		2200
355	408	400	742	4570	96.1	96.1	0.82	650	375	1LA8 403-8AB□□		2800
400	460	400	742	5150	96.2	96.2	0.82	730	425	1LA8 405-8AB□□		3000
450	518	400	742	5790	96.3	96.3	0.82	820	475	1LA8 407-8AB□□		3200
500	575	450	744	6420	96.4	96.4	0.81	920	540	1LA8 453-8AB□□		4000
560	644	450	744	7190	96.5	96.5	0.81	1040	600	1LA8 455-8AB□□		4200
630	725	450	744	8090	96.6	96.6	0.81	1160	670	1LA8 457-8AB□□		4500

Up to frame size 355, a service factor of 1.1 is stamped, above this 1.05.

Order No. supplements

Motor type	Penultimate position: Voltage code				Final position: Type of construction code			
	400 VΔ/690 VY	500 VΔ	690 VΔ	60 Hz 460 VΔ (for rated output at 60 Hz, see above)	Without flange IM B3	With flange IM V1 without protective cover ²⁾	IM V1 with protective cover ³⁾	IM B35
	6	5	0	9 L2F	0	8	4	6
6-pole								
1LA8 315-... □□ to 1LA8 453-... □□	□	○	– ⁴⁾	○	□	✓	✓	✓
1LA8 455-... □□ to 1LA8 457-... □□	–	○	□	O. R.	□	✓	✓	✓
8-pole								
1LA8 315-... □□ to 1LA8 457-... □□	□	○	– ⁴⁾	○	□	✓	✓	✓

- Standard version
- Without additional charge
- ✓ With additional charge
- O. R. Possible on request
- Not possible

Order other voltages with voltage code **9** in the penultimate position and the corresponding order code (see "Special versions" in the "Selection and ordering data" under "Voltages").

Voltages or frequencies that are not covered by the predefined options can be ordered with order code **L1Y**. In this case, the output, voltage and frequency must be specified.

¹⁾ Can also be supplied for 400 VΔ 50 Hz with voltage code "9" and order code **L1Y** (specify output, voltage and frequency).
²⁾ For explosion-proof motors, the type of construction IM V1 without protective cover is not possible.

³⁾ The "Second shaft extension" option, order code **K16** is not possible.
⁴⁾ As special version with voltage code "9" and order code **L1Y** (specify output, voltage and frequency).

IEC Squirrel-Cage Motors

Non-standard motors frame size 315 and above

Self-ventilated motors for mains-fed operation
Cast-iron series 1LA8

Selection and ordering data (continued)

Order No.	Locked-rotor torque At 50 Hz and for direct online starting as multiple of rated torque		Breakdown torque	Torque class	Moment of inertia	Noise at rated output		Mech. limit speed ¹⁾	Parallel feeders required		
	T_{LR}/T_{rated}	I_{LR}/I_{rated}				Measuring surface sound pressure level at 50 Hz	Sound power level at 50 Hz		400 V	500 V	690 V
			T_B/T_{rated}	CL	J kgm ²	L_{pA} dB(A)	L_{WA} dB(A)	n_{max} rpm			
6-pole, 1000 rpm at 50 Hz, 1200 rpm at 60 Hz, temperature class 155 (F), used acc. to temperature class 130 (B), IP55 degree of protection											
1LA8 315-6AB□□	2.0	6.3	2.5	13	6.0	68	82	2950 (2350)			
1LA8 317-6AB□□	2.0	6.3	2.5	13	7.3	68	82	2950 (2350)	Yes		
1LA8 355-6AB□□	2.2	6.5	2.8	13	13	71	86	2500 (2100)	Yes		
1LA8 357-6AB□□	2.2	6.5	2.8	13	16	71	86	2500 (2100)	Yes	Yes	Yes
1LA8 403-6AB□□	2.2	6.5	2.8	13	21	73	88	2200 (1900)/2100 ²⁾			
1LA8 405-6AB□□	2.3	6.5	2.8	13	24	73	88	2200 (1900)/2100 ²⁾	Yes		
1LA8 407-6AB□□	2.3	6.5	2.8	13	27	73	88	2200 (1900)/2100 ²⁾	Yes		
1LA8 453-6AB□□	2.0	6.5	2.6	13	35	75	90	2100 (1700)/1800 ²⁾	Yes	Yes	
1LA8 455-6AB□□	2.0	6.5	2.5	13	39	75	90	2100 (1700)/1800 ²⁾	Yes	Yes	
1LA8 457-6AB□□	2.0	6.5	2.5	13	44	75	90	2100 (1700)/1800 ²⁾	Yes	Yes	
8-pole, 750 rpm at 50 Hz, 900 rpm at 60 Hz, temperature class 155 (F), used acc. to temperature class 130 (B), IP55 degree of protection											
1LA8 315-8AB□□	2.1	6.0	2.3	13	6.0	65	79	2950 (2350)			
1LA8 317-8AB□□	2.1	6.0	2.3	13	7.3	65	79	2950 (2350)			
1LA8 355-8AB□□	2.1	6.1	2.4	13	13	67	82	2500 (2100)			
1LA8 357-8AB□□	2.1	6.1	2.4	13	16	67	82	2500 (2100)	Yes		
1LA8 403-8AB□□	2.0	6.5	2.6	13	21	69	84	2200 (1900)/2100 ²⁾			
1LA8 405-8AB□□	2.1	6.5	2.6	13	24	69	84	2200 (1900)/2100 ²⁾			
1LA8 407-8AB□□	2.1	6.5	2.6	13	27	69	84	2200 (1900)/2100 ²⁾	Yes		
1LA8 453-8AB□□	2.0	6.6	2.4	13	35	71	86	2100 (1700)/1800 ²⁾	Yes		
1LA8 455-8AB□□	2.0	6.6	2.4	13	39	71	86	2100 (1700)/1800 ²⁾	Yes	Yes	
1LA8 457-8AB□□	2.0	6.6	2.4	13	44	71	86	2100 (1700)/1800 ²⁾	Yes	Yes	

Values in brackets apply to the use of motors in hazardous areas.

¹⁾ Limit speeds for reinforced bearings (order code **K20**) for 6- and 8-pole motors on request.

²⁾ For vertical type of construction IM V1.

IEC Squirrel-Cage Motors

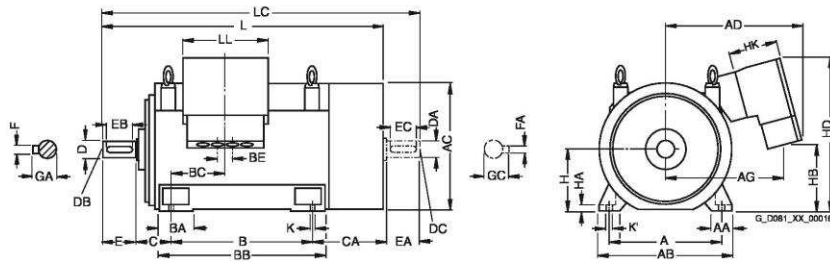
Non-standard motors frame size 315 and above

Dimensions

Dimensional drawings

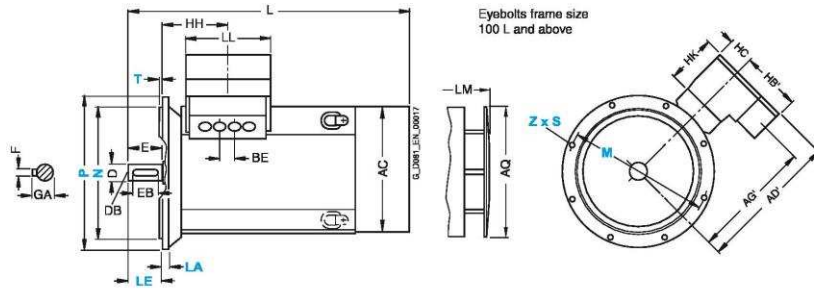
Cast-iron series 1LA8, frame sizes 315 to 450

Type of construction IM B3



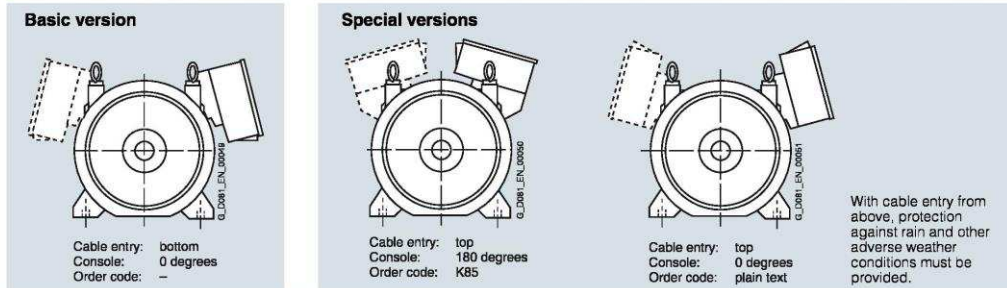
Type of construction IM V1

For flange dimensions, see Page 3/70 (Z = the number of retaining holes)



Eyebolts frame size 100 L and above

Connection box position



For motor			Dimension designation acc. to IEC																					
Frame size	Type	Number of poles	A	AA	AB	AC ¹⁾	AD	AD'	AG	AG'	AQ	B	BA	BB	BC	BE	C	CA	H	HA	HB	HB'	HC	
315	1LA8 31	2	560	120	680	710	570	582	474	481	670	630	180	780	195	140	180	435	315	28	404	217	162	
		4, 6, 8 4, 6, 8 ²⁾																180 200						
355	1LA8 35	2	630	150	780	790	690	697	597	593	750	800	220	980	185	135	200	470	355	35	431	290	165	
		4, 6, 8																200						
		2, 4					829	875	739	745							100	200				359	395	175
400	1LA8 40	2	710	150	860	880	865	925	775	795	850	900	220	1080	186	100	224	506	400	35	439	395	175	
		4, 6, 8															135	224				431	290	165
450	1LA8 45	2 ³⁾	800	180	980	970	900	975	810	845	950	1000	260	1220	170	100	250	540	450	42	525	395	175	
		4, 6, 8																						

¹⁾ Measured across the bolt heads (not in the flattened area of the fan cowl).

²⁾ With bearings for increased cantilever forces. - No second shaft extension possible.

³⁾ Only at 50 Hz.

IEC Squirrel-Cage Motors Non-standard motors frame size 315 and above

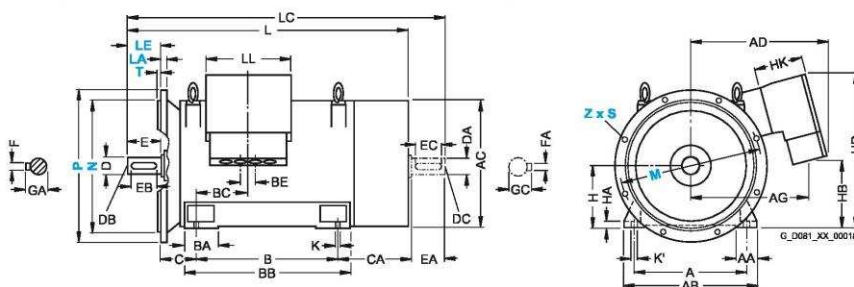
Dimensions

Dimensional drawings

Cast-iron series 1LA8, frame sizes 315 to 450

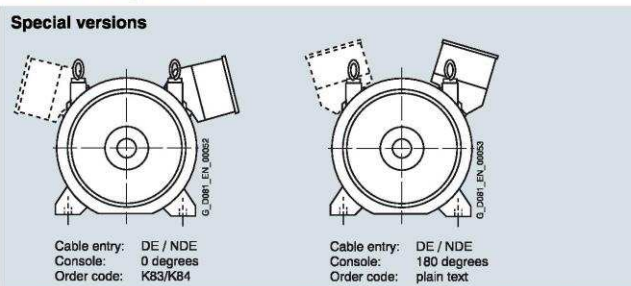
Type of construction IM B35

For flange dimensions, see Page 3/70 (Z = the number of retaining holes)



3

Connection box position



For motor Frame size	Type	Number of poles	Dimension designation acc. to IEC										DE shaft extension				NDE shaft extension					
			HD	HK	K	K'	L	LC	LL	LM	D	DB	E	EB	F	GA	DA	DC	EA	EC	FA	GC
315	1LA8 31	2	783	170	26	33	1380	1495	308	1510	65	M20	140	125	18	69	50	M16	110	100	14	53.5
		4, 6, 8 ¹⁾	1410	1555	1540	85	M20	170	140	22	90	70	M20	140	125	20	74.5					
			1430	1575		95	M24	170	140	25	100											
355	1LA8 35	2	896	229	33	40	1605	1750	330	1745	75	M20	140	125	20	79.5	60	M20	140	125	18	64
		4, 6, 8	1635	1810	1775	95	M24	170	140	25	100	80	M20	140	125	22	85					
	1LA8 357	2, 4	945	320					554													
	1LA8 35	4, 6, 8 ¹⁾				1699				100	M24	210	180	28	106							
400	1LA8 40	2	1025	320	33	40	1793	1940	554	1943	80	M20	170	140	22	85	70	M20	140	125	20	74.5
		4, 6, 8	1833	2010	1983	110	M24	210	180	28	116	90	M24	170	140	25	95					
450	1LA8 45	2 ²⁾	1111	320	39	47	1953	2100	554	2103	90	M24	170	140	25	95	75	M20	140	125	20	79.5
		4, 6, 8	1993	2210	1993	120		2143	120		100	M24	210	180	32	127	100	M24	210	180	28	106

¹⁾ With bearings for increased cantilever forces. – No second shaft extension possible.

²⁾ Only at 50 Hz.

PŘÍLOHA č. 2

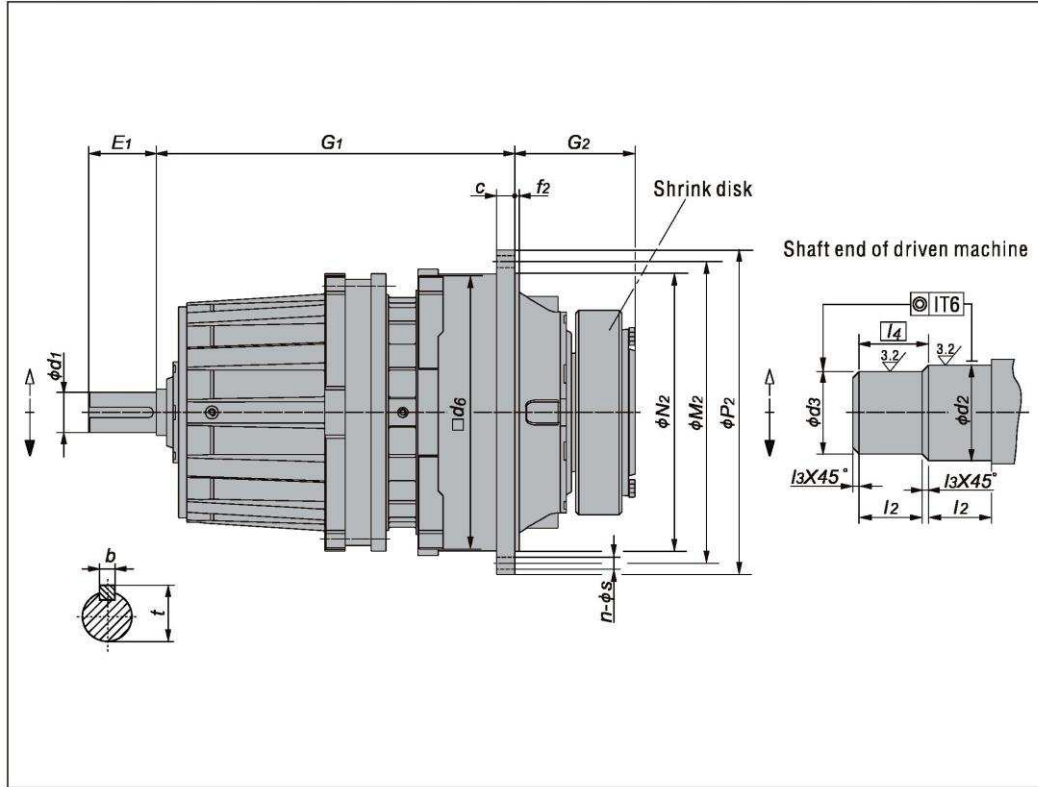
Parametry planetové převodovky P2NA34-25

8 Outline Dimensions:

8.1 Gear unit:

P2NA..

IN = 25 ... 40



P2NA.. Size	Nominal output torque T _{2N} (N·m)	Input shaft								c	d ₂	d ₃	d ₆	f ₂	G ₁	G ₂	l ₂	l ₃	l ₄	M ₂	N ₂	P ₂	Flange bolts		Weight (Kg)*
		d ₁	E ₁	b	t	n	s																		
09	22 000	55m6	90	16	59	24	120h6	115h6	356	6 ^{±1.5}	469	165	65	2.5	67.5	388	350h7	428	24	18	145				
10	31 000	55m6	90	16	59	28	130h6	125h6	400	8 ^{±1.5}	489	174	70	2.5	72.5	436	394h7	472	28	18	195				
11	42 000	70m6	120	20	74.5	32	140h6	135h6	436	8 ^{±1.5}	579	204	82.5	2.5	85.0	485	425h7	525	20	22	280				
12	60 000	70m6	120	20	74.5	34	160h6	155h6	510	9 ^{±1.5}	593	224	90	2.5	92.5	555	495h7	605	20	26	425				
13	83 000	80m6	140	22	85	39	180g6	175g6	554	11 ^{±1.5}	714	241	95	2.5	97.5	595	535h7	645	24	26	540				
14	117 000	80m6	140	22	85	42	210g6	205g6	629	9	737	278	105	2.5	107.5	665	610h7	720	32	26	805				
16	160 000	95m6	160	25	100	44	230g6	225g6	680	10	851	285	110	2.5	112.5	715	660h7	770	36	26	1030				
17	202 000	95m6	160	25	100	50	250g6	245g6	775	10	877	294	120	2.5	122.5	830	750h7	895	24	33	1500				
18	244 000	110m6	180	28	116	50	260g6	255g6	815	10	1006	303	120	2.5	122.5	865	785h7	930	32	33	1900				
19	295 000	110m6	180	28	116	56	280g6	275g6	870	12	1029.5	327.5	135	2.5	137.5	915	840h7	980	36	33	2000				
20	354 000	110m6	180	28	116	56	300g6	295g6	870	12	1029.5	327.5	135	2.5	137.5	915	840h7	980	36	33	2100				
21	392 000	120m6	210	32	127	62	310g6	305g6	960	24	1046	354	152	2.5	154.5	1025	935h7	1115	32	39	2650				
22	450 000	120m6	210	32	127	62	330g6	325g6	960	24	1046	354	152	2.5	154.5	1025	935h7	1115	32	39	2800				
23	513 000	130m6	210	32	137	68	350g6	345g6	1056	28	1150	380	164	2.5	166.5	1120	1025h7	1210	36	39	3450				
24	592 000	130m6	210	32	137	68	360g6	355g6	1056	28	1150	380	164	2.5	166.5	1120	1025h7	1210	36	39	3900				
25	684 000	140m6	240	36	148	74	380g6	375g6	1150	29	1241	407	180	2.5	182.5	1220	1115h7	1320	36	45	4750				
26	763 000	140m6	240	36	148	74	400g6	395g6	1150	29	1241	407	180	2.5	182.5	1220	1115h7	1320	36	45	5150				
27	852 000	150m6	240	36	158	81	430g6	425g6	1248	31	1379	453	191	2.5	193.5	1345	1215h7	1460	32	52	6100				
28	950 000	150m6	240	36	158	81	450g6	445g6	1248	31	1379	453	191	2.5	193.5	1345	1215h7	1460	32	52	6550				
29	1060 000	160m6	270	40	169	87	460g6	450g6	1355	34	1457	483	197.5	5	202.5	1450	1320h7	1565	36	52	7800				
30	1200 000	160m6	270	40	169	87	480g6	470g6	1355	34	1457	483	197.5	5	202.5	1450	1320h7	1565	36	52	8300				
31	1330 000	170m6	270	40	179	94	480g6	470g6	1443	36	1607	538	232	5	237.0	1545	1400h7	1665	32	62	10200				
32	1500 000	170m6	270	40	179	94	510g6	500g6	1443	36	1607	538	232	5	237.0	1545	1400h7	1665	32	62	10700				
33	1680 000	180m6	310	40	179	100	530g6	520g6	1536	36	1683	573	242	5	247.0	1635	1495h7	1755	36	62	12350				
34	1920 000	180m6	310	45	190	100	570g6	560g6	1536	36	1683	573	242	5	247.0	1635	1495h7	1755	36	62	13150				
35	2240 000	190m6	310	45	200	112	600g6	590g6	1720	40	1899	656	272	5	277.0	1825	1685h7	1945	40	62	17300				
36	2600 000	190m6	310	45	200	112	640g6	630g6	1720	40	1899	656	272	5	277.0	1825	1685h7	1945	40	62	18400				

Note: *Weight without shrink disk and oil.

P

PŘÍLOHA č. 3

Výpočet ozubení

KISSsoft - student license (not for commercial use)

File

Name : Unnamed

Changed by: User on: 30.01.2017 at: 19:41:23

BEVEL-GEAR-CALCULATION (BEVEL-GEAR-PAIR)

Drawing or article number:

Gear 1: 0.000.0

Gear 2: 0.000.0

Calculation method Bevel gear ISO 10300:2001, Method B

Geometry calculation according ISO 23509:2006, method 1

Modified slot width, fig 2 (Gleason)

(ISO 10300-1,-2,-3:2001)

Manufacture process: ground/hard-cut

Spiral toothing

Face milling (single indexing method)

Cutter radius (mm) [rc0] 170.00

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

Power (kW)	[P]		500.000
Speed (1/min)	[n]	991.0	619.4
Rotation direction, wheel 1, viewed on cone tip:			left
Torque (Nm)	[T]	4818.0	7708.8
Application factor	[KA]		2.50
Power distribution factor	[Kgam]		1.00
Required service life	[H]		100000.00
Gear driving (+) / driven (-)		+	-
Working flank gear 1: Left flank			

1. TOOTH GEOMETRY AND MATERIAL

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

Hypoid offset (mm)	[a]		0.000
Shaft angle (°)	[Sigma]		90.0000
Mean normal module (mm)	[mmn]		8.0000
Pressure angle at normal section (°)	[alfn]		20.0000
Mean spiral angle (°)	[betm]		40.0000
Hand of gear		left	right
Number of teeth	[z]	25	40
Facewidth (mm)	[b]	100.00	100.00
Assumed and measured contact pattern width (mm)	[be]	85.00	85.00
be/b = 0.850			
Accuracy grade	[Q-ISO17485]	6	6
Internal diameter gearbody (mm)	[di]	20.000	20.000
Pitch apex to front of gear blank (mm)	[yi]	175.014	121.195
Pitch apex to back of gear blank (mm)	[yo]	260.566	175.774
V misalignment (E) (µm)	[DeltaV]	0.000	
H misalignment (P) (µm)	[DeltaH]	0.000	
J misalignment (G) (µm)	[DeltaJ]	0.000	

Material

Gear 1:	17NiCrMo6-4, Case-carburized steel, case-hardened		
	ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), core strength $\geq 25\text{HRC}$ Jominy J=12mm<HRC28		
Gear 2:	17NiCrMo6-4, Case-carburized steel, case-hardened		
	ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), core strength $\geq 25\text{HRC}$ Jominy J=12mm<HRC28		
Surface hardness		HRC 60	HRC 60
Material treatment according to ISO 6336:2006 Normal (Life factors ZNT and YNT ≥ 0.85)			
Fatigue strength, tooth root stress (N/mm ²)	[σ_{Flim}]	430.00	430.00
Fatigue strength for Hertzian pressure (N/mm ²)	[σ_{Hlim}]	1500.00	1500.00
Tensile strength (N/mm ²)	[σ_B]	1200.00	1200.00
Yield point (N/mm ²)	[σ_S]	850.00	850.00
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	206000	206000
Poisson's ratio	[ν]	0.300	0.300
Roughness average value DS, flank (μm)	[RAH]	0.60	0.60
Roughness average value DS, root (μm)	[RAF]	3.00	3.00
Mean roughness height, Rz, flank (μm)	[RZH]	4.80	4.80
Mean roughness height, Rz, root (μm)	[RZF]	20.00	20.00

Gear reference profile	1 :		
Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53.2:1997 Profil A		
Dedendum coefficient	[hfP*]		1.250
Root radius factor	[rhofP*]		0.380 (rhofPmax*=0.472)
Addendum coefficient	[haP*]		1.000
Tip radius factor	[rhoaP*]		0.000
Protuberance height factor	[hprP*]		0.000
Protuberance angle	[alfprP]		0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]		0.000
Ramp angle	[alfKP]		0.000

not topping

Gear reference profile	2 :		
Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53.2:1997 Profil A		
Dedendum coefficient	[hfP*]		1.250
Root radius factor	[rhofP*]		0.380 (rhofPmax*=0.472)
Addendum coefficient	[haP*]		1.000
Tip radius factor	[rhoaP*]		0.000
Protuberance height factor	[hprP*]		0.000
Protuberance angle	[alfprP]		0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]		0.000
Ramp angle	[alfKP]		0.000

not topping

Summary of reference profile gears:

Dedendum reference profile	[hfP*]	1.250	1.250
Tooth root radius Refer. profile	[rofP*]	0.380	0.380
Addendum Reference profile	[haP*]	1.000	1.000
Protuberance height factor	[hprP*]	0.000	0.000
Protuberance angle (°)	[alfprP]	0.000	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	0.000
Ramp angle (°)	[alfKP]	0.000	0.000

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

Tip relief (μm)	[Ca]	2.0	2.0
------------------------------	------	-----	-----

No modification at tip circle

Lubrication type	Oil injection lubrication
Type of oil	Oil: ISO-VG 320
Lubricant base	Mineral-oil base
Kinem. viscosity oil at 40 °C (mm ² /s)	[nu40] 320.00
Kinem. viscosity oil at 100 °C (mm ² /s)	[nu100] 22.00
Specific density at 15 °C (kg/dm ³)	[roOil] 0.900
Oil temperature (°C)	[TS] 70.000

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 -----
Overall transmission ratio	[itot]		-1.600
Gear ratio	[u]		1.600
Outer spiral angle (°)	[bete]	53.4774	53.4774
Mean spiral angle (°)	[betm]	40.0000	40.0000
Inner spiral angle (°)	[beti]	28.3552	28.3552
Pinion offset angle in axial plane (°)	[zeta m]		0.0000
Pinion offset angle in pitch plane (°)	[zeta mp]		0.0000
Offset in pitch plane (mm)	[ap]		0.000
Outer normal module (mm)	[men]		7.4769
Outer transverse module (mm)	[met]	12.5633	12.5633
Mean normal module (mm)	[mmn]		8.0000
Mean transverse module (mm)	[mmt]	10.4433	10.4433
Inner normal module (mm)	[min]		7.3246
Inner transverse module (mm)	[mit]	8.3233	8.3233
Sum of profile shift coefficients	[xhm1+xhm2]		0.0000
Profile shift coefficient	[xhm]	0.2700	-0.2700
Undercut boundary	[xhmmin]	-2.4439	-7.9724
Tooth thickness modification coefficient	[xsmn]	0.0000	-0.0000
Outer pitch diameter (mm)	[de]	314.081	502.530
Outer tip diameter (mm)	[dae]	332.196	509.038
Outer root diameter (mm)	[dfe]	300.277	489.088
Mean pitch diameter (mm)	[dm]	261.081	417.730
Mean tip diameter (mm)	[dam]	278.313	423.921
Mean root diameter (mm)	[dfm]	247.785	404.841
Inner pitch diameter (mm)	[di]	208.082	332.931
Inner tip diameter (mm)	[dai]	224.429	338.803
Inner root diameter (mm)	[dfi]	195.293	320.593
Addendum (mm)	[hae]	10.681	6.139
(mm)	[ham]	10.160	5.840
(mm)	[hai]	9.639	5.541
Dedendum (mm)	[hfe]	8.139	12.681
(mm)	[hfm]	7.840	12.160
(mm)	[hfi]	7.541	11.639
Tooth height (mm)	[he]	18.821	18.821
(mm)	[hm]	18.000	18.000
(mm)	[hi]	17.179	17.179
Working depth (mm)	[whe]		16.821
(mm)	[whm]		16.000
(mm)	[whi]		15.179
Tip clearance (mm)	[ce]	2.000	2.000
(mm)	[cm]	2.000	2.000
(mm)	[ci]	2.000	2.000
Outer cone distance (mm)	[Re]	296.304	296.304
Mean cone distance (mm)	[Rm]	246.304	246.304
Inner cone distance (mm)	[Ri]	196.304	196.304
Pitch angle (°)	[delta]	32.0054	57.9946

Face angle (°)	[dela]	32.6024	58.3378
Addendum angle (°)	[thea=dela-delta]	0.5971	0.3432
Root angle (°)	[delf]	31.6622	57.3976
Dedendum angle (°)	[thef=delta-delf]	0.3432	0.5971
Distance along axis to crossing point (mm)	[txo]	245.604	151.834
	(mm) [txi]	161.357	99.342
Distance apex to crossing point (mm)	[tz]	0.000	0.000
	(mm) [tzF]	14.092	5.128
	(mm) [tzR]	-12.125	-11.387
Distance in axial direction to the cone tip (mm)	[ye]	251.265	157.041
	(mm) [yae]	245.604	151.834
	(mm) [yai]	161.357	99.342
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	2.000	2.000
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	2.000 / 2.010	2.000 / 2.010
Overlap ratio, ISO 23509:2006 (B.8)	[epsb]	2.331	
***** Virtual cylindrical gear toothling *****			
Normal module (mm)	[mn]	8.0000	
Transverse module (mm)	[mtv]	10.4433	
Pressure angle at normal section (°)	[alfvn]	20.0000	
Pressure angle at pitch circle (°)	[alfvt]	25.4138	
Helix angle at reference circle (°)	[betv]	40.0000	
Base helix angle (°)	[betvb]	37.1586	
Virtual centre distance (mm)	[av]	548.026	
Working transverse pressure angle (°)	[alfvwt]	25.4138	
Number of teeth	[zv]	29.481	75.472
Gear ratio	[uv]		2.560
Generating Profile shift coefficient	[xvE.e/i]	0.2537 / 0.2451	-0.2923 / -0.3026
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	2.000	2.000
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	2.000 / 2.010	2.000 / 2.010
Reference diameter (mm)	[dv]	307.880	788.172
Base diameter (mm)	[dvb]	278.087	711.902
Tip diameter (mm)	[dva]	328.200	799.852
Tip form diameter (mm)	[dvFa]	328.200	799.852
Active tip diameter (mm)	[dvNa]	328.200	799.852
Operating pitch diameter (mm)	[dww]	307.880	788.172
Root diameter (mm)	[dvf]	292.200	763.852
Root form diameter (mm)	[dvFf]	297.218	769.043
Active root diameter (mm)	[dvNf]	297.511	771.013
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF]	0.146	0.985
Normal tooth thickness at tip circle (mm)	[svan]	6.021	6.665
Normal-tooth thickness on tip form circle (mm)	[svFan]	6.021	6.665
Virtual gear no. of teeth	[zvn]	60.591	155.114
Maximum sliding speed at tip (m/s)	[vga]	2.581	1.615
Pitch on reference circle (mm)	[pvt]		32.808
Base pitch (mm)	[pvbt]		29.634
Transverse pitch on contact-path (mm)	[pvvt]		29.634
Length of path of contact (mm)	[gva]		34.284
Virtual cylindrical gear toothling (ISO 10300:2001, Annex A):			
Referenced to facewidth	[bveff]	100.000	
Transverse contact ratio	[epsva]	1.157	
Overlap ratio	[epsvb]	2.558	
Total contact ratio	[epsvg]	2.807	

Auxiliary values for the tooth flank:				
Distance from center (mm)	[ft, fm, fr]	23.617	0.000	-23.617
Length of contact line (mm)	[lbt, lbm, lbr]	36.287	51.714	36.287
Contact area (mm ²)	[At, Am, Ar]	11.360	40.616	11.360
Fractions of line load (%)	[flct, flcm, flcr]	17.936	64.128	17.936
Auxiliary values for the tooth root:				
Distance from center (mm)	[ft, fm, fr]	23.617	0.000	-23.617
Length of contact line (mm)	[lbt, lbm, lbr]	36.287	51.714	36.287
Angle of contact lines (°)	[betB]	16.0129		
Characteristic values for sizing				
	[Re2/b2]	2.963		
	[b2/mmn]	12.500		

2. FACTORS OF GENERAL INFLUENCE

	----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 -----	
Nominal circum. force at pitch circle (N)	[Fm1]	36908.1	36908.1
		Drive side	
Axial force (N)	[Fa]	35556.3	-1543.2
Radial force (N)	[Fr]	-1543.2	35556.3
Normal force (N)	[Fnorm]	51272.2	51272.2
Axial force (%)	[Fa/Ft]	96.337	-4.181
Radial force (%)	[Fr/Ft]	-4.181	96.337
Remarks:			
Forces if rotation goes in opposite direction (coast side):			
Axial force (N)	[Fa]	-16968.0	31284.4
Radial force (N)	[Fr]	31284.4	-16968.0
Normal force (N)	[Fnorm]	51272.2	51272.2
Axial force (%)	[Fa/Ft]	-45.974	84.763
Radial force (%)	[Fr/Ft]	84.763	-45.974
Tangent load at p.c.d.per mm (N/mm) (N/mm)	[w]	434.21	
Circumferential speed reference circle (m/s)	[v]	13.55	13.55
Singular tooth stiffness (N/mm*μm)	[c]	14.00	
Meshing stiffness (N/mm*μm)	[cg]	20.00	
Single pitch deviation (μm)	[fp]	16.00	17.00
Running-in value y.a (μm)	[ya]	1.27	
Reduced mass (kg/mm)	[mRed]	0.133	
Resonance speed (min-1)	[nE1]	4683	
Resonance ratio (-)	[N]	0.212	
Subcritical range			
Dynamic factor	[KV]	1.04	
Cutter radius (mm)	[rc0]	170.00	
Coefficient	[KF0]	1.15	
Mounting factor	[KHbbe]	1.25	
Face load factor - flank	[KHb]	1.88	
- Tooth root	[KFb]	1.63	
- Scuffing	[KBb]	1.88	
Transverse load factor - flank	[KHa]	1.00	
- Tooth root	[KFa]	1.00	
- Scuffing	[KBa]	1.00	

Helical load factor scuffing	[Kbg]		1.00
Number of load cycles (in mio.)	[NL]	5946.000	3716.250

3. TOOTH ROOT STRENGTH

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 -----
Calculation of tooth form coefficients according to method: B1 (ISO 10300:2001, Part 3)			
Manufacture process: generated			
Calculated with profile shift	[X]	0.27	-0.27
Tooth form factor	[YF]	2.16	2.21
Stress correction factor	[YS]	1.82	1.78
Bending moment arm (mm)	[hF]	15.26	15.13
Working angle (deg)	[alfh]	24.92	21.12
Tooth thickness at root (mm)	[sFn]	18.09	18.07
Tooth root radius (mm)	[roF]	3.53	3.87
(hF* = 1.908/1.891 sFn* = 2.261/2.259 roF* = 0.442/0.483)			
Contact ratio factor	[Yeps]		0.63
Load distribution coefficient	[YLS]		0.64
Effective facewidth (mm)	[b]	100.00	100.00
Bevel gear factor (root)	[YK]		1.210
Nominal stress at tooth root (N/mm ²)	[sigF0]	88.21	87.72
Tooth root stress (N/mm ²)	[sigF]	375.35	373.25
Permissible bending stress at root of Test-gear			
Notch sensitivity factor	[YdreIT]	1.001	0.998
Surface factor	[YRrelIT]	0.957	0.957
size factor (Tooth root)	[YX]	0.970	0.970
Finite life factor	[YNT]	0.859	0.867
	[YdreIT*YRrelIT*YX*YNT]	0.798	0.803
Alternating bending factor (mean stress influence coefficient)	[YM]	1.000	1.000
Stress correction factor	[Yst]	2.00	
Yst*sigFliim (N/mm ²)	[sigFE]	860.00	860.00
Permissible tooth root stress (N/mm ²)	[sigFP]	685.88	690.90
Required safety	[SFmin]	1.40	1.40
Safety for tooth root stress	[SF=sigFP/sigF]	1.83	1.85

4. SAFETY AGAINST PITTING (TOOTH FLANK)

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 -----
Zone factor	[ZH]		2.03
Elasticity coefficient ($\sqrt{N/mm}$)	[ZE]	189.81	
Load distribution coefficient	[ZLS]		0.801
Helix angle factor	[Zbet]		0.875
Bevel gear factor (flank)	[ZK]		0.800
Medium length of contact lines (mm)	[l _{bm}]	51.71	
Projected m. length of contact lines (mm)	[l _{bm'}]	41.21	
Effective facewidth (mm)	[b=l _{bm}]	51.71	
Mid-zone factor	[ZM-B]		0.983
Nominal contact stress (N/mm ²)	[sigH0]	380.88	
Effective contact stress (N/mm ²)	[sigH]	842.55	
Lubrication coefficient at NL	[ZL]	1.047	1.047

Speed coefficient at NL	[ZV]	1.009	1.009
Roughness coefficient at NL	[ZR]	1.010	1.010
Material pairing coefficient at NL	[ZW]	1.000	1.000
Finite life factor	[ZNT]	0.864	0.876
	[ZL*ZV*ZR*ZNT]	0.922	0.935
Small no. of pittings permissible:	no		
Size factor (flank)	[ZX]	1.000	1.000
Permissible contact stress (N/mm ²)	[sigHP]	1382.50	1402.57
Required safety	[SHmin]	1.00	1.00
Safety factor for contact stress	[SH=sigHP/sigH]	1.64	1.66

5. SCUFFING LOAD CAPACITY

Calculation method according to ISO TR 13989:2000

Lubrication coefficient (for lubrication type)	[XS]	1.200	
Scuffing test and load stage	[FZGtest]	FZG - Test A / 8.3 / 90 (ISO 14635 - 1)	12
Multiple meshing factor	[Xmp]	1.000	
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]	2.00	2.00
Optimal tip relief (μm)	[Ceff]	46.14	
Ca taken as optimal in the calculation (0=no, 1=yes)		0	0
Effective facewidth (mm)	[beff]	85.000	
Applicable circumferential force/facewidth (N/mm)	[wBT]	2124.788	
Kbg = 1.000, wBT*Kbg = 2124.788			
Angle factor (ε1:0.712, ε2:0.445)	[Xalfbet]	1.007	
Flash temperature-criteria			
Lubricant factor	[XL]	0.818	
Tooth mass temperature (°C)	[theMi]	93.01	
theMi = theoil + XS*0.47*Xmp*theflm	[theflm]	40.81	
Scuffing temperature (°C)	[theS]	344.88	
Coordinate gamma (point of highest temp.) [Gamma.A]=-0.200 [Gamma.E]=0.319	[Gamma]	0.319	
Highest contact temp. (°C)	[theB]	186.78	
Flash factor (°K*N ^{-0.75} *s ^{0.5} *m ^{-0.5} *mm)	[XM]	50.058	
Approach factor	[XJ]	1.000	
Load sharing factor	[XGam]	0.957	
Dynamic viscosity (mPa*s)	[etaM]	56.21 (70.0 °C)	
Coefficient of friction	[mym]	0.050	
Required safety	[SBmin]	2.000	
Safety factor for scuffing (flash temperature)	[SB]	2.354	
Integral temperature-criteria			
Lubricant factor	[XL]	1.000	
Tooth mass temperature (°C)	[theMC]	81.40	
theMC = theoil + XS*0.70*theflaint	[theflaint]	13.58	
Integral scuffing temperature (°C)	[theSint]	359.60	
Flash factor (°K*N ^{-0.75} *s ^{0.5} *m ^{-0.5} *mm)	[XM]	50.058	
Running-in factor (well run in)	[XE]	1.000	
Contact ratio factor	[Xeps]	0.345	
Dynamic viscosity (mPa*s)	[etaOil]	56.21 (70.0 °C)	

Mean coefficient of friction	[mym]	0.032
Geometry factor	[XBE]	0.156
Meshing factor	[XQ]	1.000
Tip relief factor	[XCa]	1.530
Integral tooth flank temperature (°C)	[theint]	101.77
Required safety	[SSmin]	1.800
Safety factor for scuffing (intg.-temp.)	[SSint]	3.533
Safety referring to transmittable torque	[SSL]	9.116

6. ALLOWANCES FOR TOOTH THICKNESS

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 -----
Tooth thickness deviation	DIN 3967 cd25	DIN 3967 cd25	
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[As.e/i]	-0.095 / -0.145	-0.130 / -0.190
The following data apply on the middle of the facewidth (ISO23509):			
Tooth thickness (chordal) in pitch diameter (mm)	[smnc]	14.137	10.994
(mm)	[smnc.e/i]	14.042 / 13.992	10.864 / 10.804
Reference chordal height from dam (mm)	[hamc]	10.247	5.853
Tooth thickness (Arc) (mm)	[snm-GLEASON]	18.268	14.104
Circumferential backlash (mm)	[jmt]	0.420 / 0.282	
(mm)	[jet]	0.506 / 0.340	
Normal backlash (mm)	[jmn]	0.315 / 0.211	
(mm)	[jen]	0.294 / 0.198	

7. GEAR ACCURACY

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
According to ISO 17485:2006:			
Accuracy grade	[Q-ISO17485]	6	6
(Diameter (mm))	[dT]	265.76	414.80
Single pitch deviation (µm)	[fpT]	16.00	17.00
Total cumulative pitch deviation (µm)	[FpT]	56.00	64.00
Runout (µm)	[FrT]	45.00	51.00
Single flank composite, tooth-to-tooth (µm)	[fisTmax/fisTmin]	34.00/ 1.50	34.00/ 1.50
(fisTmax, fisTmin: ISO 17485:2006, Table B1, q=2)			
Single flank composite, total (µm)	[FisT]	90.00	97.00

9. DETERMINATION OF TOOTH FORM

Data for the tooth form calculation :
Data not available.

10. ADDITIONAL DATA

Input data for calculating the gear measurements according to ISO 23509:2006

Data of type 1 (according to table 3, ISO 23509:2006):
xhm1= 0.2700 khap= 1.0000 khfp= 1.2500 xsmn= 0.0000

Data of type 2 (according to table 3, ISO 23509:2006):
cham= 0.3650 kd= 2.0000 kc= 0.1250 kt= 0.0000

Coefficient of friction ((Input))	[mum]	0.070
Wear sliding coef. by Niemann		[zetw]	0.354

Gear power loss (kW)	[PVZ]		2.841
Meshing efficiency (%)	[etaz]		99.432
Weight - calculated with da (kg)	[Mass]	40.690	59.230

11. SERVICE LIFE, DAMAGE

Required safety for tooth root	[SFmin]		1.40
Required safety for tooth flank	[SHmin]		1.00

Service life (calculated with required safeties):

System service life (h)	[Hatt]	>	1000000
-------------------------	--------	---	---------

Tooth root service life (h)	[HFatt]	1e+006	1e+006
Tooth flank service life (h)	[HHatt]	1e+006	1e+006

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

Damage calculated on the basis of the required service life [H] (100000.0 h)

F1%	F2%	H1%	H2%
0.00	0.00	0.00	0.00

REMARKS:

- Specifications with [e/i] imply: Maximum [e] and Minimal value [i] with consideration of all tolerances
- Specifications with [m] imply: Mean value within tolerance
- Positive sign set for the apexes (tzF,tzR) means: Apex before the centerline. According to ISO 23509.
- KV, KHb, KHa according to method B
- KHb, KFb according method C
- Ydrel, YR according to method B1
- ZL, ZV, ZR according to method B
- For these coefficients
 ZL, ZV, ZR, ZW, ZX, YdrelT, YRrelT, YX wird der aus den Werten für die Dauerfestigkeit und die statische Festigkeit auf Grund der Lastwechselzahl logarithmisch interpolierte Wert angegeben.

End of Report

lines: 491

Name : Unnamed
Changed by: User on: 30.01.2017 at: 19:39:55

CALCULATION OF A HELICAL GEAR PAIR

Drawing or article number:

Gear 1: z1(GearPair_const2)

Gear 2: z2(GearPair_const2)

Calculation method ISO 6336:2006 Method B

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

Power (kW)	[P]	500.000	
Speed (1/min)	[n]	619.4	154.8
Torque (Nm)	[T]	7708.8	30835.3
Application factor	[KA]		2.50
Required service life (h)	[H]	100000.00	
Gear driving (+) / driven (-)		+	-
Working flank gear 1: Right flank			
Sense of rotation gear 1 clockwise			

1. TOOTH GEOMETRY AND MATERIAL

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

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

Center distance (mm)	[a]	440.000	
Centre distance tolerance	ISO 286:2010 Measure js7		
Normal module (mm)	[mn]	8.0000	
Pressure angle at normal section (°)	[alfn]	20.0000	
Helix angle at reference circle (°)	[beta]	17.5000	
Number of teeth	[z]	21	84
Facewidth (mm)	[b]	160.00	150.00
Hand of gear		left	right
Accuracy grade	[Q-ISO 1328:1995]	6	6
Inner diameter (mm)	[di]	20.00	20.00
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 ≥ 25 HRC Jominy J=12mm<HRC28

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

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

Surface hardness		HRC 60	HRC 60
Material quality according to ISO 6336:2006 Normal (Life factors ZNT and YNT ≥ 0.85)			
Fatigue strength, tooth root stress (N/mm ²)	[σFlim]	430.00	430.00
Fatigue strength for Hertzian pressure (N/mm ²)	[σHlim]	1500.00	1500.00
Tensile strength (N/mm ²)	[σB]	1200.00	1200.00
Yield point (N/mm ²)	[σS]	850.00	850.00
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	206000	206000
Poisson's ratio	[ν]	0.300	0.300
Roughness average value DS, flank (μm)	[RAH]	0.60	0.60

Roughness average value DS, root (µm)	[RAF]	3.00	3.00
Mean roughness height, Rz, flank (µm)	[RZH]	4.80	4.80
Mean roughness height, Rz, root (µm)	[RZF]	20.00	20.00

Gear reference profile	1 :		
Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53.2:1997 Profil A		
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250	
Root radius factor	[rhofP*]	0.380 (rhofPmax*=0.472)	
Addendum coefficient	[haP*]	1.000	
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000	
Protuberance height factor	[hprP*]	0.000	
Protuberance angle	[alfprP]	0.000	
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	
Ramp angle	[alfKP]	0.000	
		not topping	

Gear reference profile	2 :		
Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53.2:1997 Profil A		
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250	
Root radius factor	[rhofP*]	0.380 (rhofPmax*=0.472)	
Addendum coefficient	[haP*]	1.000	
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000	
Protuberance height factor	[hprP*]	0.000	
Protuberance angle	[alfprP]	0.000	
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	
Ramp angle	[alfKP]	0.000	
		not topping	

Summary of reference profile gears:

Dedendum reference profile	[hfP*]	1.250	1.250
Tooth root radius Refer. profile	[rofP*]	0.380	0.380
Addendum Reference profile	[haP*]	1.000	1.000
Protuberance height factor	[hprP*]	0.000	0.000
Protuberance angle (°)	[alfprP]	0.000	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	0.000
Ramp angle (°)	[alfKP]	0.000	0.000

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

Tip relief (µm)	[Ca]	2.0	2.0
-----------------	------	-----	-----

Lubrication type Oil injection lubrication

Type of oil	Oil: ISO-VG 320		
Lubricant base	Mineral-oil base		
Kinem. viscosity oil at 40 °C (mm ² /s)	[nu40]	320.00	
Kinem. viscosity oil at 100 °C (mm ² /s)	[nu100]	22.00	
Specific density at 15 °C (kg/dm ³)	[roOil]	0.900	
Oil temperature (°C)	[TS]	70.000	

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

Overall transmission ratio	[itot]	-4.000	
Gear ratio	[u]	4.000	
Transverse module (mm)	[mt]	8.388	
Pressure angle at pitch circle (°)	[alf]	20.889	
Working transverse pressure angle (°)	[alfwt]	20.758	
	[alfwt.e/i]	20.769 / 20.747	
Working pressure angle at normal section (°)	[alfwn]	19.875	

Helix angle at operating pitch circle (°)	[betaw]	17.486	
Base helix angle (°)	[betab]	16.414	
Reference centre distance (mm)	[ad]	440.382	
Sum of profile shift coefficients	[Summexij]	-0.0476	
Profile shift coefficient	[x]	-0.0110	-0.0366
Tooth thickness (Arc) (module) (module)	[sn*]	1.5628	1.5441
Tip alteration (mm)	[k*mn]	-0.001	-0.001
Reference diameter (mm)	[d]	176.153	704.612
Base diameter (mm)	[db]	164.575	658.302
Tip diameter (mm)	[da]	191.975	720.023
(mm)	[da.e/i]	191.975 / 191.965	720.023 / 720.013
Tip diameter allowances (mm)	[Ada.e/i]	0.000 / -0.010	0.000 / -0.010
Tip form diameter (mm)	[dFa]	191.975	720.023
(mm)	[dFa.e/i]	191.975 / 191.965	720.023 / 720.013
Active tip diameter (mm)	[dNa]	191.975	720.023
Active tip diameter (mm)	[dNa.e/i]	191.975 / 191.965	720.023 / 720.013
Operating pitch diameter (mm)	[dw]	176.000	704.000
(mm)	[dw.e/i]	176.013 / 175.987	704.050 / 703.950
Root diameter (mm)	[df]	155.977	684.025
Generating Profile shift coefficient	[xE.e/i]	-0.0273 / -0.0359	-0.0667 / -0.0804
Manufactured root diameter with xE (mm)	[df.e/i]	155.716 / 155.579	683.545 / 683.325
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	2.000	2.000
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	2.387 / 2.209	2.236 / 2.099
Active root diameter (mm)	[dNf]	165.812	691.918
(mm)	[dNf.e/i]	165.837 / 165.791	691.978 / 691.863
Root form diameter (mm)	[dFf]	165.497	689.397
(mm)	[dFf.e/i]	165.421 / 165.383	688.998 / 688.816
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	0.227 / 0.185	1.581 / 1.433
Addendum (mm)	[ha=mn*(haP*+x+k)]	7.911	7.706
(mm)	[ha.e/i]	7.911 / 7.906	7.706 / 7.701
Dedendum (mm)	[hf=mn*(hfP*-x)]	10.088	10.293
(mm)	[hf.e/i]	10.219 / 10.287	10.533 / 10.643
Roll angle at dFa (°)	[xsi_dFa.e/i]	34.410 / 34.404	25.386 / 25.384
Roll angle to dNa (°)	[xsi_dNa.e/i]	34.410 / 34.404	25.386 / 25.384
Roll angle to dNf (°)	[xsi_dNf.e/i]	7.108 / 6.976	18.560 / 18.527
Roll angle at dFf (°)	[xsi_dFf.e/i]	5.817 / 5.683	17.700 / 17.646
Tooth height (mm)	[h]	17.999	17.999
Virtual gear no. of teeth	[zn]	23.930	95.719
Normal tooth thickness at tip circle (mm)	[san]	5.764	6.475
(mm)	[san.e/i]	5.666 / 5.607	6.301 / 6.215
Normal-tooth thickness on tip form circle (mm)	[sFan]	5.764	6.475
(mm)	[sFan.e/i]	5.666 / 5.607	6.301 / 6.215
Normal space width at root circle (mm)	[efn]	0.000	5.962
(mm)	[efn.e/i]	0.000 / 0.000	5.999 / 6.017
Max. sliding velocity at tip (m/s)	[vga]	1.478	1.709
Specific sliding at the tip	[zetaaa]	0.461	0.723
Specific sliding at the root	[zetaaf]	-2.607	-0.856
Mean specific sliding	[zetam]		0.601
Sliding factor on tip	[Kga]	0.259	0.299
Sliding factor on root	[Kgf]	-0.299	-0.259
Pitch on reference circle (mm)	[pt]		26.352
Base pitch (mm)	[pbt]		24.620
Transverse pitch on contact-path (mm)	[pet]		24.620
Lead height (mm)	[pz]	1755.163	7020.650
Axial pitch (mm)	[px]		83.579
Length of path of contact (mm)	[ga, e/i]	39.313 (39.401 / 39.202)

Length T1-A, T2-A (mm)	[T1A, T2A]	10.107(10.018/ 10.209)	145.836(145.836/ 145.824)
Length T1-B (mm)	[T1B, T2B]	24.799(24.799/ 24.790)	131.144(131.055/ 131.243)
Length T1-C (mm)	[T1C, T2C]	31.189(31.171/ 31.206)	124.755(124.684/ 124.826)
Length T1-D (mm)	[T1D, T2D]	34.728(34.639/ 34.829)	121.216(121.216/ 121.203)
Length T1-E (mm)	[T1E, T2E]	49.420(49.420/ 49.410)	106.524(106.435/ 106.622)
Length T1-T2 (mm)	[T1T2]	155.943 (155.855 / 156.032)	
Diameter of single contact point B (mm)	[d-B]	171.887(171.887/ 171.881)	708.630(708.564/ 708.703)
Diameter of single contact point D (mm)	[d-D]	178.631(178.562/ 178.710)	701.523(701.523/ 701.514)
Addendum contact ratio	[eps]	0.740(0.741/ 0.739)	0.856(0.859/ 0.853)
Minimal length of contact line (mm)	[Lmin]	242.474	
Transverse contact ratio	[eps_a]	1.597	
Transverse contact ratio with allowances	[eps_a.e/m/i]	1.600 / 1.596 / 1.592	
Overlap ratio	[eps_b]	1.795	
Total contact ratio	[eps_g]	3.391	
Total contact ratio with allowances	[eps_g.e/m/i]	3.395 / 3.391 / 3.387	

2. FACTORS OF GENERAL INFLUENCE

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Nominal circum. force at pitch circle (N)	[Ft]		87524.2
Axial force (N)	[Fa]		27596.3
Radial force (N)	[Fr]		33402.1
Normal force (N)	[Fnorm]		97661.3
Nominal circumferential force per mm (N/mm)	[w]		583.49
Only as information: Forces at operating pitch circle:			
Nominal circumferential force (N)	[Ftw]		87600.2
Axial force (N)	[Faw]		27596.3
Radial force (N)	[Frw]		33202.2
Circumferential speed reference circle (m/s)	[v]		5.71
Circumferential speed operating pitch circle (m/s)	[v(dw)]		5.71
Running-in value (µm)	[yp]		1.0
Running-in value (µm)	[yf]		1.3
Correction coefficient	[CM]		0.800
Gear body coefficient	[CR]		1.000
Basic rack factor	[CBS]		0.975
Material coefficient	[E/Est]		1.000
Singular tooth stiffness (N/mm/µm)	[c]		13.117
Meshing stiffness (N/mm/µm)	[cgal]		18.988
Meshing stiffness (N/mm/µm)	[cgbet]		16.139
Reduced mass (kg/mm)	[mRed]		0.09807
Resonance speed (min-1)	[nE1]		6327
Resonance ratio (-)	[N]		0.098
Subcritical range			
Running-in value (µm)	[ya]		1.0
Bearing distance l of pinion shaft (mm)	[l]		320.000
Distance s of pinion shaft (mm)	[s]		32.000
Outside diameter of pinion shaft (mm)	[dsh]		160.000
Load in accordance with Figure 13, ISO 6336-1:2006 0:a), 1:b), 2:c), 3:d), 4:e)	[-]	4	
Coefficient K' according to Figure 13, ISO 6336-1:2006 Without support effect	[K']		-1.00
Tooth trace deviation (active) (µm)	[Fby]		6.27
from deformation of shaft (µm)	[fsh*B1]		12.67
(fsh (µm) = 12.67, B1=1.00, fHb5 (µm) = 9.50)			

Tooth without tooth trace modification			
Position of Contact pattern: favorable			
from production tolerances (µm)	[fma*B2]		18.44
(B2= 1.00)			
Tooth trace deviation, theoretical (µm)	[Fbx]		7.37
Running-in value (µm)	[yby]		1.11
Dynamic factor	[KV]		1.011
Face load factor - flank	[KHb]		1.034
- Tooth root	[KFb]		1.030
- Scuffing	[KBb]		1.034
Transverse load factor - flank	[KHα]		1.000
- Tooth root	[KFα]		1.000
- Scuffing	[KBα]		1.000
Helical load factor scuffing	[Kbg]		1.299
Number of load cycles (in mio.)	[NL]	3716.250	929.063

3. TOOTH ROOT STRENGTH

Calculation of Tooth form coefficients according method: B

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 -----
Calculated with profile shift	[x]	-0.0110	-0.0366
Tooth form factor	[YF]	1.39	1.19
Stress correction factor	[YS]	1.91	2.19
Working angle (°)	[alfFen]	17.17	19.68
Bending moment arm (mm)	[hF]	7.28	8.01
Tooth thickness at root (mm)	[sFn]	15.98	17.98
Tooth root radius (mm)	[roF]	4.53	3.81
(hF* = 0.910/1.001 sFn* = 1.997/2.247 roF* = 0.567/0.477)			
(dsFn (mm) = 159.242/687.262 alfsFn(°) = 30.00/30.00 qs = 1.762/2.358)			
Helix angle factor	[Ybet]		0.854
Deep tooth factor	[YDT]		1.000
Gear rim factor	[YB]	1.00	1.00
Effective facewidth (mm)	[beff]	160.00	150.00
Nominal stress at tooth root (N/mm²)	[sigF0]	155.13	162.62
Tooth root stress (N/mm²)	[sigF]	403.95	423.45
Permissible bending stress at root of Test-gear			
Notch sensitivity factor	[YdrelT]	0.993	0.999
Surface factor	[YRrelT]	0.957	0.957
size factor (Tooth root)	[YX]	0.970	0.970
Finite life factor	[YNT]	0.867	0.891
	[YdrelT*YRrelT*YX*YNT]	0.799	0.826
Alternating bending factor (mean stress influence coefficient)	[YM]	1.000	1.000
Load on left / right flank (%):		100.0, 0.0	100.0, 0.0
Stress correction factor	[Yst]		2.00
Yst*sigFlim (N/mm²)	[sigFE]	860.00	860.00
Permissible tooth root stress (N/mm²)	[sigFP=sigFG/SFmin]	490.59	507.50
Limit strength tooth root (N/mm²)	[sigFG]	686.83	710.50
Required safety	[SFmin]	1.40	1.40
Safety for tooth root stress	[SF=sigFG/sigF]	1.70	1.68

Transmittable power (kW) [kWRating] 607.25 599.25

4. SAFETY AGAINST PITTING (TOOTH FLANK)

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Zone factor	[ZH]		2.408
Elasticity coefficient ($\sqrt{N/mm}$)	[ZE]		189.812
Contact ratio factor	[Zeps]		0.791
Helix angle factor	[Zbet]		1.024
Effective facewidth (mm)	[beff]		150.00
Nominal contact stress (N/mm ²)	[sigH0]		753.70
Contact stress at operating pitch circle (N/mm ²)	[sigHw]		1218.67
Single tooth contact factor	[ZB,ZD]	1.00	1.00
Contact stress (N/mm ²)	[sigHB, sigHD]	1218.67	1218.67
Lubrication coefficient at NL	[ZL]	1.047	1.047
Speed coefficient at NL	[ZV]	0.985	0.985
Roughness coefficient at NL	[ZR]	0.987	0.987
Material pairing coefficient at NL	[ZW]	1.000	1.000
Finite life factor	[ZNT]	0.876	0.914
	[ZL*ZV*ZR*ZNT]	0.892	0.931
Small no. of pittings permissible:		no	
Size factor (flank)	[ZX]	1.000	1.000
Permissible contact stress (N/mm ²)	[sigHP=sigHG/SHmin]	1338.59	1396.74
Pitting stress limit (N/mm ²)	[sigHG]	1338.59	1396.74
Required safety	[SHmin]	1.00	1.00
Safety factor for contact stress at operating pitch circle	[SHw]	1.10	1.15
Safety for stress at single tooth contact	[SHBD=sigHG/sigHBD]	1.10	1.15
(Safety regarding transmittable torque)	[(SHBD)^2]	1.21	1.31
Transmittable power (kW)	[kWRating]	603.24	656.79

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

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

5. SCUFFING LOAD CAPACITY

Calculation method according to ISO TR 13989:2000

Lubrication coefficient (for lubrication type)	[XS]	1.200	
Scuffing test and load stage	[FZGtest]	FZG - Test A / 8.3 / 90 (ISO 14635 - 1)	12
Multiple meshing factor	[Xmp]	1.000	
Relative structure coefficient (Scuffing)	[XWreIT]	1.000	
Thermal contact factor (N/mm/s ^{0.5} /K)	[BM]	13.780	13.780
Relevant tip relief (μm)	[Ca]	2.00	2.00
Optimal tip relief (μm)	[Ceff]	76.83	
Ca taken as optimal in the calculation (0=no, 1=yes)		0	0
Effective facewidth (mm)	[beff]	150.000	
Applicable circumferential force/facewidth (N/mm)	[wBt]	1525.507	
Kbg =		1.299, wBt*Kbg =	1981.959

Angle factor ($\epsilon_1:0.740, \epsilon_2:0.856$)	[Xalfbet]	0.980
Flash temperature-criteria		
Lubricant factor	[XL]	0.818
Tooth mass temperature (°C)	[theMi]	99.15
theMi = theoil + XS*0.47*Xmp*theflm	[theflm]	51.68
Scuffing temperature (°C)	[theS]	344.88
Coordinate gamma (point of highest temp.) [Gamma.A]=-0.676 [Gamma.E]=0.585	[Gamma]	-0.676
Highest contact temp. (°C)	[theB]	273.74
Flash factor ($^{\circ}\text{K}^{\circ}\text{N}^{\circ}\text{-.75}^{\circ}\text{s}^{\circ}\text{.5}^{\circ}\text{m}^{\circ}\text{-.5}^{\circ}\text{mm}$)	[XM]	50.058
Approach factor	[XJ]	1.231
Load sharing factor	[XGam]	0.814
Dynamic viscosity (mPa*s)	[etaM]	56.21 (70.0 °C)
Coefficient of friction	[mym]	0.065
Required safety	[SBmin]	2.000
Safety factor for scuffing (flash temperature)	[SB]	1.349
Integral temperature-criteria		
Lubricant factor	[XL]	1.000
Tooth mass temperature (°C)	[theMC]	94.27
theMC = theoil + XS*0.70*theflaint	[theflaint]	28.89
Integral scuffing temperature (°C)	[theSint]	359.60
Flash factor ($^{\circ}\text{K}^{\circ}\text{N}^{\circ}\text{-.75}^{\circ}\text{s}^{\circ}\text{.5}^{\circ}\text{m}^{\circ}\text{-.5}^{\circ}\text{mm}$)	[XM]	50.058
Running-in factor (well run in)	[XE]	1.000
Contact ratio factor	[Xeps]	0.290
Dynamic viscosity (mPa*s)	[etaOil]	56.21 (70.0 °C)
Mean coefficient of friction	[mym]	0.057
Geometry factor	[XBE]	0.250
Meshing factor	[XQ]	1.000
Tip relief factor	[XCa]	1.083
Integral tooth flank temperature (°C)	[theint]	137.60
Required safety	[SSmin]	1.800
Safety factor for scuffing (intg.-temp.)	[SSint]	2.613
Safety referring to transmittable torque	[SSL]	4.284

6. MEASUREMENTS FOR TOOTH THICKNESS

		----- Gear 1 ----- Gear 2 --	
		DIN 3967 cd25	DIN 3967 cd25
Tooth thickness deviation			
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[As.e/i]	-0.095 / -0.145	-0.175 / -0.255
Number of teeth spanned	[k]	3.000	11.000
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	61.676	258.551
Actual base tangent length ('span') (mm)	[Wk.e/i]	61.586 / 61.539	258.387 / 258.312
(mm)	[ΔWk.e/i]	-0.089 / -0.136	-0.164 / -0.240
Diameter of contact point (mm)	[dMWk.m]	174.850	703.403
Theoretical diameter of ball/pin (mm)	[DM]	13.684	13.432
Effective Diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	14.000	14.000
Radial single-ball measurement backlash free (mm)	[MrK]	97.908	362.140
Radial single-ball measurement (mm)	[MrK.e/i]	97.798 / 97.740	361.911 / 361.807
Diameter of contact point (mm)	[dMMr.m]	176.291	704.810
Diametral measurement over two balls without clearance (mm)	[MdK]	195.308	724.280
Diametral two ball measure (mm)	[MdK.e/i]	195.089 / 194.973	723.823 / 723.613

Diametral measurement over pins without clearance (mm)	[MdR]	195.816	724.280
Measurement over pins according to DIN 3960 (mm)	[MdR.e/i]	195.596 / 195.480	723.823 / 723.613
Measurement over 2 pins (free) according to AGMA 2002 (mm)	[dk2f.e/i]	195.029 / 194.913	0.000 / 0.000
Measurement over 2 pins (transverse) according to AGMA 2002 (mm)	[dk2t.e/i]	196.090 / 195.974	0.000 / 0.000
Measurement over 3 pins (axial) according to AGMA 2002 (mm)	[dk3A.e/i]	195.596 / 195.480	723.823 / 723.613
Chordal tooth thickness (no backlash) (mm)	[sc]	12.494	12.352
Actual chordal tooth thickness (mm)	[sc.e/i]	12.399 / 12.349	12.177 / 12.097
Reference chordal height from da.m (mm)	[ha]	8.110	7.753
Tooth thickness (Arc) (mm)	[sn]	12.502	12.353
(mm)	[sn.e/i]	12.407 / 12.357	12.178 / 12.098
Backlash free center distance (mm)	[aControl.e/i]	439.626	/439.445
Backlash free center distance, allowances (mm)	[jta]	-0.374 /	-0.555
dNf.i with aControl (mm)	[dNf0.i]	165.458	690.955
Reserve (dNf0.i-dFf.e)/2 (mm)	[cF0.i]	0.018	0.979
Tip clearance	[c0.i(aControl)]	1.685	1.575
Centre distance allowances (mm)	[Aa.e/i]	0.032 /	-0.032
Circumferential backlash from Aa (mm)	[jtw_Aa.e/i]	0.024 /	-0.024
Radial clearance (mm)	[jrw]	0.587 /	0.343
Circumferential backlash (transverse section) (mm)	[jtw]	0.443 /	0.259
Torsional angle for fixed gear 1 (°)		0.0721 /	0.0422
Normal backlash (mm)	[jnw]	0.397 /	0.232

7. GEAR ACCURACY

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

According to ISO 1328:1995

	[Q-ISO1328]	6	6
Accuracy grade	[Q-ISO1328]	6	6
Single pitch deviation (µm)	[fptT]	11.00	14.00
Base circle pitch deviation (µm)	[fpbT]	10.30	13.10
Sector pitch deviation over k/8 pitches (µm)	[Fpk/8T]	18.00	32.00
Profile form deviation (µm)	[ffaT]	14.00	17.00
Profile slope deviation (µm)	[fHaT]	11.00	14.00
Total profile deviation (µm)	[FaT]	18.00	22.00
Helix form deviation (µm)	[ffbT]	12.00	14.00
Helix slope deviation (µm)	[fHbT]	12.00	14.00
Total helix deviation (µm)	[FbT]	17.00	19.00
Total cumulative pitch deviation (µm)	[FpT]	37.00	62.00
Runout (µm)	[FrT]	30.00	49.00
Single flank composite, total (µm)	[FisT]	53.00	80.00
Single flank composite, tooth-to-tooth (µm)	[fisT]	15.00	18.00
Radial composite, total (µm)	[FidT]	64.00	83.00
Radial composite, tooth-to-tooth (µm)	[fidT]	34.00	34.00

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

6)

Maximum value for deviation error of axis (µm)	[fSigbet]	20.27 (Fb=19.00)
Maximum value for inclination error of axes (µm)	[fSigdel]	40.53

8. ADDITIONAL DATA

Mass - calculated with da (kg)	[Mass]	35.869	477.860
Total mass (kg)	[Mass]		513.729
Moment of inertia (System referenced to wheel 1): calculation without consideration of the exact tooth shape			
single gears ((da+df)/2...di) (kg*m ²)	[TraeghMom]	0.11223	27.95917
System ((da+df)/2...di) (kg*m ²)	[TraeghMom]		1.85967
Torsional stiffness (MNm/rad)	[cr]	19.3	308.6
Mean coeff. of friction (acc. Niemann)	[mum]		0.058
Wear sliding coef. by Niemann	[zetw]		0.960
Gear power loss (kW)	[PVZ]		3.865
(Meshing efficiency (%))	[etaz]		99.227)
Oil requirement for injection lubrication (l/min)	[Voil]		12.067

(with oil cooler, for assumed difference in temperature of oil (°C):

10)

9. DETERMINATION OF TOOTH FORM

Data for the tooth form calculation :

Data not available.

10. SERVICE LIFE, DAMAGE

Required safety for tooth root	[SFmin]	1.40
Required safety for tooth flank	[SHmin]	1.00

Service life (calculated with required safeties):

System service life (h)	[Hatt]	> 1000000
-------------------------	--------	-----------

Tooth root service life (h)	[HFatt]	1e+006	1e+006
Tooth flank service life (h)	[HHatt]	1e+006	1e+006

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

Damage calculated on the basis of the required service life [H] (100000.0 h)

F1%	F2%	H1%	H2%
0.00	0.00	0.00	0.00

REMARKS:

- Specifications with [e/i] imply: Maximum [e] and Minimal value [i] with consideration of all tolerances
Specifications with [m] imply: Mean value within tolerance
- For the backlash tolerance, the center distance tolerances and the tooth thickness deviation are taken into account. Shown is the maximal and the minimal backlash corresponding the largest resp. the smallest allowances
The calculation is done for the operating pitch circle.
- Calculation of Zbet according Corrigendum 1 ISO 6336-2:2008 with $Z_{bet} = 1/(\cos(\beta))^0.5$
- Details of calculation method:
cg according to method B
KV according to method B
KHb, KFb according method C
fma following equation (64), fsh following (57/58), Fbx following (52/53/57)

KHa, KFa according to method B

- The logarithmically interpolated value taken from the values for the fatigue strength and the static strength, based on the number of load cycles, is used for coefficients ZL, ZV, ZR, ZW, ZX, YdreIT, YRreIT and YX..

End of Report

lines: 513

Name : Unnamed

Changed by: User on: 30.01.2017 at: 19:40:44

CALCULATION OF A HELICAL GEAR PAIR

Drawing or article number:

Gear 1: z3(GearPair_const3)

Gear 2: z4(GearPair_const3)

Calculation method ISO 6336:2006 Method B

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

Power (kW)	[P]	500.000	
Speed (1/min)	[n]	154.8	41.7
Torque (Nm)	[T]	30835.3	114531.0
Application factor	[KA]		2.50
Required service life (h)	[H]	100000.00	
Gear driving (+) / driven (-)		+	-
Working flank gear 1: Left flank			
Sense of rotation gear 1 counterclockwise			

1. TOOTH GEOMETRY AND MATERIAL

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

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

Center distance (mm)	[a]	620.000	
Centre distance tolerance	ISO 286:2010 Measure js7		
Normal module (mm)	[mn]	12.0000	
Pressure angle at normal section (°)	[alfn]	20.0000	
Helix angle at reference circle (°)	[beta]	17.5000	
Number of teeth	[z]	21	78
Facewidth (mm)	[b]	280.00	270.00
Hand of gear		right	left
Accuracy grade	[Q-ISO 1328:1995]	6	6
Inner diameter (mm)	[di]	20.00	20.00
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: 17NiCrMo6-4, 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 60
Material quality according to ISO 6336:2006 Normal (Life factors ZNT and YNT >=0.85)			
Fatigue strength, tooth root stress (N/mm ²)	[σFlim]	430.00	430.00
Fatigue strength for Hertzian pressure (N/mm ²)	[σHlim]	1500.00	1500.00
Tensile strength (N/mm ²)	[σB]	1200.00	1200.00
Yield point (N/mm ²)	[σS]	850.00	850.00
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	206000	206000
Poisson's ratio	[ν]	0.300	0.300
Roughness average value DS, flank (μm)	[RAH]	0.60	0.60

Roughness average value DS, root (µm)	[RAF]	3.00	3.00
Mean roughness height, Rz, flank (µm)	[RZH]	4.80	4.80
Mean roughness height, Rz, root (µm)	[RZF]	20.00	20.00

Gear reference profile 1 :

Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53.2:1997 Profil A		
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250	
Root radius factor	[rhofP*]	0.380 (rhofPmax*=0.472)	
Addendum coefficient	[haP*]	1.000	
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000	
Protuberance height factor	[hprP*]	0.000	
Protuberance angle	[alfprP]	0.000	
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	
Ramp angle	[alfKP]	0.000	

not topping

Gear reference profile 2 :

Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53.2:1997 Profil A		
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250	
Root radius factor	[rhofP*]	0.380 (rhofPmax*=0.472)	
Addendum coefficient	[haP*]	1.000	
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000	
Protuberance height factor	[hprP*]	0.000	
Protuberance angle	[alfprP]	0.000	
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	
Ramp angle	[alfKP]	0.000	

not topping

Summary of reference profile gears:

Dedendum reference profile	[hfP*]	1.250	1.250
Tooth root radius Refer. profile	[rofpP*]	0.380	0.380
Addendum Reference profile	[haP*]	1.000	1.000
Protuberance height factor	[hprP*]	0.000	0.000
Protuberance angle (°)	[alfprP]	0.000	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	0.000
Ramp angle (°)	[alfKP]	0.000	0.000

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

Tip relief (µm)	[Ca]	2.0	2.0
-----------------	------	-----	-----

Lubrication type

Type of oil	Oil injection lubrication		
Lubricant base	Oil: ISO-VG 320		
	Mineral-oil base		
Kinem. viscosity oil at 40 °C (mm ² /s)	[nu40]	320.00	
Kinem. viscosity oil at 100 °C (mm ² /s)	[nu100]	22.00	
Specific density at 15 °C (kg/dm ³)	[roOil]	0.900	
Oil temperature (°C)	[TS]	70.000	

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

Overall transmission ratio	[itot]	-3.714	
Gear ratio	[u]	3.714	
Transverse module (mm)	[mt]	12.582	
Pressure angle at pitch circle (°)	[alft]	20.889	
Working transverse pressure angle (°)	[alfwt]	20.193	
	[alfwt.e/i]	20.202 / 20.184	
Working pressure angle at normal section (°)	[alfwn]	19.337	

Helix angle at operating pitch circle (°)	[betaw]	17.425	
Base helix angle (°)	[betab]	16.414	
Reference centre distance (mm)	[ad]	622.826	
Sum of profile shift coefficients	[Summexi]	-0.2318	
Profile shift coefficient	[x]	0.2689	-0.5007
Tooth thickness (Arc) (module) (module)	[sn*]	1.7666	1.2063
Tip alteration (mm)	[k*mn]	-0.045	-0.045
Reference diameter (mm)	[d]	264.229	981.423
Base diameter (mm)	[db]	246.863	916.920
Tip diameter (mm)	[da]	294.594	993.315
(mm)	[da.e/i]	294.594 / 294.584	993.315 / 993.305
Tip diameter allowances (mm)	[Ada.e/i]	0.000 / -0.010	0.000 / -0.010
Tip form diameter (mm)	[dFa]	294.594	993.315
(mm)	[dFa.e/i]	294.594 / 294.584	993.315 / 993.305
Active tip diameter (mm)	[dNa]	294.594	993.315
Active tip diameter (mm)	[dNa.e/i]	294.594 / 294.584	993.315 / 993.305
Operating pitch diameter (mm)	[dw]	263.030	976.970
(mm)	[dw.e/i]	263.045 / 263.015	977.025 / 976.915
Root diameter (mm)	[df]	240.684	939.405
Generating Profile shift coefficient	[xE.e/i]	0.2581/ 0.2523	-0.5208/ -0.5299
Manufactured root diameter with xE (mm)	[df.e/i]	240.423 / 240.286	938.925 / 938.705
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	3.000	3.000
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	3.391 / 3.206	3.239 / 3.096
Active root diameter (mm)	[dNf]	251.115	955.078
(mm)	[dNf.e/i]	251.157 / 251.078	955.140 / 955.021
Root form diameter (mm)	[dFf]	250.932	950.105
(mm)	[dFf.e/i]	250.802 / 250.734	949.753 / 949.592
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	0.212 / 0.138	2.774 / 2.634
Addendum (mm)	[ha=mn*(haP*x+k)]	15.182	5.946
(mm)	[ha.e/i]	15.182 / 15.177	5.946 / 5.941
Dedendum (mm)	[hf=mn*(hfP*-x)]	11.773	21.009
(mm)	[hf.e/i]	11.903 / 11.972	21.249 / 21.359
Roll angle at dFa (°)	[xsi_dFa.e/i]	37.312 / 37.308	23.871 / 23.869
Roll angle to dNa (°)	[xsi_dNa.e/i]	37.312 / 37.308	23.871 / 23.869
Roll angle to dNf (°)	[xsi_dNf.e/i]	10.733 / 10.633	16.715 / 16.688
Roll angle at dFf (°)	[xsi_dFf.e/i]	10.276 / 10.186	15.470 / 15.431
Tooth height (mm)	[h]	26.955	26.955
Virtual gear no. of teeth	[zn]	23.930	88.882
Normal tooth thickness at tip circle (mm)	[san]	7.558	10.083
(mm)	[san.e/i]	7.459 / 7.398	9.910 / 9.826
Normal-tooth thickness on tip form circle (mm)	[sFan]	7.558	10.083
(mm)	[sFan.e/i]	7.459 / 7.398	9.910 / 9.826
Normal space width at root circle (mm)	[efn]	0.000	10.192
(mm)	[efn.e/i]	0.000 / 0.000	10.254 / 10.282
Max. sliding velocity at tip (m/s)	[vga]	0.720	0.461
Specific sliding at the tip	[zetaa]	0.552	0.553
Specific sliding at the root	[zetaf]	-1.235	-1.234
Mean specific sliding	[zetam]	0.552	
Sliding factor on tip	[Kga]	0.338	0.216
Sliding factor on root	[Kgf]	-0.216	-0.338
Pitch on reference circle (mm)	[pt]	39.529	
Base pitch (mm)	[pbt]	36.931	
Transverse pitch on contact-path (mm)	[pet]	36.931	
Lead height (mm)	[pz]	2632.744	9778.763
Axial pitch (mm)	[px]	125.369	
Length of path of contact (mm)	[ga, e/i]	57.372 (57.474 / 57.249)	

Length T1-A, T2-A (mm)	[T1A, T2A]	23.008(22.907/ 23.123)	191.006(191.006/ 190.993)
Length T1-B (mm)	[T1B, T2B]	43.450(43.450/ 43.441)	170.564(170.463/ 170.675)
Length T1-C (mm)	[T1C, T2C]	45.397(45.375/ 45.418)	168.617(168.537/ 168.697)
Length T1-D (mm)	[T1D, T2D]	59.939(59.838/ 60.053)	154.075(154.075/ 154.062)
Length T1-E (mm)	[T1E, T2E]	80.381(80.381/ 80.372)	133.634(133.532/ 133.744)
Length T1-T2 (mm)	[T1T2]	214.014 (213.913 / 214.116)	
Diameter of single contact point B (mm)	[d-B]	261.712(261.712/ 261.706)	978.321(978.250/ 978.398)
Diameter of single contact point D (mm)	[d-D]	274.431(274.342/ 274.531)	967.315(967.315/ 967.307)
Addendum contact ratio	[eps]	0.947(0.948/ 0.946)	0.606(0.608/ 0.604)
Minimal length of contact line (mm)	[Lmin]	426.154	
Transverse contact ratio	[eps_a]	1.554	
Transverse contact ratio with allowances	[eps_a.e/m/i]	1.556 / 1.553 / 1.550	
Overlap ratio	[eps_b]	2.154	
Total contact ratio	[eps_g]	3.707	
Total contact ratio with allowances	[eps_g.e/m/i]	3.710 / 3.707 / 3.704	

2. FACTORS OF GENERAL INFLUENCE

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Nominal circum. force at pitch circle (N)	[Ft]		233397.7
Axial force (N)	[Fa]		73590.0
Radial force (N)	[Fr]		89072.4
Normal force (N)	[Fnorm]		260430.2
Nominal circumferential force per mm (N/mm)	[w]		864.44
Only as information: Forces at operating pitch circle:			
Nominal circumferential force (N)	[Ftw]		234461.7
Axial force (N)	[Faw]		73590.0
Radial force (N)	[Frw]		86232.9
Circumferential speed reference circle (m/s)	[v]		2.14
Circumferential speed operating pitch circle (m/s)	[v(dw)]		2.13
Running-in value (µm)	[yp]		1.1
Running-in value (µm)	[yf]		1.5
Correction coefficient	[CM]		0.800
Gear body coefficient	[CR]		1.000
Basic rack factor	[CBS]		0.975
Material coefficient	[E/Est]		1.000
Singular tooth stiffness (N/mm/µm)	[c']		13.101
Meshing stiffness (N/mm/µm)	[cgalf]		18.540
Meshing stiffness (N/mm/µm)	[cgbet]		15.759
Reduced mass (kg/mm)	[mRed]		0.23944
Resonance speed (min ⁻¹)	[nE1]		4001
Resonance ratio (-)	[N]		0.039
Subcritical range			
Running-in value (µm)	[ya]		1.1
Bearing distance l of pinion shaft (mm)	[l]		560.000
Distance s of pinion shaft (mm)	[s]		56.000
Outside diameter of pinion shaft (mm)	[dsh]		240.200
Load in accordance with Figure 13, ISO 6336-1:2006 0:a), 1:b), 2:c), 3:d), 4:e)	[-]	4	
Coefficient K' according to Figure 13, ISO 6336-1:2006 Without support effect	[K']	-1.00	
Tooth trace deviation (active) (µm)	[Fby]		9.22
from deformation of shaft (µm)	[fsh*B1]		17.83
(fsh (µm) = 17.83, B1=1.00, fHb5 (µm) = 13.00)			

Tooth without tooth trace modification			
Position of Contact pattern: favorable			
from production tolerances (µm)	[fma*B2]		24.76
(B2= 1.00)			
Tooth trace deviation, theoretical (µm)	[Fbx]		10.84
Running-in value (µm)	[yb]		1.63
Dynamic factor	[KV]		1.003
Face load factor - flank	[KHb]		1.033
- Tooth root	[KFb]		1.030
- Scuffing	[KBb]		1.033
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]	929.063	250.132

3. TOOTH ROOT STRENGTH

Calculation of Tooth form coefficients according method: B

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Calculated with profile shift	[x]	0.2689	-0.5007
Tooth form factor	[YF]	1.14	1.44
Stress correction factor	[YS]	2.21	1.87
Working angle (°)	[alfFn]	20.14	18.35
Bending moment arm (mm)	[hF]	10.40	13.15
Tooth thickness at root (mm)	[sFn]	25.59	25.73
Tooth root radius (mm)	[roF]	5.74	7.10
(hF* = 0.866/ 1.096 sFn* = 2.133/ 2.144 roF* = 0.478/ 0.592)			
(dsFn (mm) = 245.044/944.876 alfsFn(°) = 30.00/ 30.00 qs = 2.231/ 1.811)			
Helix angle factor	[Ybet]		0.854
Deep tooth factor	[YDT]		1.000
Gear rim factor	[YB]	1.00	1.00
Effective facewidth (mm)	[beff]	280.00	270.00
Nominal stress at tooth root (N/mm²)	[sigF0]	149.67	165.79
Tooth root stress (N/mm²)	[sigF]	386.78	428.42
Permissible bending stress at root of Test-gear			
Notch sensitivity factor	[YdrelT]	0.997	0.993
Surface factor	[YRrelT]	0.957	0.957
size factor (Tooth root)	[YX]	0.930	0.930
Finite life factor	[YNT]	0.891	0.915
	[YdrelT*YRrelT*YX*YNT]	0.791	0.809
Alternating bending factor (mean stress influence coefficient)	[YM]	1.000	1.000
Stress correction factor	[Yst]	2.00	
Yst*sigFlim (N/mm²)	[sigFE]	860.00	860.00
Permissible tooth root stress (N/mm²)	[sigFP=sigFG/SFmin]	485.97	496.75
Limit strength tooth root (N/mm²)	[sigFG]	680.36	695.45
Required safety	[SFmin]	1.40	1.40
Safety for tooth root stress	[SF=sigFG/sigF]	1.76	1.62
Transmittable power (kW)	[kWRating]	628.23	579.74

4. SAFETY AGAINST PITTING (TOOTH FLANK)

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 -----
Zone factor	[ZH]		2.445
Elasticity coefficient ($\sqrt{N/mm}$)	[ZE]		189.812
Contact ratio factor	[Zeps]		0.802
Helix angle factor	[Zbet]		1.024
Effective facewidth (mm)	[beff]		270.00
Nominal contact stress (N/mm ²)	[sigH0]		776.80
Contact stress at operating pitch circle (N/mm ²)	[sigHw]		1250.79
Single tooth contact factor	[ZB,ZD]	1.00	1.00
Contact stress (N/mm ²)	[sigHB, sigHD]	1250.79	1250.79
Lubrication coefficient at NL	[ZL]	1.047	1.047
Speed coefficient at NL	[ZV]	0.965	0.965
Roughness coefficient at NL	[ZR]	0.996	0.996
Material pairing coefficient at NL	[ZW]	1.000	1.000
Finite life factor	[ZNT]	0.914	0.952
	[ZL*ZV*ZR*ZNT]	0.921	0.959
Small no. of pittings permissible:	no		
Size factor (flank)	[ZX]	1.000	1.000
Permissible contact stress (N/mm ²)	[sigHP=sigHG/SHmin]	1381.52	1438.26
Pitting stress limit (N/mm ²)	[sigHG]	1381.52	1438.26
Required safety	[SHmin]	1.00	1.00
Safety factor for contact stress at operating pitch circle	[SHw]	1.10	1.15
Safety for stress at single tooth contact	[SHBD=sigHG/sigHBD]	1.10	1.15
(Safety regarding transmittable torque)	[(SHBD)^2]	1.22	1.32
Transmittable power (kW)	[kWRating]	609.98	661.11

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

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

5. SCUFFING LOAD CAPACITY

Calculation method according to ISO TR 13989:2000

Lubrication coefficient (for lubrication type)	[XS]		1.200
Scuffing test and load stage	[FZGtest]	FZG - Test A / 8.3 / 90 (ISO 14635 - 1)	12
Multiple meshing factor	[Xmp]		1.000
Relative structure coefficient (Scuffing)	[XWreIT]		1.000
Thermal contact factor (N/mm/s ^{0.5} /K)	[BM]	13.780	13.780
Relevant tip relief (μm)	[Ca]	2.00	2.00
Optimal tip relief (μm)	[Ceff]		116.56
Ca taken as optimal in the calculation (0=no, 1=yes)		0	0
Effective facewidth (mm)	[beff]		270.000
Applicable circumferential force/facewidth (N/mm)	[wBt]		2241.258
Kbg = 1.300, wBt*Kbg = 2913.635			
Angle factor	[Xalfbet]		0.972

($\epsilon_1:0.947$, $\epsilon_2:0.606$)

Flash temperature-criteria

Lubricant factor	[XL]	0.818
Tooth mass temperature (°C)	[theMi]	95.46
theMi = theoil + XS*0.47*Xmp*theflm	[theflm]	45.14
Scuffing temperature (°C)	[theS]	344.88
Coordinate gamma (point of highest temp.)	[Gamma]	0.771
[Gamma.A]=-0.493 [Gamma.E]=0.771		
Highest contact temp. (°C)	[theB]	208.11
Flash factor (°K*N ⁻¹ .75*s ⁻¹ .5*m ⁻¹ .5*mm)	[XM]	50.058
Approach factor	[XJ]	1.000
Load sharing factor	[XGam]	0.837
Dynamic viscosity (mPa*s)	[etaM]	56.21 (70.0 °C)
Coefficient of friction	[mym]	0.080
Required safety	[SBmin]	2.000
Safety factor for scuffing (flash temperature)	[SB]	1.990

Integral temperature-criteria

Lubricant factor	[XL]	1.000
Tooth mass temperature (°C)	[theMC]	91.97
theMC = theoil + XS*0.70*theflaint	[theflaint]	26.15
Integral scuffing temperature (°C)	[theSint]	359.60
Flash factor (°K*N ⁻¹ .75*s ⁻¹ .5*m ⁻¹ .5*mm)	[XM]	50.058
Running-in factor (well run in)	[XE]	1.000
Contact ratio factor	[Xeps]	0.244
Dynamic viscosity (mPa*s)	[etaOil]	56.21 (70.0 °C)
Mean coefficient of friction	[mym]	0.064
Geometry factor	[XBE]	0.323
Meshing factor	[XQ]	1.000
Tip relief factor	[XCa]	1.088
Integral tooth flank temperature (°C)	[theint]	131.19
Required safety	[SSmin]	1.800
Safety factor for scuffing (intg.-temp.)	[SSint]	2.741
Safety referring to transmittable torque	[SSL]	4.733

6. MEASUREMENTS FOR TOOTH THICKNESS

		----- Gear 1 ----- Gear 2 --	
		DIN 3967 cd25	DIN 3967 cd25
Tooth thickness deviation			
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[As.e/i]	-0.095 / -0.145	-0.175 / -0.255
Number of teeth spanned	[k]	4.000	9.000
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	130.237	312.012
Actual base tangent length ('span') (mm)	[Wk.e/i]	130.148 / 130.101	311.848 / 311.772
(mm)	[ΔWk.e/i]	-0.089 / -0.136	-0.164 / -0.240
Diameter of contact point (mm)	[dMWk.m]	276.626	964.471
Theoretical diameter of ball/pin (mm)	[DM]	21.780	19.934
Effective Diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	22.000	20.000
Radial single-ball measurement backlash free (mm)	[Mrk]	151.179	497.994
Radial single-ball measurement (mm)	[Mrk.e/i]	151.081 / 151.029	497.743 / 497.628
Diameter of contact point (mm)	[dMMr.m]	270.778	968.998
Diametral measurement over two balls without clearance (mm)	[MdK]	301.575	995.987
Diametral two ball measure (mm)	[MdK.e/i]	301.379 / 301.276	995.486 / 995.256
Diametral measurement over pins without clearance (mm)	[MdR]	302.359	995.987

Measurement over pins according to DIN 3960 (mm)	[MdR.e/i]	302.162 / 302.059	995.486 / 995.256
Measurement over 2 pins (free) according to AGMA 2002 (mm)	[dk2f.e/i]	301.281 / 301.178	0.000 / 0.000
Measurement over 2 pins (transverse) according to AGMA 2002 (mm)	[dk2t.e/i]	302.921 / 302.817	0.000 / 0.000
Measurement over 3 pins (axial) according to AGMA 2002 (mm)	[dk3A.e/i]	302.162 / 302.059	995.486 / 995.256
Chordal tooth thickness (no backlash) (mm)	[sc]	21.180	14.475
Actual chordal tooth thickness (mm)	[sc.e/i]	21.085 / 21.035	14.300 / 14.220
Reference chordal height from da.m (mm)	[ha]	15.567	5.992
Tooth thickness (Arc) (mm)	[sn]	21.199	14.475
(mm)	[sn.e/i]	21.104 / 21.054	14.300 / 14.220
Backlash free center distance (mm)	[aControl.e/i]	619.616	/619.431
Backlash free center distance, allowances (mm)	[jta]	-0.384	/ -0.569
dNf.i with aControl (mm)	[dNf0.i]	250.530	954.157
Reserve (dNf0.i-dFf.e)/2 (mm)	[cF0.i]	-0.136	2.202
Tip clearance	[c0.i(aControl)]	2.671	2.561
Centre distance allowances (mm)	[Aa.e/i]	0.035	/ -0.035
Circumferential backlash from Aa (mm)	[jtw_Aa.e/i]	0.026	/ -0.026
Radial clearance (mm)	[jrw]	0.604	/ 0.349
Circumferential backlash (transverse section) (mm)	[jtw]	0.443	/ 0.256
Torsional angle for fixed gear 1 (°)		0.0520	/ 0.0300
Normal backlash (mm)	[jnw]	0.397	/ 0.229

7. GEAR ACCURACY

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

According to ISO 1328:1995			
	[Q-ISO1328]	6	6
Accuracy grade	[Q-ISO1328]	6	6
Single pitch deviation (µm)	[fptT]	13.00	16.00
Base circle pitch deviation (µm)	[fpbT]	12.10	14.90
Sector pitch deviation over k/8 pitches (µm)	[Fpk/8T]	21.00	38.00
Profile form deviation (µm)	[ffaT]	17.00	20.00
Profile slope deviation (µm)	[fHaT]	13.00	16.00
Total profile deviation (µm)	[FaT]	21.00	26.00
Helix form deviation (µm)	[ffbT]	17.00	18.00
Helix slope deviation (µm)	[fHbT]	17.00	18.00
Total helix deviation (µm)	[FbT]	24.00	26.00
Total cumulative pitch deviation (µm)	[FpT]	39.00	64.00
Runout (µm)	[FrT]	32.00	51.00
Single flank composite, total (µm)	[FisT]	56.00	83.00
Single flank composite, tooth-to-tooth (µm)	[fisT]	17.00	20.00
Radial composite, total (µm)	[FidT]	83.00	102.00
Radial composite, tooth-to-tooth (µm)	[fidT]	52.00	52.00

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

6)

Maximum value for deviation error of axis (µm)	[fSigbet]	26.96 (Fb=26.00)
Maximum value for inclination error of axes (µm)	[fSigdel]	53.93

8. ADDITIONAL DATA

Mass - calculated with da (kg)	[Mass]	148.748	1637.622
Total mass (kg)	[Mass]		1786.370
Moment of inertia (System referenced to wheel 1): calculation without consideration of the exact tooth shape			
single gears ((da+df)/2...di) (kg*m ²)	[TraeghMom]	1.10158	180.77833
System ((da+df)/2...di) (kg*m ²)	[TraeghMom]		14.20534
Torsional stiffness (MNm/rad)	[cr]	76.3	1052.1
Mean coeff. of friction (acc. Niemann)	[mum]		0.064
Wear sliding coef. by Niemann	[zetw]		0.858
Gear power loss (kW)	[PVZ]		4.536
(Meshing efficiency (%))	[etaz]		99.093
Oil requirement for injection lubrication (l/min)	[Voil]		14.161
(with oil cooler, for assumed difference in temperature of oil (°C):			
		10)	

9. DETERMINATION OF TOOTH FORM

Data for the tooth form calculation :
Data not available.

10. SERVICE LIFE, DAMAGE

Required safety for tooth root	[SFmin]	1.40
Required safety for tooth flank	[SHmin]	1.00

Service life (calculated with required safeties):

System service life (h)	[Hatt]	> 1000000
-------------------------	--------	-----------

Tooth root service life (h)	[HFatt]	1e+006	1e+006
Tooth flank service life (h)	[HHatt]	1e+006	1e+006

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

Damage calculated on the basis of the required service life				[H] (100000.0 h)
F1%	F2%	H1%	H2%	
0.00	0.00	0.00	0.00	

REMARKS:

- Specifications with [e/i] imply: Maximum [e] and Minimal value [i] with consideration of all tolerances
Specifications with [m] imply: Mean value within tolerance
- For the backlash tolerance, the center distance tolerances and the tooth thickness deviation are taken into account. Shown is the maximal and the minimal backlash corresponding the largest resp. the smallest allowances
The calculation is done for the operating pitch circle.
- Calculation of Zbet according Corrigendum 1 ISO 6336-2:2008 with $Z_{bet} = 1 / (\cos(\beta))^0.5$
- Details of calculation method:
cg according to method B
KV according to method B
KHb, KFb according method C
fma following equation (64), fsh following (57/58), Fbx following (52/53/57)
KHa, KFa according to method B

- The logarithmically interpolated value taken from the values for the fatigue strength and the static strength, based on the number of load cycles, is used for coefficients ZL, ZV, ZR, ZW, ZX, YdreIT, YRreIT and YX..

End of Report

lines: 512

PŘÍLOHA č. 4

Výpočet hřidelů

Name : Unnamed

Changed by: User on: 15.02.2017 at: 09:28:41

Analysis of shafts, axle and beams

Input data

Coordinate system shaft: see picture W-002

Label	Shaft1
Drawing	
Initial position (mm)	0.000
Length (mm)	987.000
Speed (1/min)	991.00
Sense of rotation: counter clockwise	
Material	42 CrMo 4 (1)
Young's modulus (N/mm ²)	206000.000
Poisson's ratio nu	0.300
Density (kg/m ³)	7830.000
Coefficient of thermal expansion (10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature (°C)	20.000
Weight of shaft (kg)	141.354
Weight of shaft, including additional masses (kg)	141.354
Mass moment of inertia (kg*m ²)	0.426
Momentum of mass GD2 (Nm ²)	16.717
Weight towards (0.000, 0.000, -1.000)
Consider deformations due to shearing	
Shear correction coefficient	1.100
Contact angle of rolling bearings is considered	
Tolerance field: Mean value	
Reference temperature (°C)	20.000

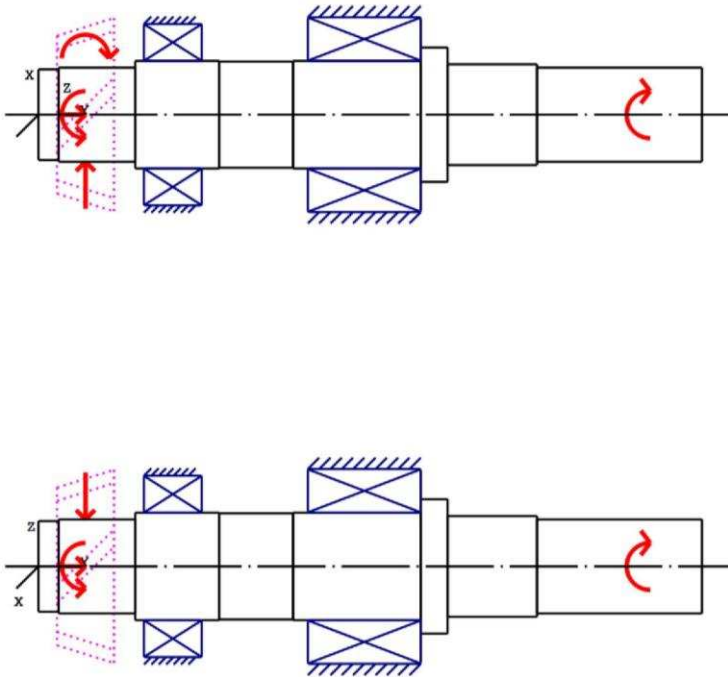


Figure: Load applications

Shaft definition (Shaft1)

Outer contour

Cylinder (Cylinder) 0.000mm ... 30.000mm

Diameter (mm)	[d]	135.0000
Length (mm)	[l]	30.0000
Surface roughness (μm)	[Rz]	32.0000

Chamfer left (Chamfer left)
l=2.00 (mm), alpha=45.00 ($^{\circ}$)

Cylinder (Cylinder) 30.000mm ... 144.000mm

Diameter (mm)	[d]	140.0000
Length (mm)	[l]	114.0000
Surface roughness (μm)	[Rz]	4.8000

Chamfer left (Chamfer left)
l=2.00 (mm), alpha=45.00 ($^{\circ}$)

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

Key way (Key way) 35.000mm ... 135.000mm

l=100.00 (mm), Rz=32.0, Turned (Ra=3.2 μm /125 μin)

Cylinder (Cylinder) 144.000mm ... 269.000mm

Diameter (mm) [d] 160.0000
 Length (mm) [l] 125.0000
 Surface roughness (μm) [Rz] 4.8000

Chamfer right (Chamfer right)
 l=1.00 (mm), alpha=45.00 ($^{\circ}$)

Chamfer left (Chamfer left)
 l=2.00 (mm), alpha=45.00 ($^{\circ}$)

Cylinder (Cylinder) 269.000mm ... 379.000mm

Diameter (mm) [d] 158.0000
 Length (mm) [l] 110.0000
 Surface roughness (μm) [Rz] 32.0000

Cylinder (Cylinder) 379.000mm ... 569.000mm

Diameter (mm) [d] 160.0000
 Length (mm) [l] 190.0000
 Surface roughness (μm) [Rz] 4.8000

Chamfer left (Chamfer left)
 l=1.00 (mm), alpha=45.00 ($^{\circ}$)

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

Cylinder (Cylinder) 569.000mm ... 609.000mm

Diameter (mm) [d] 200.0000
 Length (mm) [l] 40.0000
 Surface roughness (μm) [Rz] 32.0000

Chamfer right (Chamfer right)
 l=8.00 (mm), alpha=60.00 ($^{\circ}$)

Chamfer left (Chamfer left)
 l=1.00 (mm), alpha=45.00 ($^{\circ}$)

Cylinder (Cylinder) 609.000mm ... 742.000mm

Diameter (mm) [d] 150.0000
 Length (mm) [l] 133.0000
 Surface roughness (μm) [Rz] 4.8000

Chamfer right (Chamfer right)
 l=3.00 (mm), alpha=30.00 ($^{\circ}$)

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

Cylinder (Cylinder) 742.000mm ... 987.000mm

Diameter (mm) [d] 140.0000
 Length (mm) [l] 245.0000
 Surface roughness (μm) [Rz] 4.8000

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

Key way (Key way)
l=235.00 (mm), Rz=32.0, Turned (Ra=3.2µm/125µin)

752.000mm ... 987.000mm

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

Forces

Type of force element		Bevel gear
Label in the model		BevelGear1 (GearPair_const1)
Position on shaft (mm)	[ylocal]	70.0000
Position in global system (mm)	[yglobal]	70.0000
Drive flank	is active.	
Operating pitch diameter (mm)		261.0815
Helix angle (°)		40.0000 left
Pitch angle (°)		32.0054 Tip to the left
Working pressure angle at normal section (°)		20.0000
Position of contact (°)		0.0000
Facewidth (mm)		100.0000
Power (kW)		500.0000 driving (Output)
Torque (Nm)		4818.0104
Axial force (N)		35556.2730
Shearing force X (N)		1543.2381
Shearing force Z (N)		-36908.1008
Bending moment X (Nm)		-0.0000
Bending moment Z (Nm)		4641.5418

Type of force element		Coupling
Label in the model		Coupling1 (Vstup)
Position on shaft (mm)	[ylocal]	910.0000
Position in global system (mm)	[yglobal]	910.0000
Effective diameter (mm)		140.0000
Radial force factor (-)		0.0000
Direction of the radial force (°)		0.0000
Axial force factor (-)		0.0000
Length of load application (mm)		100.0000
Power (kW)		500.0000 driven (Input)
Torque (Nm)		-4818.0104
Axial force (N)		0.0000
Shearing force X (N)		0.0000
Shearing force Z (N)		0.0000
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		0.0000
Mass (kg)		0.0000
Mass moment of inertia Jp (kg*m²)		0.0000
Mass moment of inertia Jxx (kg*m²)		0.0000
Mass moment of inertia Jzz (kg*m²)		0.0000
Eccentricity (mm)		0.0000

Bearing

Label in the model	RollerBearing1
Bearing type	SKF *23132 CC/W33

Bearing type		Spherical roller bearings
Bearing position (mm)	[Ylokal]	200.000
Bearing position (mm)	[Yglobal]	200.000
Attachment of external ring		Free bearing
Inner diameter (mm)	[d]	160.000
External diameter (mm)	[D]	270.000
Width (mm)	[b]	86.000
Corner radius (mm)	[r]	2.100
Basic static load rating	[C ₀]	1370.000
Basic dynamic load rating	[C]	1029.000
Fatigue load rating	[C _U]	129.000
Values for approximated geometry:		
Basic dynamic load rating (kN)	[C _{theo}]	0.000
Basic static load rating (kN)	[C _{0theo}]	0.000

Label in the model		RollerBearing2
Bearing type		SKF 32232_J2/DF_NEW
Bearing type		Taper roller bearing (paired) (X,TDI)
Bearing position (mm)	[Ylokal]	485.000
Bearing position (mm)	[Yglobal]	485.000
Attachment of external ring		Fixed bearing
Inner diameter (mm)	[d]	160.000
External diameter (mm)	[D]	290.000
Width (mm)	[b]	168.000
Corner radius (mm)	[r]	2.500
Basic static load rating	[C ₀]	2800.000
Basic dynamic load rating	[C]	1510.000
Fatigue load rating	[C _U]	265.000
Values for approximated geometry:		
Basic dynamic load rating (kN)	[C _{theo}]	0.000
Basic static load rating (kN)	[C _{0theo}]	0.000

Results

Shaft

Maximum deflection (µm)	159.032
Position of the maximum (mm)	0.000
Mass center of gravity (mm)	486.120
Total axial load (N)	35556.273
Torsion under torque (°)	-0.056

Bearing

Probability of failure	[n]	10.00	%
Axial clearance	[u _A]	10.00	µm
Lubricant	Oil: ISO-VG 320		
Lubricant - service temperature	[T _B]	70.00	°C

Rolling bearings, classical calculation (contact angle considered)

Shaft 'Shaft1' Rolling bearing 'RollerBearing1'

Position (Y-coordinate)	[y]	200.00	mm
Equivalent load	[P]	56.84	kN
Equivalent load	[P ₀]	56.84	kN
Life modification factor for reliability[a ₁]		1.000	
Nominal bearing service life	[L _{nh}]	262005.19	h
Operating viscosity	[ν]	65.19	mm ² /s
Static safety factor	[S ₀]	24.10	
Bearing reaction force	[F _x]	-18.532	kN
Bearing reaction force	[F _y]	0.000	kN
Bearing reaction force	[F _z]	53.734	kN
Bearing reaction force	[F _r]	56.840	kN (109.03°)
Bearing reaction moment	[M _x]	-0.00	Nm
Bearing reaction moment	[M _y]	0.00	Nm
Bearing reaction moment	[M _z]	0.00	Nm
Bearing reaction moment	[M _r]	0.00	Nm (104.48°)
Oil level	[H]	0.000	mm
Load-independent moment of friction	[M ₀]	8.801	Nm
Load-dependent moment of friction	[M ₁]	1.877	Nm
Moment of friction, cylindrical roller bearing[M ₂]		0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 4000/IV T DE:1994			
Torque of friction	[M _{loss}]	10.678	Nm
Power loss	[P _{loss}]	1108.099	W
The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 1994.			
Displacement of bearing	[u _x]	22.953	μm
Displacement of bearing	[u _y]	12.471	μm
Displacement of bearing	[u _z]	-66.130	μm
Displacement of bearing	[u _r]	70.000	μm (-70.86°)
Misalignment of bearing	[r _x]	0.315	mrad (1.08°)
Misalignment of bearing	[r _y]	-0.172	mrad (-0.59°)
Misalignment of bearing	[r _z]	0.163	mrad (0.56°)
Misalignment of bearing	[r _r]	0.354	mrad (1.22°)

Shaft 'Shaft1' Rolling bearing 'RollerBearing2'

Position (Y-coordinate)	[y]	485.00	mm
Equivalent load	[P]	97.16	kN
Equivalent load	[P ₀]	79.84	kN
Life modification factor for reliability[a ₁]		1.000	
Nominal bearing service life	[L _{nh}]	157559.19	h
Operating viscosity	[ν]	65.19	mm ² /s
Static safety factor	[S ₀]	35.07	
Bearing reaction force	[F _x]	16.989	kN
Bearing reaction force	[F _y]	-35.555	kN
Bearing reaction force	[F _z]	-15.440	kN
Bearing reaction force	[F _r]	22.957	kN (-42.26°)
Oil level	[H]	0.000	mm
Load-independent moment of friction	[M ₀]	5.502	Nm
Load-dependent moment of friction	[M ₁]	1.550	Nm
Moment of friction, cylindrical roller bearing[M ₂]		0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 4000/IV T DE:1994			
Torque of friction	[M _{loss}]	7.052	Nm
Power loss	[P _{loss}]	731.786	W
The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 1994.			
The factors used to calculate the torque loss have been assumed for this bearing.			
Displacement of bearing	[u _x]	-0.000	μm
Displacement of bearing	[u _y]	10.000	μm
Displacement of bearing	[u _z]	-0.000	μm

Displacement of bearing	[u _r]	0.000	μm
Misalignment of bearing	[r _x]	0.206	mrاد (0.71°)
Misalignment of bearing	[r _y]	-0.447	mrاد (-1.54°)
Misalignment of bearing	[r _z]	0.057	mrاد (0.19°)
Misalignment of bearing	[r _t]	0.213	mrاد (0.73°)

Damage (%)			[H] (100000.000)
No.	B1	B2	
1	38.17	63.47	

Σ	38.17	63.47	

Utilization (%)			[H] (100000.000)
	B1	B2	
	74.90	87.25	

B1: RollerBearing1
 B2: RollerBearing2

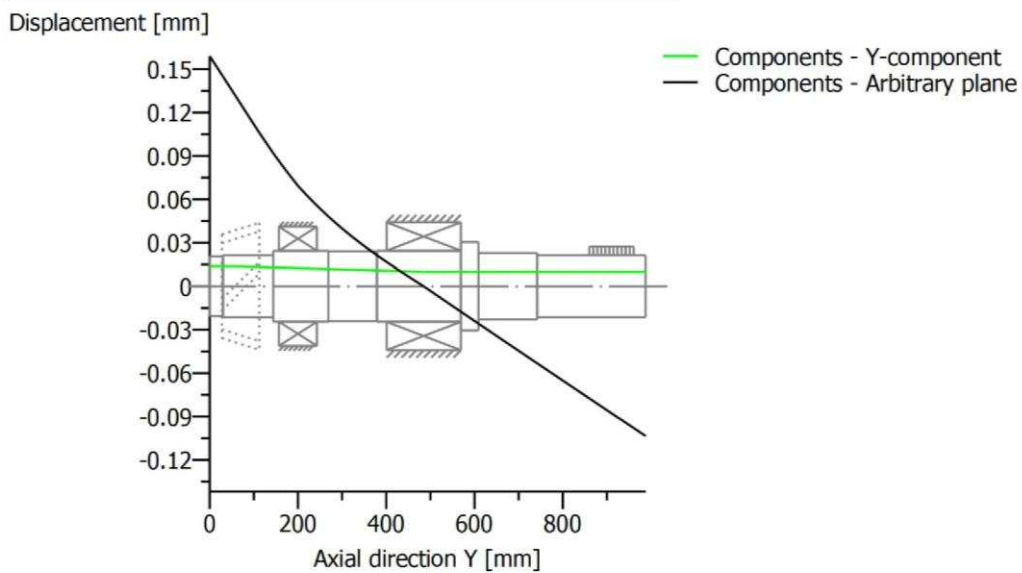
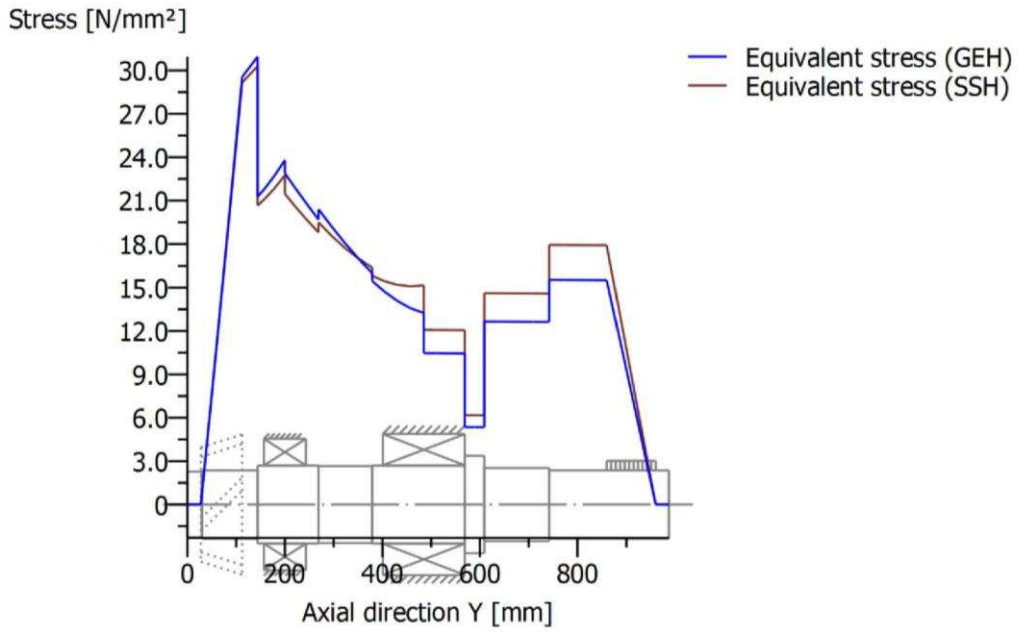


Figure: Deformation (bending etc.) (Arbitrary plane 296.8654649 120)



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

Figure: Equivalent stress

Name : Hridel2

Changed by: User on: 17.05.2017 at: 16:16:22

Analysis of shafts, axle and beams

Input data

Coordinate system shaft: see picture W-002

Label	Shaft2
Drawing	
Initial position (mm)	0.000
Length (mm)	750.000
Speed (1/min)	619.38
Sense of rotation: clockwise	
Material	18CrNiMo7-6
Young's modulus (N/mm ²)	206000.000
Poisson's ratio nu	0.300
Density (kg/m ³)	7830.000
Coefficient of thermal expansion (10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature (°C)	20.000
Weight of shaft (kg)	107.921
Weight of shaft, including additional masses (kg)	107.921
Mass moment of inertia (kg*m ²)	0.316
Momentum of mass GD2 (Nm ²)	12.399
Weight towards	(0.000, 0.000, -1.000)
Consider deformations due to shearing	
Shear correction coefficient	1.100
Contact angle of rolling bearings is considered	
Tolerance field: Mean value	
Reference temperature (°C)	20.000

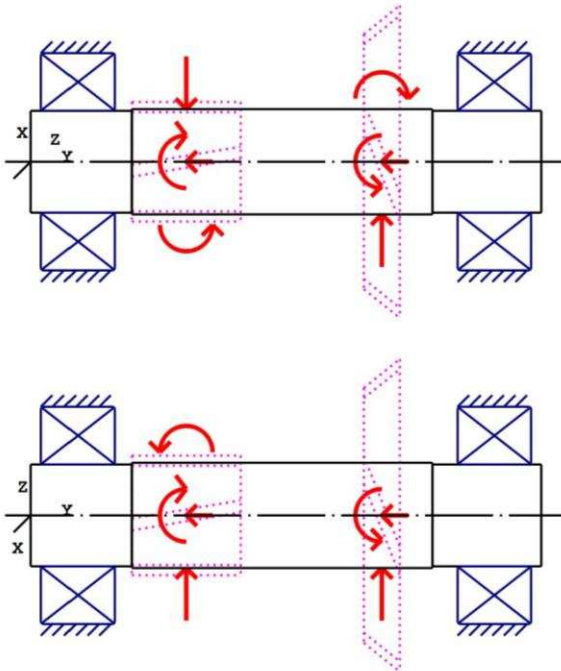


Figure: Load applications

Shaft definition (Shaft2)

Outer contour

Cylinder (Cylinder) 0.000mm ... 148.000mm

Diameter (mm)	[d]	150.0000
Length (mm)	[l]	148.0000
Surface roughness (μm)	[Rz]	4.8000

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

Chamfer left (Chamfer left)
l=3.00 (mm), alpha=45.00 ($^{\circ}$)

Cylinder (Cylinder) 148.000mm ... 590.000mm

Diameter (mm)	[d]	155.0000
Length (mm)	[l]	442.0000
Surface roughness (μm)	[Rz]	4.8000

Chamfer right (Chamfer right)
l=2.00 (mm), alpha=45.00 ($^{\circ}$)

Key way (Key way) 440.000mm ... 580.000mm
l=140.00 (mm), Rz=32.0, Turned (Ra=3.2 μm /125 μin)

Cylinder (Cylinder) 590.000mm ... 750.000mm

Diameter (mm)	[d]	150.0000
Length (mm)	[l]	160.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	4.8000

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

Radius left (Radius left)
r=0.50 (mm), Rz=8.0, Turned (Ra=3.2µm/125µin)

Forces

Type of force element		Bevel gear
Label in the model		BevelGear2(GearPair_const1)
Position on shaft (mm)	[ylocal]	515.5400
Position in global system (mm)	[yglobal]	515.5400
Coast flank	is active.	
Operating pitch diameter (mm)		417.7303
Helix angle (°)		40.0000 right
Pitch angle (°)		57.9946 Tip to the left
Working pressure angle at normal section (°)		20.0000
Position of contact (°)		180.0000
Facewidth (mm)		100.0000
Power (kW)		500.0000 driven (Input)
Torque (Nm)		7708.8166
Axial force (N)		-1543.2381
Shearing force X (N)		35556.2730
Shearing force Z (N)		36908.1008
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		322.3287

Type of force element		Cylindrical gear
Label in the model		z1(GearPair_const2)
Position on shaft (mm)	[ylocal]	228.0000
Position in global system (mm)	[yglobal]	228.0000
Operating pitch diameter (mm)		176.0000
Helix angle (°)		17.4857 left
Working pressure angle at normal section (°)		19.8752
Position of contact (°)		45.0000
Length of load application (mm)		160.0000
Power (kW)		500.0000 driving (Output)
Torque (Nm)		-7708.8166
Axial force (N)		-27596.2603
Shearing force X (N)		-85420.2074
Shearing force Z (N)		38465.1657
Bending moment X (Nm)		1717.1883
Bending moment Z (Nm)		-1717.1883

Bearing

Label in the model		RollerBearing3
Bearing type		SKF *22330 CC/W33
Bearing type		Spherical roller bearings
Bearing position (mm)	[ylocal]	69.000
Bearing position (mm)	[yglobal]	69.000

Attachment of external ring		Free bearing
Inner diameter (mm)	[d]	150.000
External diameter (mm)	[D]	320.000
Width (mm)	[b]	108.000
Corner radius (mm)	[r]	4.000
Basic static load rating	[C ₀]	1760.000
Basic dynamic load rating	[C]	1539.000
Fatigue load rating	[C _U]	146.000
Values for approximated geometry:		
Basic dynamic load rating (kN)	[C _{theo}]	0.000
Basic static load rating (kN)	[C _{0theo}]	0.000

Label in the model		RollerBearing4
Bearing type		SKF *22330 CC/W33
Bearing type		Spherical roller bearings
Bearing position (mm)	[y _{lokal}]	681.000
Bearing position (mm)	[y _{global}]	681.000
Attachment of external ring		Fixed bearing
Inner diameter (mm)	[d]	150.000
External diameter (mm)	[D]	320.000
Width (mm)	[b]	108.000
Corner radius (mm)	[r]	4.000
Basic static load rating	[C ₀]	1760.000
Basic dynamic load rating	[C]	1539.000
Fatigue load rating	[C _U]	146.000
Values for approximated geometry:		
Basic dynamic load rating (kN)	[C _{theo}]	0.000
Basic static load rating (kN)	[C _{0theo}]	0.000

Results

Shaft

Maximum deflection (µm)	117.235
Position of the maximum (mm)	344.208
Mass center of gravity (mm)	374.770
Total axial load (N)	-29139.498
Torsion under torque (°)	0.028

Bearing

Probability of failure	[n]	10.00	%
Axial clearance	[u _A]	10.00	µm
Rolling bearings, classical calculation (contact angle considered)			

Shaft 'Shaft2' Rolling bearing 'RollerBearing3'

Position (Y-coordinate)	[y]	69.00	mm
Equivalent load	[P]	66.01	kN
Equivalent load	[P ₀]	66.01	kN

Life modification factor for reliability[a ₁]		1.000	
Nominal bearing service life	[L _{nh}]	974278.02	h
Static safety factor	[S ₀]	26.66	
Bearing reaction force	[F _x]	55.894	kN
Bearing reaction force	[F _y]	0.000	kN
Bearing reaction force	[F _z]	-35.115	kN
Bearing reaction force	[F _r]	66.009	kN (-32.14°)
Oil level	[H]	0.000	mm
Load-independent moment of friction	[M ₀]	6.874	Nm
Load-dependent moment of friction	[M ₁]	2.590	Nm
Moment of friction, cylindrical roller bearing[M ₂]		0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 4000/IV T DE:1994			
Torque of friction	[M _{loss}]	9.463	Nm
Power loss	[P _{loss}]	613.783	W
The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 1994.			
Displacement of bearing	[u _x]	-59.274	µm
Displacement of bearing	[u _y]	-13.328	µm
Displacement of bearing	[u _z]	37.238	µm
Displacement of bearing	[u _r]	70.000	µm (147.86°)
Misalignment of bearing	[r _x]	0.306	mrad (1.05°)
Misalignment of bearing	[r _y]	0.000	mrad (0°)
Misalignment of bearing	[r _z]	0.061	mrad (0.21°)
Misalignment of bearing	[r _r]	0.312	mrad (1.07°)

Shaft 'Shaft2' Rolling bearing 'RollerBearing4'

Position (Y-coordinate)	[y]	681.00	mm
Equivalent load	[P]	111.08	kN
Equivalent load	[P ₀]	92.11	kN
Life modification factor for reliability[a ₁]		1.000	
Nominal bearing service life	[L _{nh}]	171897.79	h
Static safety factor	[S ₀]	19.11	
Bearing reaction force	[F _x]	-6.030	kN
Bearing reaction force	[F _y]	29.139	kN
Bearing reaction force	[F _z]	-39.200	kN
Bearing reaction force	[F _r]	39.661	kN (-98.75°)
Oil level	[H]	0.000	mm
Load-independent moment of friction	[M ₀]	6.874	Nm
Load-dependent moment of friction	[M ₁]	7.458	Nm
Moment of friction, cylindrical roller bearing[M ₂]		0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 4000/IV T DE:1994			
Torque of friction	[M _{loss}]	14.332	Nm
Power loss	[P _{loss}]	929.566	W
The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 1994.			
Displacement of bearing	[u _x]	10.643	µm
Displacement of bearing	[u _y]	-10.000	µm
Displacement of bearing	[u _z]	69.186	µm
Displacement of bearing	[u _r]	70.000	µm (81.25°)
Misalignment of bearing	[r _x]	-0.202	mrad (-0.7°)
Misalignment of bearing	[r _y]	0.494	mrad (1.7°)
Misalignment of bearing	[r _z]	-0.177	mrad (-0.61°)
Misalignment of bearing	[r _r]	0.269	mrad (0.92°)

Damage (%)		[H] (100000.000)
No.	B1	B2
1	10.26	58.17

 Σ 10.26 58.17

Utilization (%) [H] (100000.000)
 B1 B2
 50.51 85.00

B1: RollerBearing3
 B2: RollerBearing4

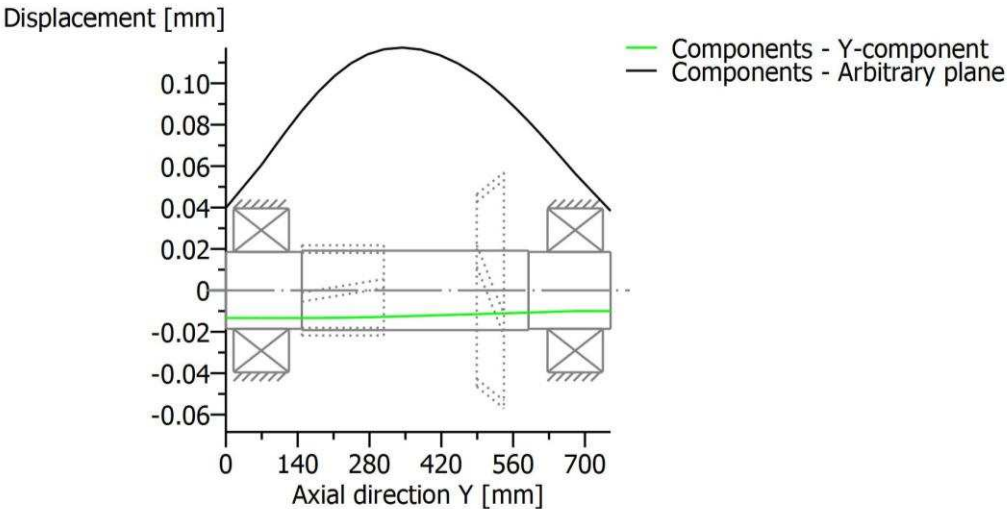
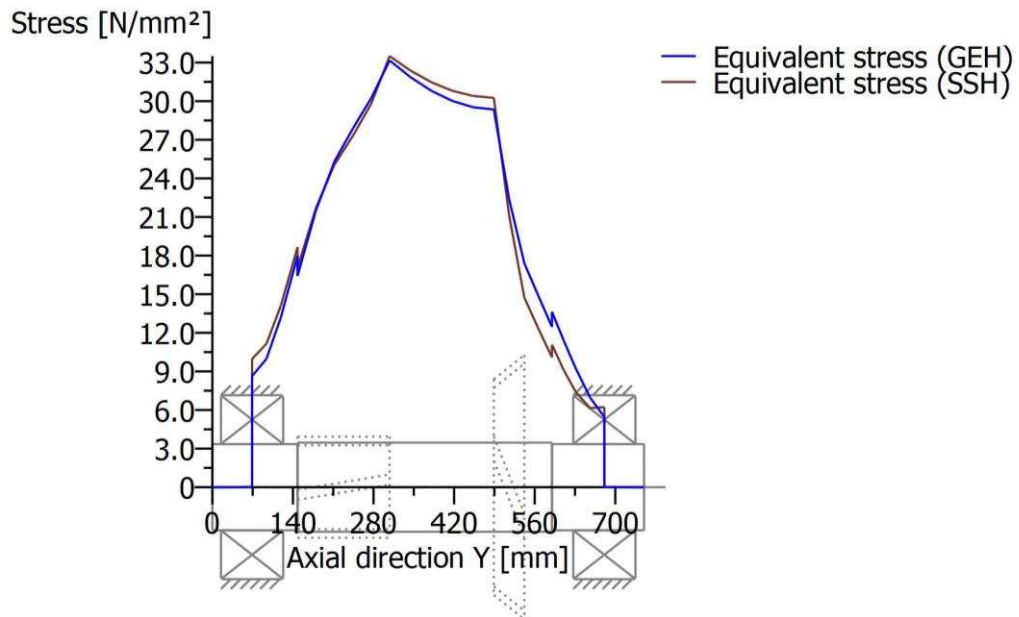


Figure: Deformation (bending etc.) (Arbitrary plane 117.5690521 120)



Nominal stresses, without taking into account stress concentrations

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

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

Figure: Equivalent stress

KISSsoft - student license (not for commercial use)

File

Name : HrideI3

Changed by: User on: 17.05.2017 at: 16:17:59

Analysis of shafts, axle and beams

Input data

Coordinate system shaft: see picture W-002

Label	Shaft3
Drawing	
Initial position (mm)	0.000
Length (mm)	750.000
Speed (1/min)	154.84
Sense of rotation: counter clockwise	
Material	C45 (1)
Young's modulus (N/mm ²)	206000.000
Poisson's ratio nu	0.300
Density (kg/m ³)	7830.000
Coefficient of thermal expansion (10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature (°C)	20.000
Weight of shaft (kg)	216.201
Weight of shaft, including additional masses (kg)	216.201
Mass moment of inertia (kg*m ²)	1.297
Momentum of mass GD2 (Nm ²)	50.889
Weight towards	(0.000, 0.000, -1.000)
Consider deformations due to shearing	
Shear correction coefficient	1.100
Contact angle of rolling bearings is considered	
Tolerance field: Mean value	
Reference temperature (°C)	20.000

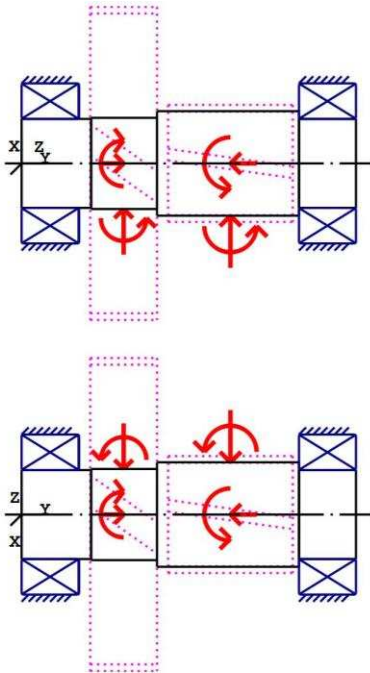


Figure: Load applications

Shaft definition (Shaft3)

Outer contour

<u>Cylinder (Cylinder)</u>			0.000mm ... 155.000mm
Diameter (mm)	[d]	200.0000	
Length (mm)	[l]	155.0000	
Surface roughness (µm)	[Rz]	4.8000	

Chamfer left (Chamfer left)

l=4.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Radius right (Radius right)

r=0.50 (mm), Rz=8.0, Turned (Ra=3.2µm/125µin)

<u>Cylinder (Cylinder)</u>			155.000mm ... 303.000mm
Diameter (mm)	[d]	205.0000	
Length (mm)	[l]	148.0000	
Surface roughness (µm)	[Rz]	4.8000	

Key way (Key way)

l=140.00 (mm), Rz=32.0, Turned (Ra=3.2µm/125µin)

158.000mm ... 298.000mm

Radius right (Radius right)

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

Chamfer left (Chamfer left)

l=2.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Cylinder (Cylinder)			303.000mm ...	622.000mm
Diameter (mm)	[d]	235.0000		
Length (mm)	[l]	319.0000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	32.0000		

Chamfer left (Chamfer left)
l=2.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Chamfer right (Chamfer right)
l=2.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Cylinder (Cylinder)			622.000mm ...	750.000mm
Diameter (mm)	[d]	200.0000		
Length (mm)	[l]	128.0000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	4.8000		

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

Chamfer right (Chamfer right)
l=4.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Forces

Type of force element		Cylindrical gear
Label in the model		z2(GearPair_const2)
Position on shaft (mm)	[ylocal]	228.0000
Position in global system (mm)	[yglobal]	228.0000
Operating pitch diameter (mm)		704.0000
Helix angle (°)		17.4857 right
Working pressure angle at normal section (°)		19.8752
Position of contact (°)		-135.0000
Length of load application (mm)		150.0000
Power (kW)		500.0000 driven (Input)
Torque (Nm)		-30835.2665
Axial force (N)		27596.2603
Shearing force X (N)		85420.2074
Shearing force Z (N)		-38465.1657
Bending moment X (Nm)		6868.7531
Bending moment Z (Nm)		-6868.7531

Type of force element		Cylindrical gear
Label in the model		z3(GearPair_const3)
Position on shaft (mm)	[ylocal]	468.0000
Position in global system (mm)	[yglobal]	468.0000
Operating pitch diameter (mm)		263.0303
Helix angle (°)		17.4254 right
Working pressure angle at normal section (°)		19.3366
Position of contact (°)		45.0000
Length of load application (mm)		280.0000
Power (kW)		500.0000 driving (Output)
Torque (Nm)		30835.2665

Axial force (N)	-73590.0274
Shearing force X (N)	104813.6092
Shearing force Z (N)	-226765.3065
Bending moment X (Nm)	6843.5235
Bending moment Z (Nm)	-6843.5235

Bearing

Label in the model		RollerBearing5
Bearing type		SKF *23240 CC/W33
Bearing type		Spherical roller bearings
Bearing position (mm)	[Ylokal]	64.000
Bearing position (mm)	[Yglobal]	64.000
Attachment of external ring		Set fixed bearing left
Inner diameter (mm)	[d]	200.000
External diameter (mm)	[D]	360.000
Width (mm)	[b]	128.000
Corner radius (mm)	[r]	4.000
Basic static load rating	[C ₀]	2700.000
Basic dynamic load rating	[C]	1947.000
Fatigue load rating	[C _U]	228.000
Values for approximated geometry:		
Basic dynamic load rating (kN)	[C _{theo}]	0.000
Basic static load rating (kN)	[C _{0theo}]	0.000

Label in the model		RollerBearing6
Bearing type		SKF *23240 CC/W33
Bearing type		Spherical roller bearings
Bearing position (mm)	[Ylokal]	686.000
Bearing position (mm)	[Yglobal]	686.000
Attachment of external ring		Set fixed bearing right
Inner diameter (mm)	[d]	200.000
External diameter (mm)	[D]	360.000
Width (mm)	[b]	128.000
Corner radius (mm)	[r]	4.000
Basic static load rating	[C ₀]	2700.000
Basic dynamic load rating	[C]	1947.000
Fatigue load rating	[C _U]	228.000
Values for approximated geometry:		
Basic dynamic load rating (kN)	[C _{theo}]	0.000
Basic static load rating (kN)	[C _{0theo}]	0.000

Results

Shaft

Maximum deflection (µm)	143.371
Position of the maximum (mm)	374.667
Mass center of gravity (mm)	385.843
Total axial load (N)	-45993.767
Torsion under torque (°)	0.022

Bearing

Probability of failure	[n]	10.00	%
Axial clearance	[u _A]	10.00	µm
Rolling bearings, classical calculation (contact angle considered)			

Shaft 'Shaft3' Rolling bearing 'RollerBearing5'

Position (Y-coordinate)	[y]	64.00	mm
Equivalent load	[P]	239.53	kN
Equivalent load	[P ₀]	234.93	kN
Life modification factor for reliability[a ₁]		1.000	
Nominal bearing service life	[L _{nh}]	116230.22	h
Static safety factor	[S ₀]	11.49	
Bearing reaction force	[F _x]	-77.588	kN
Bearing reaction force	[F _y]	45.994	kN
Bearing reaction force	[F _z]	130.869	kN
Bearing reaction force	[F _r]	152.140	kN (120.66°)
Oil level	[H]	0.000	mm
Load-independent moment of friction	[M ₀]	6.152	Nm
Load-dependent moment of friction	[M ₁]	22.440	Nm
Moment of friction, cylindrical roller bearing[M ₂]		0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 4000/IV T DE:1994			
Torque of friction	[M _{loss}]	28.592	Nm
Power loss	[P _{loss}]	463.623	W
The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 1994.			
Displacement of bearing	[u _x]	42.073	µm
Displacement of bearing	[u _y]	-10.000	µm
Displacement of bearing	[u _z]	-70.966	µm
Displacement of bearing	[u _r]	82.500	µm (-59.34°)
Misalignment of bearing	[r _x]	-0.198	mrad (-0.68°)
Misalignment of bearing	[r _y]	0.000	mrad (0°)
Misalignment of bearing	[r _z]	-0.190	mrad (-0.65°)
Misalignment of bearing	[r _r]	0.274	mrad (0.94°)

Shaft 'Shaft3' Rolling bearing 'RollerBearing6'

Position (Y-coordinate)	[y]	686.00	mm
Equivalent load	[P]	176.96	kN
Equivalent load	[P ₀]	176.96	kN
Life modification factor for reliability[a ₁]		1.000	
Nominal bearing service life	[L _{nh}]	318826.42	h
Static safety factor	[S ₀]	15.26	
Bearing reaction force	[F _x]	-112.646	kN
Bearing reaction force	[F _y]	0.000	kN
Bearing reaction force	[F _z]	136.482	kN
Bearing reaction force	[F _r]	176.965	kN (129.53°)
Oil level	[H]	0.000	mm
Load-independent moment of friction	[M ₀]	6.152	Nm
Load-dependent moment of friction	[M ₁]	15.362	Nm
Moment of friction, cylindrical roller bearing[M ₂]		0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 4000/IV T DE:1994			
Torque of friction	[M _{loss}]	21.514	Nm
Power loss	[P _{loss}]	348.861	W
The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 1994.			

Displacement of bearing	[u _x]	52.515	μm
Displacement of bearing	[u _y]	-13.311	μm
Displacement of bearing	[u _z]	-63.627	μm
Displacement of bearing	[u _r]	82.500	μm (-50.47°)
Misalignment of bearing	[r _x]	0.219	mrad (0.75')
Misalignment of bearing	[r _y]	0.383	mrad (1.32')
Misalignment of bearing	[r _z]	0.126	mrad (0.43')
Misalignment of bearing	[r _r]	0.253	mrad (0.87')

Damage (%)			[H] (100000.000)
No.	B1	B2	
1	86.04	31.37	

Σ	86.04	31.37	

Utilization (%)			[H] (100000.000)
B1	B2		
95.59	70.62		

B1: RollerBearing5
B2: RollerBearing6

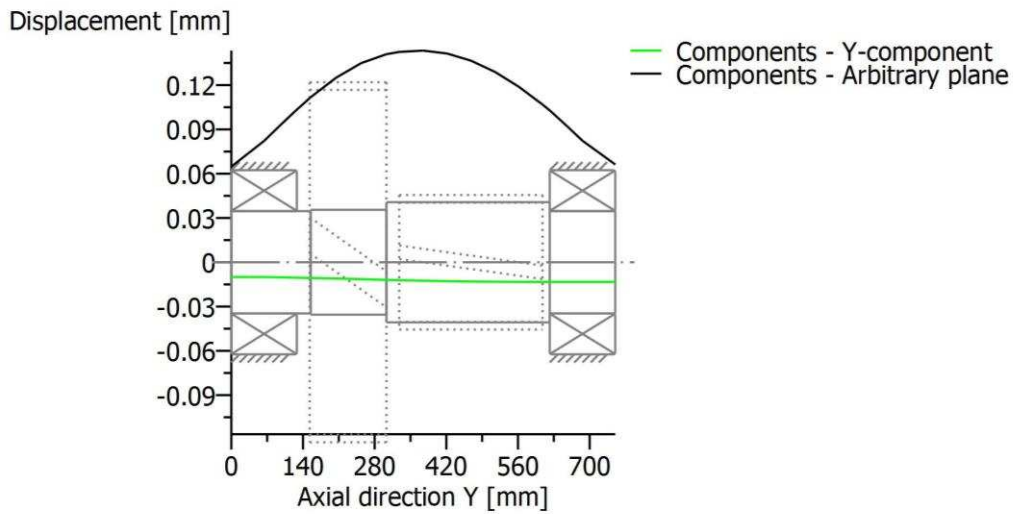
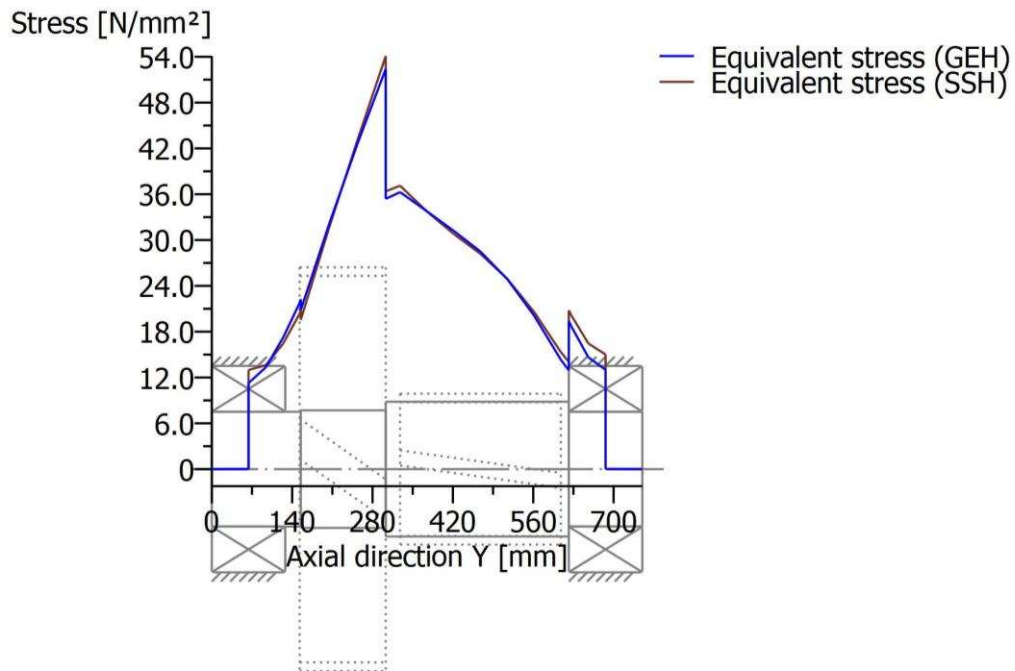


Figure: Deformation (bending etc.) (Arbitrary plane 305.6634923 120)



Nominal stresses, without taking into account stress concentrations

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

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

Figure: Equivalent stress

KISSsoft - student license (not for commercial use)

File

Name : HrideI4
 Changed by: User on: 17.05.2017 at: 16:18:41

Analysis of shafts, axle and beams

Input data

Coordinate system shaft: see picture W-002

Label	Shaft4
Drawing	
Initial position (mm)	0.000
Length (mm)	1000.000
Speed (1/min)	41.69
Sense of rotation: clockwise	
Material	16 MnCr 5 (1)
Young's modulus (N/mm ²)	206000.000
Poisson's ratio nu	0.300
Density (kg/m ³)	7830.000
Coefficient of thermal expansion (10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature (°C)	20.000
Weight of shaft (kg)	562.159
Weight of shaft, including additional masses (kg)	562.159
Mass moment of inertia (kg*m ²)	21.069
Momentum of mass GD2 (Nm ²)	826.763
Weight towards	(0.000, 0.000, -1.000)
Consider deformations due to shearing	
Shear correction coefficient	1.100
Contact angle of rolling bearings is considered	
Tolerance field: Mean value	
Reference temperature (°C)	20.000

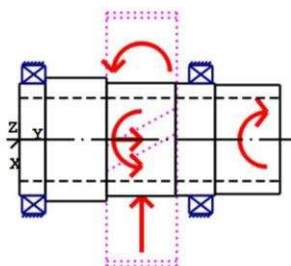
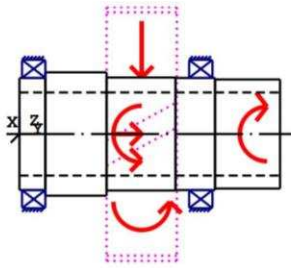


Figure: Load applications

Shaft definition (Shaft4)

Outer contour

<u>Cylinder (Cylinder)</u>			<u>0.000mm ... 99.694mm</u>
Diameter (mm)	[d]	431.8000	
Length (mm)	[l]	99.6940	
Surface roughness (µm)	[Rz]	4.8000	

Chamfer left (Chamfer left)
l=4.00 (mm), alpha=45.00 (°)

<u>Cylinder (Cylinder)</u>			<u>99.694mm ... 333.000mm</u>
Diameter (mm)	[d]	475.0000	
Length (mm)	[l]	233.3060	
Surface roughness (µm)	[Rz]	32.0000	

Chamfer right (Chamfer right)
l=1.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Chamfer left (Chamfer left)
l=1.00 (mm), alpha=45.00 (°)

<u>Cylinder (Cylinder)</u>			<u>333.000mm ... 598.000mm</u>
Diameter (mm)	[d]	435.0000	
Length (mm)	[l]	265.0000	
Surface roughness (µm)	[Rz]	4.8000	

Key way (Key way) 343.000mm ... 593.000mm
l=250.00 (mm), Rz=32.0, Turned (Ra=3.2µm/125µin)

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

Chamfer right (Chamfer right)
l=1.50 (mm), alpha=45.00 (°)

Cylinder (Cylinder) 598.000mm ... 750.000mm

Diameter (mm)	[d]	431.8000
Length (mm)	[l]	152.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	4.8000

Chamfer right (Chamfer right)
l=4.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Cylinder (Cylinder) 750.000mm ... 1000.000mm

Diameter (mm)	[d]	420.0000
Length (mm)	[l]	250.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.0000

Radius left (Radius left)
r=1.00 (mm), Rz=8.0, Turned (Ra=3.2µm/125µin)

Inner contour

Cylinder inside (Cylindrical bore) 0.000mm ... 1000.000mm

Diameter (mm)	[d]	320.0000
Length (mm)	[l]	1000.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Forces

Type of force element		Coupling
Label in the model		Coupling2(Vystup)
Position on shaft (mm)	[y _{local}]	950.0000
Position in global system (mm)	[y _{global}]	950.0000
Effective diameter (mm)		320.0000
Radial force factor (-)		0.0000
Direction of the radial force (°)		0.0000
Axial force factor (-)		0.0000
Length of load application (mm)		100.0000
Power (kW)		500.0000 driving (Output)
Torque (Nm)		-114530.9898
Axial force (N)		0.0000
Shearing force X (N)		0.0000
Shearing force Z (N)		0.0000
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		0.0000
Mass (kg)		0.0000
Mass moment of inertia J _p (kg*m ²)		0.0000
Mass moment of inertia J _{xx} (kg*m ²)		0.0000

Mass moment of inertia Jzz (kg*m ²)		0.0000
Eccentricity (mm)		0.0000
Type of force element		Cylindrical gear
Label in the model		z4(GearPair_const3)
Position on shaft (mm)	[ylocal]	468.0000
Position in global system (mm)	[yglobal]	468.0000
Operating pitch diameter (mm)		976.9697
Helix angle (°)		17.4254 left
Working pressure angle at normal section (°)		19.3366
Position of contact (°)		-135.0000
Length of load application (mm)		270.0000
Power (kW)		500.0000 driven (Input)
Torque (Nm)		114530.9898
Axial force (N)		73590.0275
Shearing force X (N)		-104813.6093
Shearing force Z (N)		226765.3066
Bending moment X (Nm)		25418.8016
Bending moment Z (Nm)		-25418.8016

Bearing

Label in the model		RollerBearing7
Bearing type		SKF BT1B 328284/HA1
Bearing type		Taper roller bearing (single row)
Bearing position (mm)	[ylocal]	54.847
Bearing position (mm)	[yglobal]	54.847
Attachment of external ring		Set fixed bearing left
Inner diameter (mm)	[d]	431.800
External diameter (mm)	[D]	571.500
Width (mm)	[b]	89.694
Corner radius (mm)	[r]	6.400
The bearing pressure angle will be considered in the calculation		
Position (center of pressure)		(mm)
121.0000		
Basic static load rating	[C ₀]	3450.000
Basic dynamic load rating	[C]	1450.000
Fatigue load rating	[C _U]	265.000
Values for approximated geometry:		
Basic dynamic load rating (kN)	[C _{theo}]	0.000
Basic static load rating (kN)	[C _{0theo}]	0.000

Label in the model		RollerBearing8
Bearing type		SKF BT1B 328284/HA1
Bearing type		Taper roller bearing (single row)
Bearing position (mm)	[ylocal]	695.153
Bearing position (mm)	[yglobal]	695.153
Attachment of external ring		Set fixed bearing right
Inner diameter (mm)	[d]	431.800
External diameter (mm)	[D]	571.500
Width (mm)	[b]	89.694
Corner radius (mm)	[r]	6.400
The bearing pressure angle will be considered in the calculation		
Position (center of pressure)		(mm)
629.0000		
Basic static load rating	[C ₀]	3450.000
Basic dynamic load rating	[C]	1450.000

Fatigue load rating	[C _U]	265.000
Values for approximated geometry:		
Basic dynamic load rating (kN)	[C _{theo}]	0.000
Basic static load rating (kN)	[C _{0theo}]	0.000

Results

Shaft

Maximum deflection (μm)		7.497
Position of the maximum (mm)		399.250
Mass center of gravity (mm)		461.055
Total axial load (N)		73590.027
Torsion under torque (°)		-0.018

Bearing

Probability of failure	[n]	10.00	%
Axial clearance	[u _A]	10.00	μm

Rolling bearings, classical calculation (contact angle considered)

Shaft 'Shaft4' Rolling bearing 'RollerBearing7'

Position (Y-coordinate)	[y]	54.85	mm
Equivalent load	[P]	85.63	kN
Equivalent load	[P ₀]	85.63	kN
Life modification factor for reliability[a ₁]		1.000	
Nominal bearing service life	[L _{nh}]	> 1000000	h
Static safety factor	[S ₀]	40.29	
Bearing reaction force	[F _x]	83.255	kN
Bearing reaction force	[F _y]	31.713	kN
Bearing reaction force	[F _z]	-20.009	kN
Bearing reaction force	[F _r]	85.626	kN (-13.51°)
Bearing reaction moment	[M _x]	-1323.63	Nm
Bearing reaction moment	[M _y]	0.00	Nm
Bearing reaction moment	[M _z]	-5507.60	Nm
Bearing reaction moment	[M _r]	5664.42	Nm (-103.51°)
Oil level	[H]	0.000	mm
Load-independent moment of friction	[M ₀]	7.376	Nm
Load-dependent moment of friction	[M ₁]	12.886	Nm
Moment of friction, cylindrical roller bearing[M ₂]		0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 4000/IV T DE:1994			
Torque of friction	[M _{loss}]	20.262	Nm
Power loss	[P _{loss}]	88.456	W

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

The factors used to calculate the torque loss have been assumed for this bearing.

Displacement of bearing	[u _x]	0.000	μm
Displacement of bearing	[u _y]	12.507	μm
Displacement of bearing	[u _z]	0.000	μm
Displacement of bearing	[u _r]	0.000	μm
Misalignment of bearing	[r _x]	0.017	mrad (0.06°)

Misalignment of bearing	[r _y]	-0.000	mrاد (0')
Misalignment of bearing	[r _z]	-0.000	mrاد (0')
Misalignment of bearing	[r _r]	0.017	mrاد (0.06')

Shaft 'Shaft4' Rolling bearing 'RollerBearing8'

Position (Y-coordinate)	[y]	695.15	mm
Equivalent load	[P]	223.12	kN
Equivalent load	[P ₀]	202.39	kN
Life modification factor for reliability[a ₁]		1.000	
Nominal bearing service life	[L _{nh}]	204776.43	h
Static safety factor	[S ₀]	17.05	
Bearing reaction force	[F _x]	21.558	kN
Bearing reaction force	[F _y]	-105.303	kN
Bearing reaction force	[F _z]	-201.243	kN
Bearing reaction force	[F _r]	202.394	kN (-83.89°)
Bearing reaction moment	[M _x]	13312.81	Nm
Bearing reaction moment	[M _y]	0.00	Nm
Bearing reaction moment	[M _z]	1426.13	Nm
Bearing reaction moment	[M _r]	13388.98	Nm (6.11°)
Oil level	[H]	0.000	mm
Load-independent moment of friction	[M ₀]	7.376	Nm
Load-dependent moment of friction	[M ₁]	30.459	Nm
Moment of friction, cylindrical roller bearing[M ₂]		0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 4000/IV T DE:1994			
Torque of friction	[M _{loss}]	37.835	Nm
Power loss	[P _{loss}]	165.173	W
The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 1994.			
The factors used to calculate the torque loss have been assumed for this bearing.			
Displacement of bearing	[u _x]	0.000	μm
Displacement of bearing	[u _y]	10.000	μm
Displacement of bearing	[u _z]	-0.000	μm
Displacement of bearing	[u _r]	0.000	μm
Misalignment of bearing	[r _x]	0.007	mrاد (0.02')
Misalignment of bearing	[r _y]	-0.135	mrاد (-0.46')
Misalignment of bearing	[r _z]	-0.016	mrاد (-0.05')
Misalignment of bearing	[r _r]	0.017	mrاد (0.06')

Damage (%) [H] (100000.000)

No.	B1	B2
1	10.00	48.83

Σ	10.00	48.83

Utilization (%) [H] (100000.000)

B1	B2
50.12	80.65

B1: RollerBearing7

B2: RollerBearing8

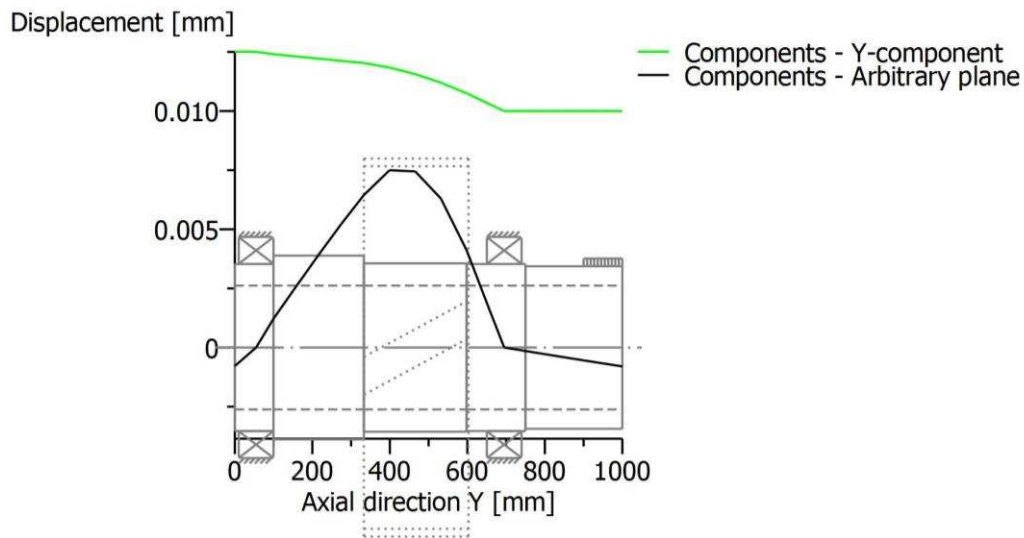
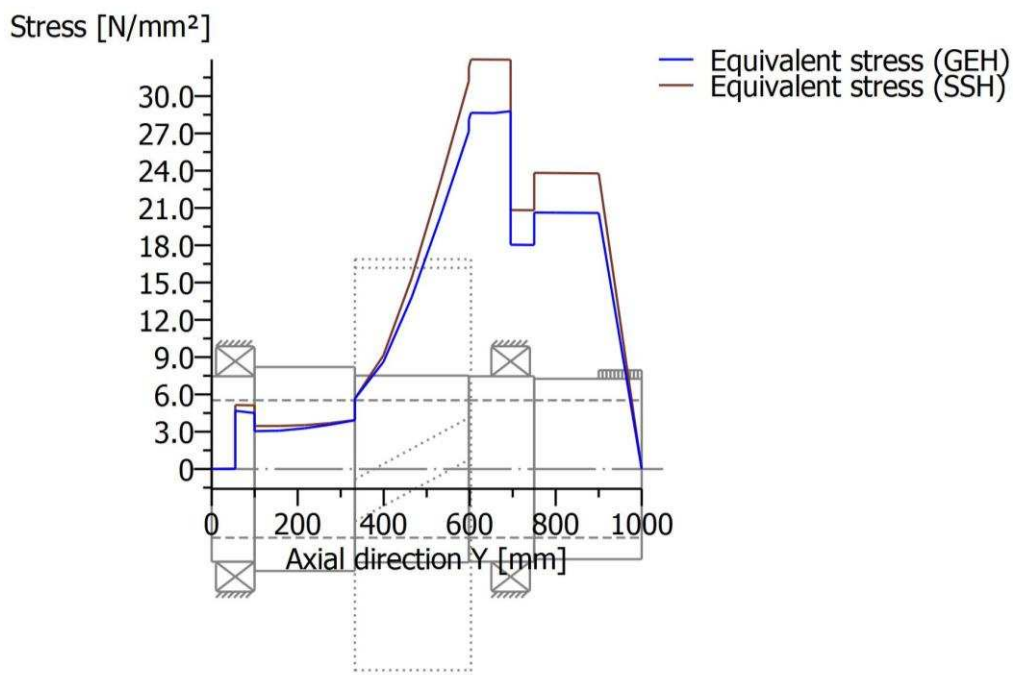


Figure: Deformation (bending etc.) (Arbitrary plane 120.9540084 120)



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

Figure: Equivalent stress

End of Report

lines: 300

PŘÍLOHA č. 5

Výpočet drážkování

Evolventní spojení s drážkou (Verze: 2015 (Build 190159000, 159))

13. 4. 2017

☐ Informace o projektu

☐ Scénář

Způsob výpočtu zatížení - Výpočet krouticího momentu pro daný příkon a otáčky

Typ výpočtu pevnosti - Pevnostní kontrola pro dané zatížení, rozměry a vlastnosti spoje

☐ Zatížení

Výkon	P	500,000 kW
Otáčky	n	41,700 rpm
Krouticí moment	T	114499,959 N m

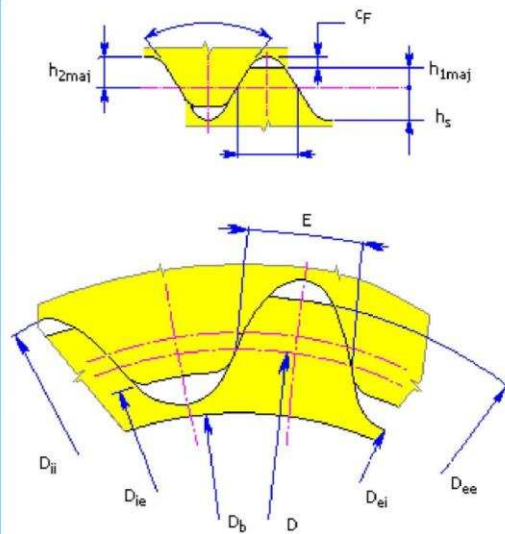
☐ Rozměry

Označení drážkování	ISO 4156 - 30 stupňů, zaoblená pata zubu, na boky zubů - INT/EXT 29z x 10,00m x 30,0R x 5H/5h	
Vnitřní průměr dutého hřídele	d_h	0,000 mm
Vnější průměr drážkovaného náboje	D_{oi}	420,000 mm
Délka	l	300,000 mm

☐ Rozměry drážkování

Vnitřní drážkování ISO 4156			Vnější drážkování ISO 4156		
Určení	INT 29z x m10,00 x 30,0R x 5H		Určení	EXT 29z x m10,00 x 30,0R x 5h	
Počet zubů	z	29,000 ul	Počet zubů	z	29,000 ul
Modul	m	10,000 mm	Modul	m	10,000 mm
Úhel záběru	α	30,00 deg	Úhel záběru	α	30,00 deg
Roztečný průměr	D	290,000 mm	Roztečný průměr	D	290,000 mm
Průměr základní kružnice	D_b	251,147 mm	Průměr základní kružnice	D_b	251,147 mm
Max. hlavní průměr, vnitřní	D_{eimax}	308,543 mm	Max. hlavní průměr, vnější	D_{eemax}	300,000 mm
Min. tvarový průměr, vnitřní	D_{Fimin}	302,000 mm	Max. tvarový průměr, vnější	D_{Femax}	278,776 mm
Max. vedlejší průměr, vnitřní	D_{iimax}	281,296 mm	Min. vedlejší průměr, vnější	D_{iemmin}	271,457 mm
Šířka mezery náboje			Tloušťka zubu hřídele		
Max. skutečná		15,833			

obvodová šířka drážky	E_{max}	mm	Max. účinná šířka zuby	S_{vmax}	15,708 mm
Max. účinná obvodová šířka drážky	E_{vmax}	15,773 mm	Max. skutečná šířka zuby	S_{max}	15,648 mm
Min. skutečná obvodová šířka drážky	E_{min}	15,768 mm	Min. účinná šířka zuby	S_{vmin}	15,642 mm
Min. účinná obvodová šířka drážky	E_{vmin}	15,708 mm	Min. skutečná šířka zuby	S_{min}	15,583 mm
Max. měření přes dvě kuličky nebo kolíky, vnitřní	M_{Rimax}	316,207 mm	Max. měření přes dvě kuličky nebo kolíky, vnější	M_{Remax}	318,747 mm
Min. měření přes dvě kuličky nebo kolíky, vnitřní	M_{Rimin}	316,102 mm	Min. měření přes dvě kuličky nebo kolíky, vnější	M_{Remin}	318,643 mm
Průměr kuličky nebo kolíku pro vnitřní drážkování	D_{Ri}	18,000 mm	Průměr kuličky nebo kolíku pro vnější drážkování	D_{Re}	19,000 mm
Poloměr zaoblení základního rámu, vnitřní	ρ_{fi}	4,000 mm	Poloměr zaoblení základního rámu, vnější	ρ_{fe}	4,000 mm



▣ Vlastnosti spoje

Požadovaná bezpečnost	S_v	2,500 ul
Typ spoje		Flexibilní
Součinitel použití	K_a	2,500 ul
Součinitel únava-životnost	K_f	1,000 ul
Součinitel opotřebení-životnost	K_w	1,000 ul
Součinitel rozložení zatížení	K_m	1,000 ul

▣ Materiál

Materiál hřídele	
Materiál	Zušlechťená a legovaná ocel
Dovolený tlak ρ_A	200,000 MPa
Materiál náboje	

Materiál	Zušlechťená a legovaná ocel
Dovolený tlak p_A	200,000 MPa

☐ Výsledky

Pevnostní kontrola	Kladný	
Minimální průměr hřídele	d_{\min}	236,651 mm
Minimální délka drážkování	l_{\min}	88,408 mm
Deformace boků drážek		
Vypočtený tlak	p_C	23,576 MPa
Bezpečnost	S	8,483 ul
Krut hřídele		
Vypočtené smykové napětí	τ_C	72,881 MPa
Bezpečnost	S	3,773 ul

☐ Souhrn hlášení

Žádná hlášení nejsou dostupná!

PŘÍLOHA č. 6

Výpočet spoje perem



Výpočet tvarových spojů hřídele s nábojem

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

ii Informace o projektu

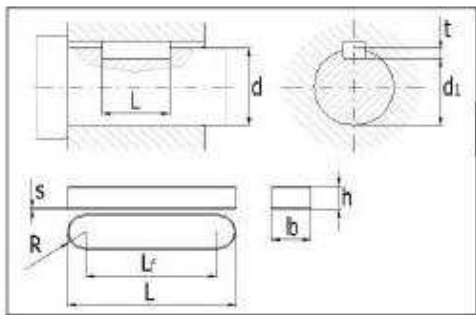
1.0 Společné vstupní údaje

1.1	Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)	1.16	Materiál hřídele (min. pevnost v tahu) [tvrdost]	
1.2	Přenášený výkon	P 500,00 [kW]	1.17	E..Cementovaná ocel (850) [HRC 55-63]	
1.3	Otáčky hřídele	n 991,0 [/min]	1.18	Mez pevnosti v tahu	R_{mmin} 850 [MPa]
1.4	Krouticí moment	T 4818,01 [Nm]	1.19	Dovolený tlak	p_D 300 [MPa]
1.5	Způsob zatížení, provozní parametry		1.20	Dovolené napětí v krutu	τ_D 340 [MPa]
1.6	Charakter pohonu	Rovnoměrný	1.21	Materiál náboje (min. pevnost v tahu) [tvrdost]	
1.7	Typ zatížení	Lehké rázy	1.22	E..Cementovaná ocel (850) [HRC 55-63]	
1.8	Charakter provozu	Jednosměrný	1.23	Mez pevnosti v tahu	R_{mmin} 850 [MPa]
1.9	Počet rozběhů v tisících	i	1.24	Dovolený tlak	p_D 300 [MPa]
1.10	Požadovaná životnost spoje	100000 [h]	1.26	Provozní koeficienty	
1.11	Provedení spoje, předběžný návrh průměru hřídele		1.27	Koeficient provedení spoje	K_1 1,0
1.12	Provedení spoje	Pevný spoj	1.28	Koeficient využití spoje	K_2 1,2
1.13	Vnitřní průměr dutého hřídele	d_i 0,000 [mm]	1.29	Koeficient životnosti	K_3 1,8
1.14	Požadovaná bezpečnost	s_k 1,70	1.30	Koeficient opotřebení	K_4 0,6
1.15	Minimální průměr hřídele	d_{min} 43,5 [mm]			

A Přesná pera

2.0 Parametry spoje, materiál pera, návrh rozměrů

2.1	Parametry spoje		2.6	Materiál pera (min. pevnost v tahu) [tvrdost]	
2.2	Typ pera	F... DIN 6885: Blat 1	2.7	C...Legovaná ocel (600) [HB 300-350 HRC 33-38]	
2.3	Počet per	1	2.8	Mez pevnosti v tahu	R_{mmin} 600 [MPa]
2.4	Koeficient rozložení zatížení	K_1 1,00	2.9	Dovolený tlak	p_D 200 [MPa]
2.5	Celkový provozní koeficient	K_D 0,67			
2.11	Návrh rozměrů spoje				
2.12	Pera pro průměry	6 ~ 500 [mm]			
2.13	Min. průměr hřídele	d_{min} 43,5 [mm]			
2.14	Průměr hřídele	d 140,000 [mm]			
2.15	Pero	36 x 20			
2.16	Šířka / výška pera	b / h 36 / 20 [mm]			
2.17	Zaoblení pera / sražení hran	R / s 18 / 1,2 [mm]			
2.18	Parametry drážky v hřídeli	t / d_i 12 / 128 [mm]			
2.19	Minimální funkční délka pera	L_{min} 47,2 [mm]			
2.20	Minimální délka pera	L_{min} 83,2 [mm]			
2.21	Dovolený rozsah délek pera	100 ~ 400 [mm]			
2.22	Zvolená délka pera	L 100,000 [mm]			



3.0 Pevnostní kontroly spoje

3.1	Kontrola hřídele na krut		3.5	Kontrola otláčení drážky hřídele	
3.2	Dovolené napětí v krutu	τ_D 340 [MPa]	3.6	Dovolený tlak	p_D 300 [MPa]
3.3	Srovnávací napětí	τ 7,8 [MPa]	3.7	Srovnávací tlak	p 86,7 [MPa]
3.4	Bezpečnost	43,59	3.8	Bezpečnost	3,46
3.9	Kontrola pera na otláčení		3.13	Kontrola otláčení drážky náboje	
3.10	Dovolený tlak	p_D 200 [MPa]	3.14	Dovolený tlak	p_D 300 [MPa]
3.11	Srovnávací tlak	p 86,7 [MPa]	3.15	Srovnávací tlak	p 71,5 [MPa]
3.12	Bezpečnost	2,31	3.16	Bezpečnost	4,20

B Woodruffova pera

4.0 Parametry spoje, materiál pera, návrh rozměrů

5.0 Pevnostní kontroly spoje

C Rovnoboké drážkování

6.0 Parametry spoje, návrh rozměrů

7.0 Pevnostní kontroly spoje

D Evolventní drážkování

8.0 Parametry spoje, návrh rozměrů

9.0 Pevnostní kontroly spoje

Kapitola doplňků

10.0 Srovnávací tabulka

11.0 Grafický výstup, CAD systémy

Výpočet tvarových spojů hřídele s nábojem

- i Výpočet: A = OK; B = Chyba; C = Chyba; D = Chyba
 ii Informace o projektu

1.0 Společné vstupní údaje

1.1 Jednotky výpočtu SI Units (N, mm, kW...)

1.2 Přenášený výkon P 500,00 [kW]

1.3 Otáčky hřídele n 619,4 [/min]

1.4 Krouticí moment T 7708,82 [Nm]

1.5 Způsob zatížení, provozní parametry

1.6 Charakter pohonu Rovnoměrný

1.7 Typ zatížení Lehké rázy

1.8 Charakter provozu Jednosměrný

1.9 Počet rozběhů v tisících I 1

1.10 Požadovaná životnost spoje 100000 [h]

1.11 Provedení spoje, předběžný návrh průměru hřídele Pevný spoj

1.12 Provedení spoje d_i 0,000 [mm]

1.13 Vnitřní průměr dutého hřídele s_r 1,70 [mm]

1.14 Požadovaná bezpečnost d_{min} 50,8 [mm]

1.15 Minimální průměr hřídele

1.16 Materiál hřídele (min. pevnost v tahu) [tvrdost] E..Cementovaná ocel (850) [HRC 55-63]

1.17 Mez pevnosti v tahu R_{emin} 850 [MPa]

1.18 Dovolенý tlak p₀ 300 [MPa]

1.19 Dovolенé napětí v krutu τ₀ 340 [MPa]

1.21 Materiál náboje (min. pevnost v tahu) [tvrdost] E..Cementovaná ocel (850) [HRC 55-63]

1.22 Mez pevnosti v tahu R_{emin} 850 [MPa]

1.23 Dovolенý tlak p₀ 300 [MPa]

1.26 Provozní koeficienty

1.27 Koeficient provedení spoje K_f 1,0

1.28 Koeficient využití spoje K_s 1,2

1.29 Koeficient životnosti K_t 1,8

1.30 Koeficient opotřebení K_w 0,6

A Přesná pera

2.0 Parametry spoje, materiál pera, návrh rozměrů

2.1 Parametry spoje

2.2 Typ pera F... DIN 6885: Blatt 1

2.3 Počet per I 1

2.4 Koeficient rozložení zatížení K_f 1,00

2.5 Celkový provozní koeficient K_s 0,67

2.11 Návrh rozměrů spoje

2.12 Pera pro průměry 6 ~ 500 [mm]

2.13 Min. průměr hřídele d_{min} 50,8 [mm]

2.14 Průměr hřídele d 155,000 [mm]

2.15 Pero 40 x 22

2.16 Šířka / výška pera b / h 40 / 22 [mm]

2.17 Zaoblení pera / sražení hran R / s 20 / 1,2 [mm]

2.18 Parametry drážky v hřídeli t / d_i 13 / 142 [mm]

2.19 Minimální funkční délka pera L_{min} 62,7 [mm]

2.20 Minimální délka pera L_{min} 102,7 [mm]

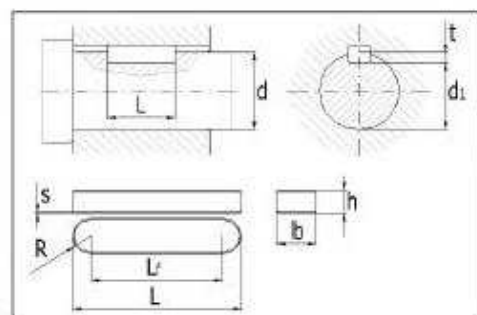
2.21 Dovolенý rozsah délek pera 110 ~ 400 [mm]

2.22 Zvolená délka pera L 140,000 [mm]

2.6 Materiál pera (min. pevnost v tahu) [tvrdost] C..Legovaná ocel (600) [HB 300-350 HRC 33-38]

2.7 Mez pevnosti v tahu R_{emin} 600 [MPa]

2.8 Dovolенý tlak p₀ 200 [MPa]



3.0 Pevnostní kontroly spoje

3.1 Kontrola hřídele na krut

3.2 Dovolенé napětí v krutu τ₀ 340 [MPa]

3.3 Srovnávací napětí τ 9,1 [MPa]

3.4 Bezpečnost 37,19

3.5 Kontrola otláčení drážky hřídele

3.6 Dovolенý tlak p₀ 300 [MPa]

3.7 Srovnávací tlak p 73,7 [MPa]

3.8 Bezpečnost 4,07

3.9 Kontrola pera na otláčení

3.10 Dovolенý tlak p₀ 200 [MPa]

3.11 Srovnávací tlak p 73,7 [MPa]

3.12 Bezpečnost 2,71

3.13 Kontrola otláčení drážky náboje

3.14 Dovolенý tlak p₀ 300 [MPa]

3.15 Srovnávací tlak p 57,9 [MPa]

3.16 Bezpečnost 5,18

B Woodruffova pera

4.0 Parametry spoje, materiál pera, návrh rozměrů

5.0 Pevnostní kontroly spoje

C Rovnoboké drážkování

6.0 Parametry spoje, návrh rozměrů

7.0 Pevnostní kontroly spoje

D Evolventní drážkování

8.0 Parametry spoje, návrh rozměrů

9.0 Pevnostní kontroly spoje

Kapitola doplňků

10.0 Srovnávací tabulka

11.0 Grafický výstup, CAD systémy



Výpočet tvarových spojů hřídele s nábojem

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

ii Informace o projektu

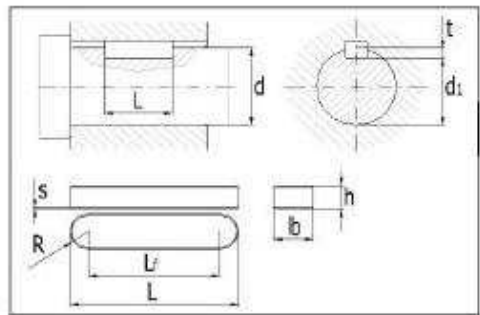
1.0 Společné vstupní údaje

1.1	Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)	1.16	Materiál hřídele (min. pevnost v tahu) [tvrdost]	
1.2	Přenášený výkon	P 500,00 [kW]	1.17	E...Cementovaná ocel (850) [HRC 55-63]	<input type="checkbox"/>
1.3	Otáčky hřídele	n 154,8 [/min]	1.18	Mez pevnosti v tahu	R_{min} 850 [MPa]
1.4	Krouticí moment	T 30835,26 [Nm]	1.19	Dovolený tlak	p_D 300 [MPa]
1.5	Způsob zatížení, provozní parametry		1.20	Dovolené napětí v krutu	τ_D 340 [MPa]
1.6	Charakter pohonu	Novoměrný	1.21	Materiál náboje (min. pevnost v tahu) [tvrdost]	
1.7	Typ zatížení	Lehké rázy	1.22	E...Cementovaná ocel (850) [HRC 55-63]	<input type="checkbox"/>
1.8	Charakter provozu	Jednosměrný	1.23	Mez pevnosti v tahu	R_{min} 850 [MPa]
1.9	Počet rozběhů v tisících	1	1.24	Dovolený tlak	p_D 300 [MPa]
1.10	Požadovaná životnost spoje	100000 [h]	1.26	Provozní koeficienty	
1.11	Provedení spoje, předběžný návrh průměru hřídele		1.27	Koeficient provedení spoje	K_D 1,0
1.12	Provedení spoje	Pevný spoj	1.28	Koeficient využití spoje	K_S 1,2
1.13	Vnitřní průměr dutého hřídele	d_i 0,000 [mm]	1.29	Koeficient životnosti	K_V 1,8
1.14	Požadovaná bezpečnost	s_R 1,70	1.30	Koeficient opotřebení	K_{op} 0,8
1.15	Minimální průměr hřídele	d_{min} 80,6 [mm]			

A Přesná pera

2.0 Parametry spoje, materiál pera, návrh rozměrů

2.1	Parametry spoje		2.6	Materiál pera (min. pevnost v tahu) [tvrdost]	
2.2	Typ pera	F... DIN 6885: Blat 1	2.7	C...Legovaná ocel (600) [HB 300-350 HRC 33-38]	<input type="checkbox"/>
2.3	Počet per	2	2.8	Mez pevnosti v tahu	R_{min} 600 [MPa]
2.4	Koeficient rozložení zatížení	K_f 0,75	2.9	Dovolený tlak	p_D 200 [MPa]
2.5	Celkový provozní koeficient	K_D 0,67 <input type="checkbox"/>			
2.11	Návrh rozměrů spoje				
2.12	Pera pro průměry	6 ~ 500 [mm]			
2.13	Min. průměr hřídele	d_{min} 80,6 [mm]			
2.14	Průměr hřídele	d 205,000 [mm]			
2.15	Pero	50 x 28 <input type="checkbox"/>			
2.16	Šířka / výška pera	b / h 50 / 28 [mm]			
2.17	Zaoblení pera / sražení hran	R / s 25 / 1,2 [mm]			
2.18	Parametry drážky v hřídeli	t / d_i 17 / 171 [mm]			
2.19	Minimální funkční délka pera	L_{min} 91,9 [mm]			
2.20	Minimální délka pera	L_{min} 141,9 [mm]			
2.21	Dovolený rozsah délek pera	140 ~ 400 [mm]			
2.22	Zvolená délka pera	L 160,000 [mm] <input type="checkbox"/>			



3.0 Pevnostní kontroly spoje

3.1	Kontrola hřídele na krut		3.5	Kontrola otláčení drážky hřídele	
3.2	Dovolené napětí v krutu	τ_D 340 [MPa]	3.6	Dovolený tlak	p_D 300 [MPa]
3.3	Srovnávací napětí	τ 20,9 [MPa]	3.7	Srovnávací tlak	p 98,3 [MPa]
3.4	Bezpečnost	16,24	3.8	Bezpečnost	3,05
3.9	Kontrola pera na otláčení		3.13	Kontrola otláčení drážky náboje	
3.10	Dovolený tlak	p_D 200 [MPa]	3.14	Dovolený tlak	p_D 300 [MPa]
3.11	Srovnávací tlak	p 98,3 [MPa]	3.15	Srovnávací tlak	p 86,4 [MPa]
3.12	Bezpečnost	2,04	3.16	Bezpečnost	3,47

B Woodruffova pera

4.0 Parametry spoje, materiál pera, návrh rozměrů

5.0 Pevnostní kontroly spoje

C Rovnoboké drážkování

6.0 Parametry spoje, návrh rozměrů

7.0 Pevnostní kontroly spoje

D Evolventní drážkování

8.0 Parametry spoje, návrh rozměrů

9.0 Pevnostní kontroly spoje

Kapitola doplňků

10.0 Srovnávací tabulka

11.0 Grafický výstup, CAD systémy



Výpočet tvarových spojů hřídele s nábojem

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

ii Informace o projektu

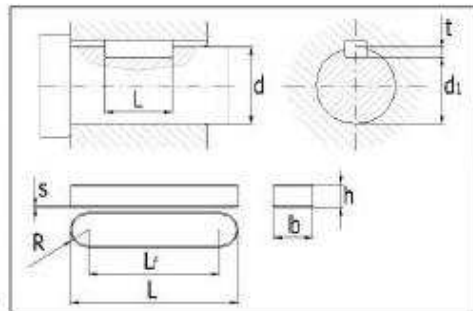
1.0 Společné vstupní údaje

1.1	Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)	1.16	Materiál hřídele (min. pevnost v tahu) [tvrdost]	
1.2	Přenášený výkon	P 500,00 [kW]	1.17	E...Cementovaná ocel (850) (HRC 55-63)	
1.3	Otáčky hřídele	n 41,7 [/min]	1.18	Mez pevnosti v tahu	R_{pmin} 850 [MPa]
1.4	Krouticí moment	T 114531,00 [Nm]	1.19	Dovolený tlak	p_D 300 [MPa]
1.5	Způsob zatížení, provozní parametry		1.20	Dovolené napětí v krutu	τ_D 340 [MPa]
1.6	Charakter pohonu	Rovnoměrný	1.21	Materiál náboje (min. pevnost v tahu) [tvrdost]	
1.7	Typ zatížení	Lehké rázy	1.22	E...Cementovaná ocel (850) (HRC 55-63)	
1.8	Charakter provozu	Jednosměrný	1.23	Mez pevnosti v tahu	R_{pmin} 850 [MPa]
1.9	Počet rozběhů v tisících	l	1.24	Dovolený tlak	p_D 300 [MPa]
1.10	Požadovaná životnost spoje	100000 [h]	1.26	Provozní koeficienty	
1.11	Provedení spoje, předběžný návrh průměru hřídele		1.27	Koeficient provedení spoje	K_C 1,0
1.12	Provedení spoje	Pevný spoj	1.28	Koeficient využití spoje	K_S 1,2
1.13	Vnitřní průměr dutého hřídele	d_i 320,000 [mm]	1.29	Koeficient životnosti	K_I 1,8
1.14	Požadovaná bezpečnost	s_r 1,70	1.30	Koeficient opotřebení	K_u 1,0
1.15	Minimální průměr hřídele	d_{min} 324,6 [mm]			

A Přesná pera

2.0 Parametry spoje, materiál pera, návrh rozměrů

2.1	Parametry spoje		2.6	Materiál pera (min. pevnost v tahu) [tvrdost]	
2.2	Typ pera	F... DIN 6885: Blat 1	2.7	C...Legovaná ocel (600) [HB 300-350 HRC 33-38]	
2.3	Počet per	l	2.8	Mez pevnosti v tahu	R_{pmin} 600 [MPa]
2.4	Koeficient rozložení zatížení	K_C 1,00	2.9	Dovolený tlak	p_D 200 [MPa]
2.5	Celkový provozní koeficient	K_S 0,67			
2.11	Návrh rozměrů spoje				
2.12	Pera pro průměry	6 ~ 500 [mm]			
2.13	Min. průměr hřídele	d_{min} 324,6 [mm]			
2.14	Průměr hřídele	d 435,000 [mm]			
2.15	Pero	90 x 45			
2.16	Šířka / výška pera	b / h 90 / 45 [mm]			
2.17	Zaoblení pera / sražení hran	R / s 45 / 3 [mm]			
2.18	Parametry drážky v hřídeli	t / d_r 28 / 407 [mm]			
2.19	Minimální funkční délka pera	L_{min} 150,4 [mm]			
2.20	Minimální délka pera	L_{min} 240,4 [mm]			
2.21	Dovolený rozsah délek pera	250 ~ 400 [mm]			
2.22	Zvolená délka pera	L 250,000 [mm]			



3.0 Pevnostní kontroly spoje

3.1	Kontrola hřídele na krut		3.5	Kontrola otláčení drážky hřídele	
3.2	Dovolené napětí v krutu	τ_D 340 [MPa]	3.6	Dovolený tlak	p_D 300 [MPa]
3.3	Srovnávací napětí	τ 9,3 [MPa]	3.7	Srovnávací tlak	p 110,6 [MPa]
3.4	Bezpečnost	36,42	3.8	Bezpečnost	2,71
3.9	Kontrola pera na otláčení		3.13	Kontrola otláčení drážky náboje	
3.10	Dovolený tlak	p_D 200 [MPa]	3.14	Dovolený tlak	p_D 300 [MPa]
3.11	Srovnávací tlak	p 110,6 [MPa]	3.15	Srovnávací tlak	p 110,3 [MPa]
3.12	Bezpečnost	1,81	3.16	Bezpečnost	2,72

B Woodruffova pera

4.0 Parametry spoje, materiál pera, návrh rozměrů

5.0 Pevnostní kontroly spoje

C Rovnoboké drážkování

6.0 Parametry spoje, návrh rozměrů

7.0 Pevnostní kontroly spoje

D Evolventní drážkování

8.0 Parametry spoje, návrh rozměrů

9.0 Pevnostní kontroly spoje

Kapitola doplňků

10.0 Srovnávací tabulka

11.0 Grafický výstup, CAD systémy

PŘÍLOHA č. 7

Výpočet šroubových spojů

Name : Viko_vstup_M16
 Changed by: User on: 15.04.2017 at: 19:31:27

Bolt calculation according to VDI 2230:2015

INPUTS:

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

The forces are calculated under the assumption of rigid plates.

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

Calculation using assembly temperature

Assembly temperature (°C)	[TM]	20.00	
Thread standard	Standard thread		
Label	M16		
Pitch (mm)	[P]	2.00	
Flank angle (°)	[β]	60.00	
Reference diameter (mm)	[d]	16.00	
Flank diameter (mm)	[d2]	14.70	
Core diameter (mm)	[d3]	13.55	
Nominal cross section of thread (mm²)	[AN]	201.06	
Core cross section of the thread (mm²)	[Ad3]	144.12	
Thread manufacturing	Final heat treated		
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00	
Axial force at flange (N)	[FaU/FaO]	35557.00 /	35557.00
Shearing force at flange (N)	[Fqx]	0.00	
Shearing force at flange (N)	[Fqy]	0.00	
Torque at flange (Nm)	[Mt]	0.00	
Bending moment at flange (Nm)	[MbxU/MbxO]	0.00 /	0.00
Bending moment at flange (Nm)	[MbyU/MbyO]	0.00 /	0.00
Required clamping force for sealing (N)	[Fd]	0.00	
Coefficient of friction between parts	[µ]	0.100	
Number of screws	[n]	8	
Chosen screw	[no.]	1	
Axial force at single screw (N)	[FAU/FAO]	4444.63 /	4444.63
Required clamping force:			
For shearing force transmission (N)	[FKQ]	0.00	
For sealing (N)	[FKP]	0.00	

Load on single screws

No.	X [mm]	Y [mm]	Factor	Fa1 [N]	Fa2 [N]	Fkerf [N]
1	180.00	0.00	1.00	4444.63	4444.63	0.00
2	127.28	127.28	1.00	4444.63	4444.63	0.00
3	0.00	180.00	1.00	4444.63	4444.63	0.00
4	-127.28	127.28	1.00	4444.63	4444.63	0.00
5	-180.00	0.00	1.00	4444.63	4444.63	0.00
6	-127.28	-127.28	1.00	4444.63	4444.63	0.00
7	-0.00	-180.00	1.00	4444.63	4444.63	0.00
8	127.28	-127.28	1.00	4444.63	4444.63	0.00

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

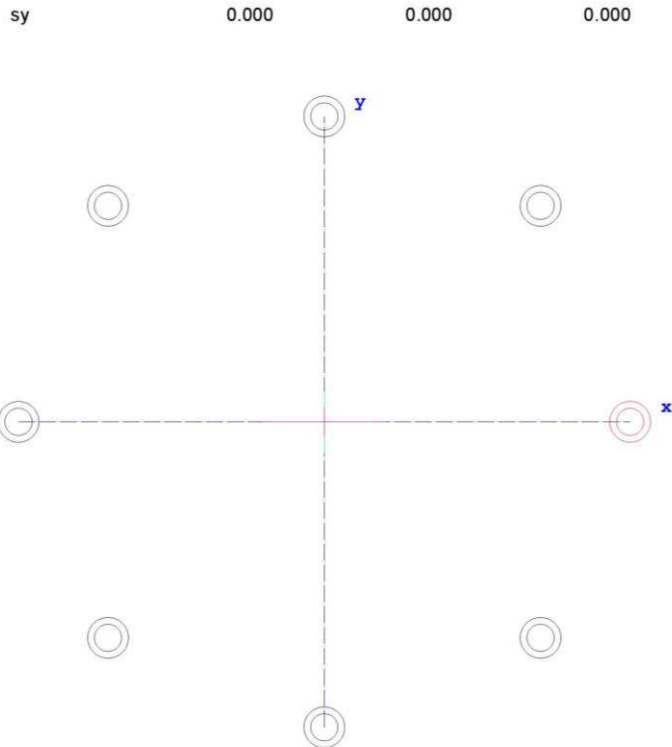


Figure: Bolt positions

Tightening technique:	Own Input		
Tightening factor	[αA]		1.60
Minim. tightening factor (scattering coef. of friction)	[αmin]		1.00
Load application factor	[n]		0.70
Enter the factor			
Coef. of friction in thread	[μG]		0.100/0.100
Coef. of friction at head support	[μK]		0.100/0.100
Bolt type:	Cylindrical screw with socket head bolt DIN EN ISO 4762:2004		
Reference diameter (mm)	[d]		16.00
Bolt length (mm)	[l]		70.00
Shank diameter (mm)	[d1]		16.00
Shank length (mm)	[l1]		26.00
Thread length (mm)	[b]		44.00
Outer diameter of head support (mm)	[dw]		23.17
Inner diameter of head support (mm)	[da]		17.70
Surface roughness (head bearing area) (μm)	[Rz]		16.00
Stressed cross section of screw (mm ²)	[As]		156.67
Addendum (mm)	[k]		16.00
Diameter of screw head (mm)	[dk]		24.00
Free thread length (mm)	[l3]		7.00
Width across flats (mm)	[s]		14.00
Reduction coefficient	[k1]		0.50

Strength class		8.8
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm]	800.00
Yield point (N/mm ²)	[Rp0.2]	640.00
Maximum yield point (N/mm ²)	[Rp,max]	640.00
Young's modulus screw (N/mm ²)	[ES]	205000.00

Clamped parts:	Plates	
Number of parts	[iP]	1

Part	A	
Material		S355J2 (St52.3 N)
Depth of Layer (mm)	[hi]	30.00
Young's modulus (N/mm ²)	[Ep]	206000.00
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[pG]	760.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00

Thread with pocket hole		
Clamping length (mm)	[lk]	30.00
Effective Clamping length (mm)	[lkeff]	33.00
(including washers and counter bore depth or extension sleeves)		

Through hole standard		ISO 273:1979 (DIN 273) medium
Diameter through hole (mm)	[dh]	17.50
Chamfer at head (mm)	[cK]	0.00

Washer bellow screw head:		
Standard		DIN EN ISO 7089:2000
External diameter (mm)	[d2]	29.48
Inner diameter (mm)	[d1]	17.27
Thickness (mm)	[h]	3.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	205000.00
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[pG]	1250.00

Blind hole		
Material		S355J2 (St52.3 N)
Counter bore depth (mm)	[ts]	0.00
Young's modulus (N/mm ²)	[Ep]	206000.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00

RESULTS:

Virtual outer diameter of base body:		
Diameter (mm)	[DA']	58.17
Diameter (mm)	[DA]	58.17
Diameter limit (mm)	[DA.Gr]	58.17
Cone angle (°)	[φ]	27.93
Ductility of flange (mm/N)	[δP]	2.249988e-007
Addition for plate resilience (mm/N)	[δPzu]	1.274785e-007
Ductility of screw (mm/N)	[δS]	1.421250e-006
Load factor for centric load introduction	[Φn]	0.1499
Amount of embedding (mm)	[fz]	0.0125
Preload loss (N)	[Fz]	7593.02

required assembly preload:		
-minimum (N)	[FMmin]	11371.50
-maximum (N)	[FMmax]	18194.40
Pretension force according table (N)	[FMtab]	83000.00
Screw force at yield point (N)	[FM0.2]	100000.00
attained assembly preload:		
-maximum (N)	[FM]	82920.51
(utilization of yield strength (%))	[%Re]	90.00
Pretension force (N)	[FV]	75327.49
Additional bolt load (N)	[FSA]	666.14
Additional plate load (N)	[FPA]	3778.48
Fatigue load (N/mm ²)	[σa]	0.00
Screw extension at FMmin (mm)	[fSmin]	0.01616
at FMmax (mm)	[fSmax]	0.02586
at FM (mm)	[fS]	0.11785
Part extension at FMmin (mm)	[fTmin]	0.00256
at FMmax (mm)	[fTmax]	0.00409
at FM (mm)	[fT]	0.01866

Calculation with maximum attained pretension force:

(utilization of yield strength (%))	[%Re]	90.00
Mounting-Pretension force (N)	[FM]	82920.51
Pretension force (N)	[FV]	75327.49
Additional clamping force (reserve) (N)	[FKres]	40453.82
Equivalent stress (N/mm ²)	[σred.M]	576.00
Equivalent stress (N/mm ²)	[σred.B]	554.62
Tightening torque (Nm)	[MA]	181.98
Loose torque (Nm)	[ML]	116.72
Surface pressure		
(below screw head) (N/mm ²)	[pK]	476.05
(below washer) (N/mm ²)	[p]	223.55

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

Mounting-Pretension force (N)	[FMmin]	11371.50
Equivalent stress (N/mm ²)	[σred.M_FMmin]	78.99
Equivalent stress (N/mm ²)	[σred.B_FMmin]	79.59
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmin]	24.96
Loose torque (Nm)	[ML_FMmin]	5.85
Surface pressure		
(below screw head) (N/mm ²)	[pK_FMmin]	68.56
(below washer) (N/mm ²)	[p]	32.19

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

Mounting-Pretension force (N)	[FMmax]	18194.40
Additional clamping force (reserve) (N)	[FKres]	40453.82
Equivalent stress (N/mm ²)	[σred.M_FMmax]	126.39
Equivalent stress (N/mm ²)	[σred.B_FMmax]	124.89
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmax]	39.93
Loose torque (Nm)	[ML_FMmax]	16.43
Surface pressure		
(below screw head) (N/mm ²)	[pK_FMmax]	107.42
(below washer) (N/mm ²)	[p]	50.44
Permissible equivalent stress (N/mm ²)	[σ.Mzul]	576.00

Permissible equivalent stress (N/mm ²)	[σ.Bzul]	640.00
Support area		
(below screw head) (mm ²)	[ApK]	175.58
(below washer) (mm ²)	[Ap]	373.91
Permissible surface pressure		
(below screw head) (N/mm ²)	[pKzul]	1250
(below washer) (N/mm ²)	[pzul]	760.00

SUMMARY:

The yield point must not be exceeded.

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

Safety against yield point	[SF]	5.12
Safety against fatigue	[SD]	1000.00
Safety against pressure	[SP]	11.64

Calculation with maximum attained pretension force:

Safety against yield point	[SF]	1.15
Safety against fatigue	[SD]	1000.00
Safety against pressure	[SP]	2.63

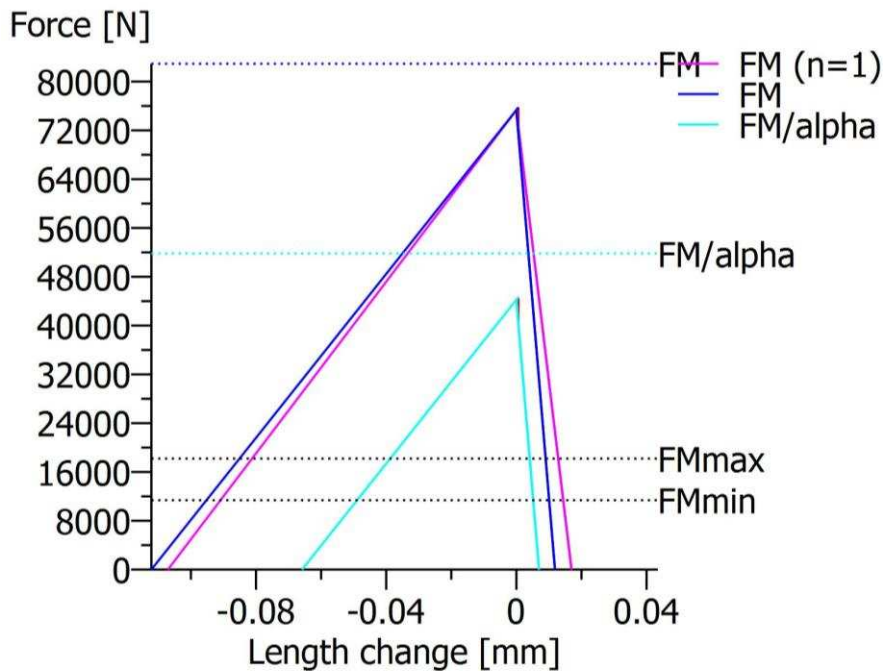


Figure: Display of restraint-diagram

Remarks:

- The safeties (SF, SD, SP) are calculated according to VDI2230.
- Calculating safeties with the maximal assembly preload (FMmax).
- Safety against sliding [SG = FKR/FKerf] is calculated with:
FKR: with FM/αA, FKerf = FKQ + FKP

- The calculation of the normal values for 90% usage (Preload and tightening torque) follows the corresponding equation according VDI 2230. These values correspond with the values in the tables in the VDI Standard. Small differences may however occur..
- Surface pressure under washers: Maximum external diameter for calculating the support area is $d_w + 1.6 \cdot h_s$ (VDI 2230: 2015, Formula 194).
- Total required clamp load according to (R2/4): $F_{Kerf} \geq \text{Maxi}(F_{KA} + F_{KP}, F_{KQ})$

End of Report

lines: 238

Name : Viko_hridel2_M16

Changed by: User on: 15.04.2017 at: 18:59:35

Bolt calculation according to VDI 2230:2015

INPUTS:

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

The forces are calculated under the assumption of rigid plates.

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

Calculation using assembly temperature

Assembly temperature (°C)	[TM]	20.00	
Thread standard	Standard thread		
Label	M16		
Pitch (mm)	[P]	2.00	
Flank angle (°)	[β]	60.00	
Reference diameter (mm)	[d]	16.00	
Flank diameter (mm)	[d2]	14.70	
Core diameter (mm)	[d3]	13.55	
Nominal cross section of thread (mm²)	[AN]	201.06	
Core cross section of the thread (mm²)	[Ad3]	144.12	
Thread manufacturing	Final heat treated		
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00	
Axial force at flange (N)	[FaU/FaO]	29140.00 /	29140.00
Shearing force at flange (N)	[Fqx]	0.00	
Shearing force at flange (N)	[Fqy]	0.00	
Torque at flange (Nm)	[Mt]	0.00	
Bending moment at flange (Nm)	[MbxU/MbxO]	0.00 /	0.00
Bending moment at flange (Nm)	[MbyU/MbyO]	0.00 /	0.00
Required clamping force for sealing (N)	[Fd]	0.00	
Coefficient of friction between parts	[μ]	0.100	
Number of screws	[n]	8	
Chosen screw	[no.]	1	
Axial force at single screw (N)	[FAU/FAO]	3642.50 /	3642.50
Required clamping force:			
For shearing force transmission (N)	[FKQ]	0.00	
For sealing (N)	[FKP]	0.00	

Load on single screws

No.	X [mm]	Y [mm]	Factor	Fa1 [N]	Fa2 [N]	Fkerf [N]
1	210.00	0.00	1.00	3642.50	3642.50	0.00
2	148.49	148.49	1.00	3642.50	3642.50	0.00
3	0.00	210.00	1.00	3642.50	3642.50	0.00
4	-148.49	148.49	1.00	3642.50	3642.50	0.00
5	-210.00	0.00	1.00	3642.50	3642.50	0.00
6	-148.49	-148.49	1.00	3642.50	3642.50	0.00
7	-0.00	-210.00	1.00	3642.50	3642.50	0.00
8	148.49	-148.49	1.00	3642.50	3642.50	0.00

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

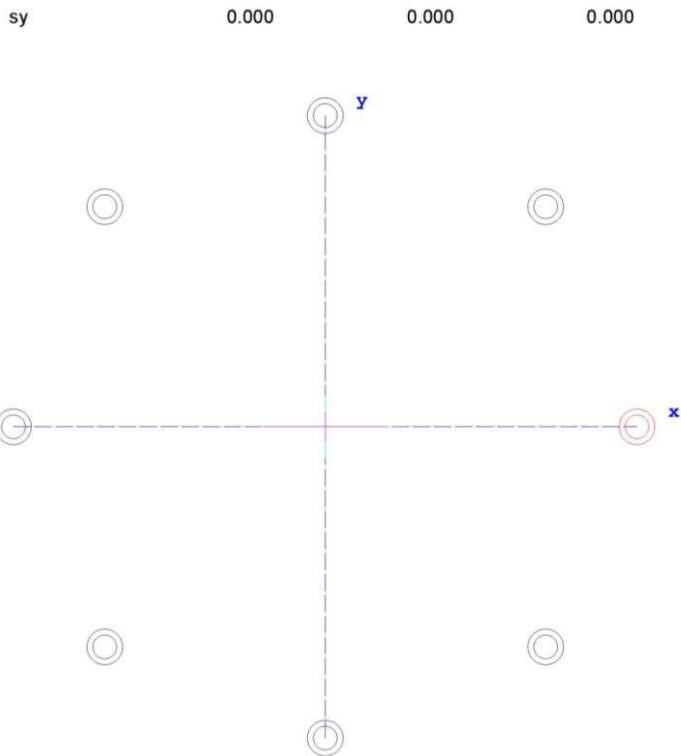


Figure: Bolt positions

Tightening technique:	Own Input		
Tightening factor		[αA]	1.60
Minim. tightening factor (scattering coef. of friction)		[αmin]	1.00
Load application factor		[n]	0.70
Enter the factor			
Coef. of friction in thread		[μG]	0.100/0.100
Coef. of friction at head support		[μK]	0.100/0.100
Bolt type:	Cylindrical screw with socket head bolt DIN EN ISO 4762:2004		
Reference diameter (mm)		[d]	16.00
Bolt length (mm)		[l]	70.00
Shank diameter (mm)		[d1]	16.00
Shank length (mm)		[l1]	26.00
Thread length (mm)		[b]	44.00
Outer diameter of head support (mm)		[dw]	23.17
Inner diameter of head support (mm)		[da]	17.70
Surface roughness (head bearing area) (μm)		[Rz]	16.00
Stressed cross section of screw (mm ²)		[As]	156.67
Addendum (mm)		[k]	16.00
Diameter of screw head (mm)		[dk]	24.00
Free thread length (mm)		[l3]	12.00
Width across flats (mm)		[s]	14.00
Reduction coefficient		[k1]	0.50

Strength class		8.8
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm]	800.00
Yield point (N/mm ²)	[Rp0.2]	640.00
Maximum yield point (N/mm ²)	[Rp,max]	640.00
Young's modulus screw (N/mm ²)	[ES]	205000.00

Clamped parts:	Plates	
Number of parts	[iP]	1

Part	A	
Material		S355J2 (St52.3 N)
Depth of Layer (mm)	[hi]	35.00
Young's modulus (N/mm ²)	[Ep]	206000.00
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[pG]	760.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00

Thread with pocket hole		
Clamping length (mm)	[lk]	35.00
Effective Clamping length (mm)	[lkeff]	38.00
(including washers and counter bore depth or extension sleeves)		

Through hole standard		ISO 273:1979 (DIN 273) medium
Diameter through hole (mm)	[dh]	17.50
Chamfer at head (mm)	[cK]	0.00

Washer bellow screw head:		
Standard		DIN EN ISO 7089:2000
External diameter (mm)	[d2]	29.48
Inner diameter (mm)	[d1]	17.27
Thickness (mm)	[h]	3.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	205000.00
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[pG]	1250.00

Blind hole		
Material		S355J2 (St52.3 N)
Counter bore depth (mm)	[ts]	0.00
Young's modulus (N/mm ²)	[Ep]	206000.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00

RESULTS:

Virtual outer diameter of base body:		
Diameter (mm)	[DA']	65.31
Diameter (mm)	[DA]	65.31
Diameter limit (mm)	[DA.Gr]	65.31
Cone angle (°)	[φ]	29.01
Ductility of flange (mm/N)	[δP]	2.265969e-007
Addition for plate resilience (mm/N)	[δPzu]	1.274785e-007
Ductility of screw (mm/N)	[δS]	1.590484e-006
Load factor for centric load introduction	[Φn]	0.1364
Amount of embedding (mm)	[fz]	0.0125
Preload loss (N)	[Fz]	6879.16

required assembly preload:		
-minimum (N)	[FMmin]	10024.82
-maximum (N)	[FMmax]	16039.71
Pretension force according table (N)	[FMtab]	83000.00
Screw force at yield point (N)	[FM0.2]	100000.00
attained assembly preload:		
-maximum (N)	[FM]	82920.51
(utilization of yield strength (%))	[%Re]	90.00
Pretension force (N)	[FV]	76041.35
Additional bolt load (N)	[FSA]	496.84
Additional plate load (N)	[FPA]	3145.66
Fatigue load (N/mm ²)	[σa]	0.00
Screw extension at FMmin (mm)	[fSmin]	0.01594
at FMmax (mm)	[fSmax]	0.02551
at FM (mm)	[fS]	0.13188
Part extension at FMmin (mm)	[fTmin]	0.00227
at FMmax (mm)	[fTmax]	0.00363
at FM (mm)	[fT]	0.01879

Calculation with maximum attained pretension force:

(utilization of yield strength (%))	[%Re]	90.00
Mounting-Pretension force (N)	[FM]	82920.51
Pretension force (N)	[FV]	76041.35
Additional clamping force (reserve) (N)	[FKres]	41800.50
Equivalent stress (N/mm ²)	[σred.M]	576.00
Equivalent stress (N/mm ²)	[σred.B]	553.58
Tightening torque (Nm)	[MA]	181.98
Loose torque (Nm)	[ML]	117.83
Surface pressure		
(below screw head) (N/mm ²)	[pK]	475.09
(below washer) (N/mm ²)	[p]	223.10

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

Mounting-Pretension force (N)	[FMmin]	10024.82
Equivalent stress (N/mm ²)	[σred.M_FMmin]	69.64
Equivalent stress (N/mm ²)	[σred.B_FMmin]	69.61
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmin]	22.00
Loose torque (Nm)	[ML_FMmin]	4.87
Surface pressure		
(below screw head) (N/mm ²)	[pK_FMmin]	59.92
(below washer) (N/mm ²)	[p]	28.14

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

Mounting-Pretension force (N)	[FMmax]	16039.71
Additional clamping force (reserve) (N)	[FKres]	41800.50
Equivalent stress (N/mm ²)	[σred.M_FMmax]	111.42
Equivalent stress (N/mm ²)	[σred.B_FMmax]	109.54
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmax]	35.20
Loose torque (Nm)	[ML_FMmax]	14.19
Surface pressure		
(below screw head) (N/mm ²)	[pK_FMmax]	94.18
(below washer) (N/mm ²)	[p]	44.23
Permissible equivalent stress (N/mm ²)	[σ.Mzul]	576.00

Permissible equivalent stress (N/mm ²)	[σ.Bzul]	640.00
Support area		
(below screw head) (mm ²)	[ApK]	175.58
(below washer) (mm ²)	[Ap]	373.91
Permissible surface pressure		
(below screw head) (N/mm ²)	[pKzul]	1250
(below washer) (N/mm ²)	[pzul]	760.00

SUMMARY:

The yield point must not be exceeded.

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

Safety against yield point	[SF]	5.84
Safety against fatigue	[SD]	1000.00
Safety against pressure	[SP]	13.27

Calculation with maximum attained pretension force:

Safety against yield point	[SF]	1.16
Safety against fatigue	[SD]	1000.00
Safety against pressure	[SP]	2.63

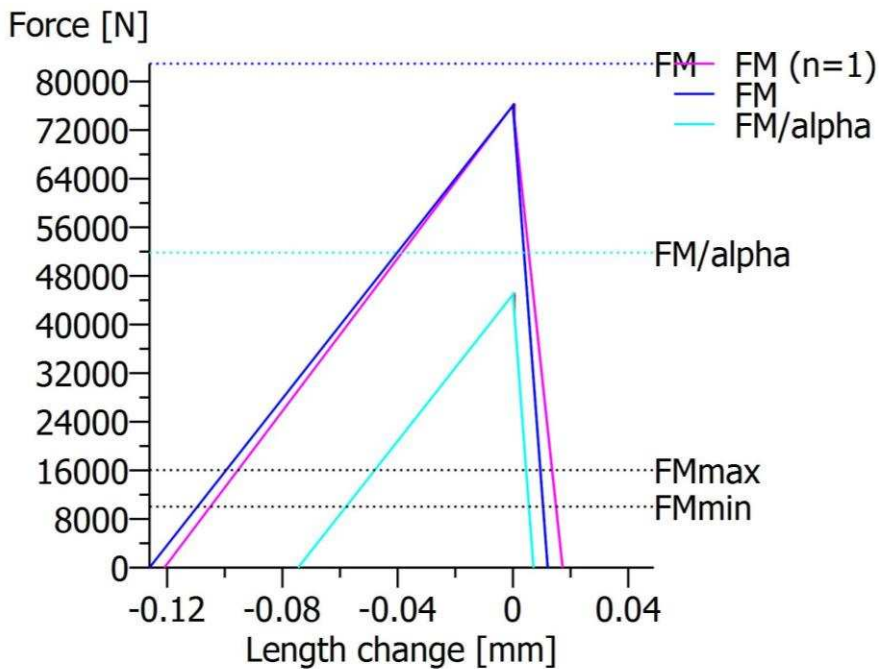


Figure: Display of restraint-diagram

Remarks:

- The safeties (SF, SD, SP) are calculated according to VDI2230.
- Calculating safeties with the maximal assembly preload (FMmax).
- Safety against sliding [SG = FKR/FKerf] is calculated with:
FKR: with FM/αA, FKerf = FKQ + FKP

- The calculation of the normal values for 90% usage (Preload and tightening torque) follows the corresponding equation according VDI 2230. These values correspond with the values in the tables in the VDI Standard. Small differences may however occur..
- Surface pressure under washers: Maximum external diameter for calculating the support area is $d_w + 1.6 \cdot h_s$ (VDI 2230: 2015, Formula 194).
- Total required clamp load according to (R2/4): $F_{Kerf} \geq \text{Maxi}(F_{KA} + F_{KP}, F_{KQ})$

End of Report

lines: 238

Name : Viko_leve_hridel3_M16
 Changed by: User on: 15.04.2017 at: 19:17:15

Bolt calculation according to VDI 2230:2015

INPUTS:

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

The forces are calculated under the assumption of rigid plates.

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

Calculation using assembly temperature

Assembly temperature (°C)	[TM]	20.00	
Thread standard	Standard thread		
Label	M16		
Pitch (mm)	[P]	2.00	
Flank angle (°)	[β]	60.00	
Reference diameter (mm)	[d]	16.00	
Flank diameter (mm)	[d2]	14.70	
Core diameter (mm)	[d3]	13.55	
Nominal cross section of thread (mm²)	[AN]	201.06	
Core cross section of the thread (mm²)	[Ad3]	144.12	
Thread manufacturing	Final heat treated		
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00	
Axial force at flange (N)	[FaU/FaO]	45994.00 /	45994.00
Shearing force at flange (N)	[Fqx]	0.00	
Shearing force at flange (N)	[Fqy]	0.00	
Torque at flange (Nm)	[M]	0.00	
Bending moment at flange (Nm)	[MbxU/MbxO]	0.00 /	0.00
Bending moment at flange (Nm)	[MbyU/MbyO]	0.00 /	0.00
Required clamping force for sealing (N)	[Fd]	0.00	
Coefficient of friction between parts	[µ]	0.100	
Number of screws	[n]	8	
Chosen screw	[no.]	1	
Axial force at single screw (N)	[FAU/FAO]	5749.25 /	5749.25
Required clamping force:			
For shearing force transmission (N)	[FKQ]	0.00	
For sealing (N)	[FKP]	0.00	

Load on single screws

No.	X [mm]	Y [mm]	Factor	Fa1 [N]	Fa2 [N]	Fkerf [N]
1	200.00	0.00	1.00	5749.25	5749.25	0.00
2	141.42	141.42	1.00	5749.25	5749.25	0.00
3	0.00	200.00	1.00	5749.25	5749.25	0.00
4	-141.42	141.42	1.00	5749.25	5749.25	0.00
5	-200.00	0.00	1.00	5749.25	5749.25	0.00
6	-141.42	-141.42	1.00	5749.25	5749.25	0.00
7	-0.00	-200.00	1.00	5749.25	5749.25	0.00
8	141.42	-141.42	1.00	5749.25	5749.25	0.00

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

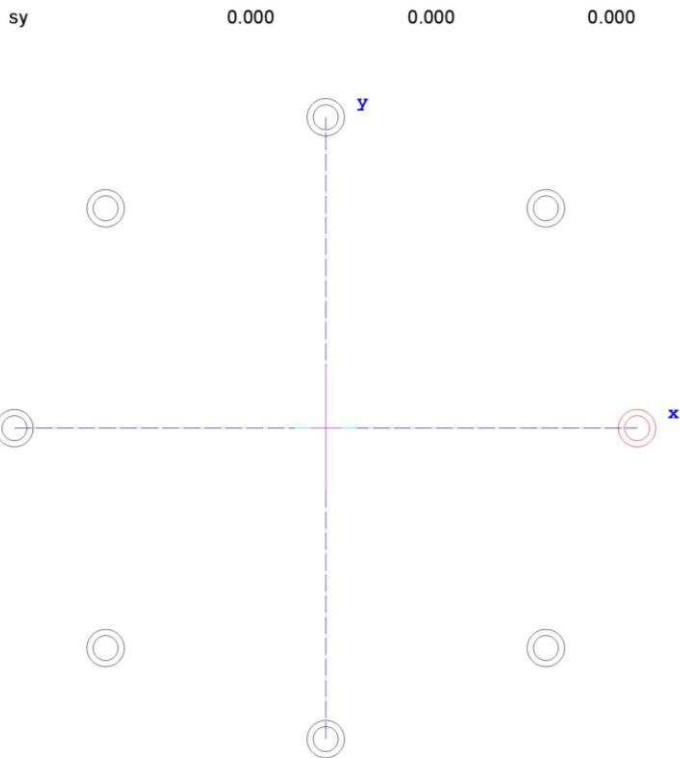


Figure: Bolt positions

Tightening technique:	Own Input		
Tightening factor		[αA]	1.60
Minim. tightening factor (scattering coef. of friction)		[αmin]	1.00
Load application factor		[n]	0.70
Enter the factor			
Coef. of friction in thread		[μG]	0.100/0.100
Coef. of friction at head support		[μK]	0.100/0.100
Bolt type:	Cylindrical screw with socket head bolt DIN EN ISO 4762:2004		
Reference diameter (mm)		[d]	16.00
Bolt length (mm)		[l]	55.00
Shank diameter (mm)		[d1]	16.00
Shank length (mm)		[l1]	6.00
Thread length (mm)		[b]	49.00
Outer diameter of head support (mm)		[dw]	23.17
Inner diameter of head support (mm)		[da]	17.70
Surface roughness (head bearing area) (μm)		[Rz]	16.00
Stressed cross section of screw (mm ²)		[As]	156.67
Addendum (mm)		[k]	16.00
Diameter of screw head (mm)		[dk]	24.00
Free thread length (mm)		[l3]	17.00
Width across flats (mm)		[s]	14.00
Reduction coefficient		[k1]	0.50

Strength class		8.8
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm]	800.00
Yield point (N/mm ²)	[Rp0.2]	640.00
Maximum yield point (N/mm ²)	[Rp,max]	640.00
Young's modulus screw (N/mm ²)	[ES]	205000.00

Clamped parts:	Plates	
Number of parts	[iP]	1

Part	A	
Material		S355J2 (St52.3 N)
Depth of Layer (mm)	[hi]	20.00
Young's modulus (N/mm ²)	[Ep]	206000.00
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[pG]	760.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00

Thread with pocket hole		
Clamping length (mm)	[lk]	20.00
Effective Clamping length (mm)	[lkeff]	23.00
(including washers and counter bore depth or extension sleeves)		

Through hole standard		ISO 273:1979 (DIN 273) medium
Diameter through hole (mm)	[dh]	17.50
Chamfer at head (mm)	[cK]	0.00

Washer bellow screw head:		
Standard		DIN EN ISO 7089:2000
External diameter (mm)	[d2]	29.48
Inner diameter (mm)	[d1]	17.27
Thickness (mm)	[h]	3.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	205000.00
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[pG]	1250.00

Blind hole		
Material		S355J2 (St52.3 N)
Counter bore depth (mm)	[ts]	0.00
Young's modulus (N/mm ²)	[Ep]	206000.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00

RESULTS:

Virtual outer diameter of base body:		
Diameter (mm)	[DA']	45.08
Diameter (mm)	[DA]	45.08
Diameter limit (mm)	[DA.Gr]	45.08
Cone angle (°)	[φ]	25.47
Ductility of flange (mm/N)	[δP]	2.136494e-007
Addition for plate resilience (mm/N)	[δPzu]	1.274785e-007
Ductility of screw (mm/N)	[δS]	1.274490e-006
Load factor for centric load introduction	[Φn]	0.1605
Amount of embedding (mm)	[fz]	0.0125
Preload loss (N)	[Fz]	8399.75

required assembly preload:		
-minimum (N)	[FMmin]	13226.47
-maximum (N)	[FMmax]	21162.35
Pretension force according table (N)	[FMtab]	83000.00
Screw force at yield point (N)	[FM0.2]	100000.00
attained assembly preload:		
-maximum (N)	[FM]	82920.51
(utilization of yield strength (%))	[%Re]	90.00
Pretension force (N)	[FV]	74520.76
Additional bolt load (N)	[FSA]	922.54
Additional plate load (N)	[FPA]	4826.71
Fatigue load (N/mm ²)	[σa]	0.00
Screw extension at FMmin (mm)	[fSmin]	0.01686
at FMmax (mm)	[fSmax]	0.02697
at FM (mm)	[fS]	0.10568
Part extension at FMmin (mm)	[fTmin]	0.00283
at FMmax (mm)	[fTmax]	0.00452
at FM (mm)	[fT]	0.01772

Calculation with maximum attained pretension force:

(utilization of yield strength (%))	[%Re]	90.00
Mounting-Pretension force (N)	[FM]	82920.51
Pretension force (N)	[FV]	74520.76
Additional clamping force (reserve) (N)	[FKres]	38598.85
Equivalent stress (N/mm ²)	[σred.M]	576.00
Equivalent stress (N/mm ²)	[σred.B]	556.19
Tightening torque (Nm)	[MA]	181.98
Loose torque (Nm)	[ML]	115.47
Surface pressure		
(below screw head) (N/mm ²)	[pK]	477.51
(below washer) (N/mm ²)	[p]	224.24

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

Mounting-Pretension force (N)	[FMmin]	13226.47
Equivalent stress (N/mm ²)	[σred.M_FMmin]	91.88
Equivalent stress (N/mm ²)	[σred.B_FMmin]	93.49
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmin]	29.03
Loose torque (Nm)	[ML_FMmin]	7.48
Surface pressure		
(below screw head) (N/mm ²)	[pK_FMmin]	80.58
(below washer) (N/mm ²)	[p]	37.84

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

Mounting-Pretension force (N)	[FMmax]	21162.35
Additional clamping force (reserve) (N)	[FKres]	38598.85
Equivalent stress (N/mm ²)	[σred.M_FMmax]	147.00
Equivalent stress (N/mm ²)	[σred.B_FMmax]	146.17
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmax]	46.44
Loose torque (Nm)	[ML_FMmax]	19.78
Surface pressure		
(below screw head) (N/mm ²)	[pK_FMmax]	125.78
(below washer) (N/mm ²)	[p]	59.07
Permissible equivalent stress (N/mm ²)	[σ.Mzul]	576.00

Permissible equivalent stress (N/mm ²)	[σ.Bzul]	640.00
Support area		
(below screw head) (mm ²)	[ApK]	175.58
(below washer) (mm ²)	[Ap]	373.91
Permissible surface pressure		
(below screw head) (N/mm ²)	[pKzul]	1250
(below washer) (N/mm ²)	[pzul]	760.00

SUMMARY:

The yield point must not be exceeded.

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

Safety against yield point	[SF]	4.38
Safety against fatigue	[SD]	1000.00
Safety against pressure	[SP]	9.94

Calculation with maximum attained pretension force:

Safety against yield point	[SF]	1.15
Safety against fatigue	[SD]	1000.00
Safety against pressure	[SP]	2.62

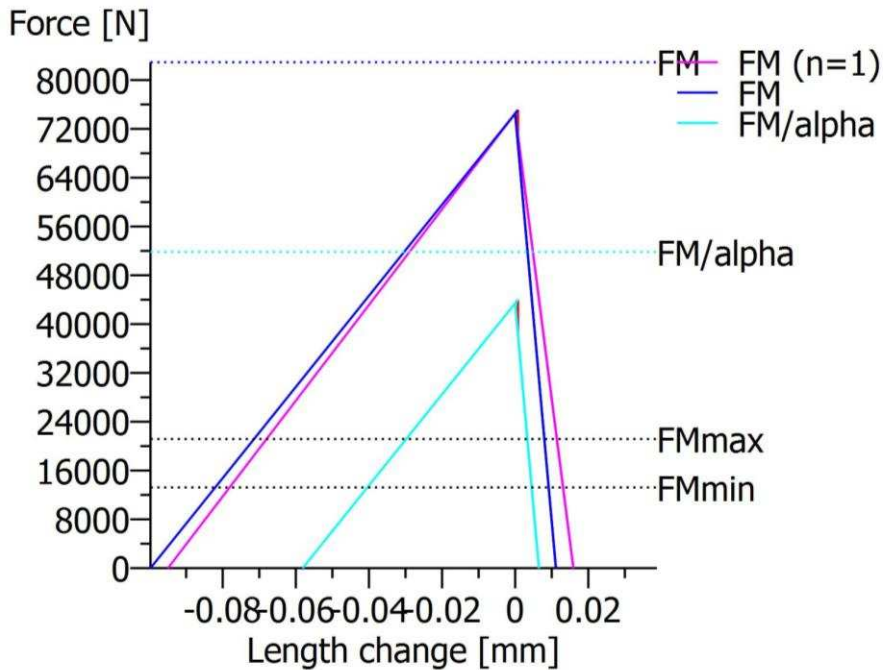


Figure: Display of restraint-diagram

Remarks:

- The safeties (SF, SD, SP) are calculated according to VDI2230.
- Calculating safeties with the maximal assembly preload (FMmax).
- Safety against sliding [SG = FKR/FKerf] is calculated with:
FKR: with FM/αA, FKerf = FKQ + FKP

- The calculation of the normal values for 90% usage (Preload and tightening torque) follows the corresponding equation according VDI 2230. These values correspond with the values in the tables in the VDI Standard. Small differences may however occur..
- Surface pressure under washers: Maximum external diameter for calculating the support area is $d_w + 1.6 \cdot h_s$ (VDI 2230: 2015, Formula 194).
- Total required clamp load according to (R2/4): $F_{Kerf} \geq \text{Maxi}(F_{KA} + F_{KP}, F_{KQ})$

End of Report

lines: 238

Name : Viko_prave_hridel4_M30

Changed by: User on: 15.04.2017 at: 19:28:51

Bolt calculation according to VDI 2230:2015

INPUTS:

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

The forces are calculated under the assumption of rigid plates.

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

Calculation using assembly temperature

Assembly temperature (°C)	[TM]	20.00	
Thread standard	Standard thread		
Label	M30		
Pitch (mm)	[P]	3.50	
Flank angle (°)	[β]	60.00	
Reference diameter (mm)	[d]	30.00	
Flank diameter (mm)	[d2]	27.73	
Core diameter (mm)	[d3]	25.71	
Nominal cross section of thread (mm²)	[AN]	706.86	
Core cross section of the thread (mm²)	[Ad3]	518.99	
Thread manufacturing	Final heat treated		
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00	
Axial force at flange (N)	[FaU/FaO]	73590.00 /	73590.00
Shearing force at flange (N)	[Fqx]	0.00	
Shearing force at flange (N)	[Fqy]	0.00	
Torque at flange (Nm)	[Mt]	0.00	
Bending moment at flange (Nm)	[MbxU/MbxO]	0.00 /	0.00
Bending moment at flange (Nm)	[MbyU/MbyO]	0.00 /	0.00
Required clamping force for sealing (N)	[Fd]	0.00	
Coefficient of friction between parts	[µ]	0.100	
Number of screws	[n]	12	
Chosen screw	[no.]	1	
Axial force at single screw (N)	[FAU/FAO]	6132.50 /	6132.50
Required clamping force:			
For shearing force transmission (N)	[FKQ]	0.00	
For sealing (N)	[FKP]	0.00	

Load on single screws

No.	X [mm]	Y [mm]	Factor	Fa1 [N]	Fa2 [N]	Fkerf [N]
1	320.00	0.00	1.00	6132.50	6132.50	0.00
2	277.13	160.00	1.00	6132.50	6132.50	0.00
3	160.00	277.13	1.00	6132.50	6132.50	0.00
4	0.00	320.00	1.00	6132.50	6132.50	0.00
5	-160.00	277.13	1.00	6132.50	6132.50	0.00
6	-277.13	160.00	1.00	6132.50	6132.50	0.00
7	-320.00	0.00	1.00	6132.50	6132.50	0.00
8	-277.13	-160.00	1.00	6132.50	6132.50	0.00
9	-160.00	-277.13	1.00	6132.50	6132.50	0.00
10	-0.00	-320.00	1.00	6132.50	6132.50	0.00
11	160.00	-277.13	1.00	6132.50	6132.50	0.00

12 277.13 -160.00 1.00 6132.50 6132.50 0.00

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

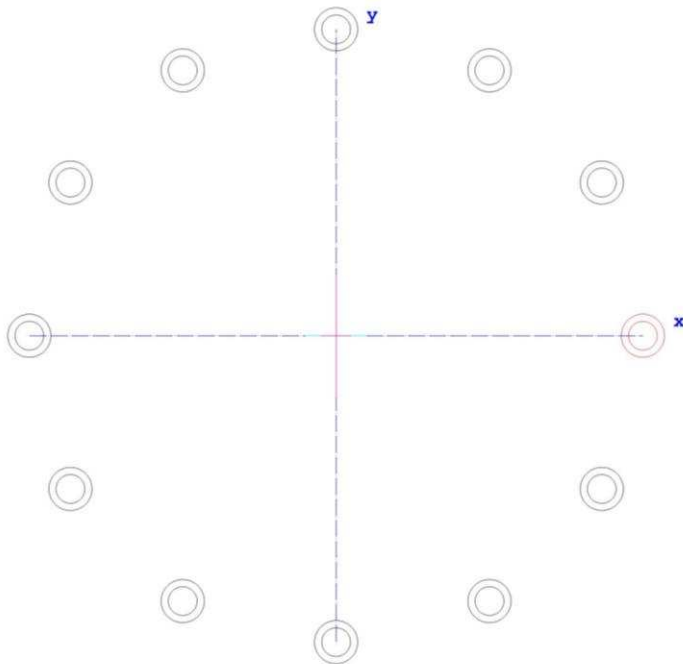


Figure: Bolt positions

Tightening technique:	Own Input		
Tightening factor		[αA]	1.60
Minim. tightening factor (scattering coef. of friction)		[αmin]	1.00
Load application factor		[n]	0.70
Enter the factor			
Coef. of friction in thread		[μG]	0.100/0.100
Coef. of friction at head support		[μK]	0.100/0.100
Bolt type:	Cylindrical screw with socket head bolt DIN EN ISO 4762:2004		
Reference diameter (mm)		[d]	30.00
Bolt length (mm)		[l]	90.00
Shank diameter (mm)		[d1]	30.00
Shank length (mm)		[l1]	10.50
Thread length (mm)		[b]	79.50
Outer diameter of head support (mm)		[dw]	43.61
Inner diameter of head support (mm)		[da]	33.40
Surface roughness (head bearing area) (μm)		[Rz]	16.00
Stressed cross section of screw (mm ²)		[As]	560.59
Addendum (mm)		[k]	30.00

Diameter of screw head (mm)	[dk]	45.00
Free thread length (mm)	[l3]	23.50
Width across flats (mm)	[s]	22.00
Reduction coefficient	[k1]	0.50

Strength class		8.8
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm]	830.00
Yield point (N/mm ²)	[Rp0.2]	660.00
Maximum yield point (N/mm ²)	[Rp,max]	660.00
Young's modulus screw (N/mm ²)	[ES]	205000.00

Clamped parts:	Plates	
Number of parts	[iP]	1

Part	A	
Material		S355J2 (St52.3 N)
Depth of Layer (mm)	[hi]	30.00
Young's modulus (N/mm ²)	[Ep]	206000.00
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[pG]	760.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00

Thread with pocket hole		
Clamping length (mm)	[lk]	30.00
Effective Clamping length (mm)	[lkeff]	34.00
(including washers and counter bore depth or extension sleeves)		

Through hole standard		ISO 273:1979 (DIN 273) medium
Diameter through hole (mm)	[dh]	33.00
Chamfer at head (mm)	[cK]	0.00

Washer bellow screw head:		
Standard		DIN EN ISO 7089:2000
External diameter (mm)	[d2]	55.26
Inner diameter (mm)	[d1]	31.39
Thickness (mm)	[h]	4.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	205000.00
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[pG]	1250.00

Blind hole		
Material		S355J2 (St52.3 N)
Counter bore depth (mm)	[ts]	0.00
Young's modulus (N/mm ²)	[Ep]	206000.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00

RESULTS:

Virtual outer diameter of base body:		
Diameter (mm)	[DA']	73.99
Diameter (mm)	[DA]	73.99
Diameter limit (mm)	[DA.Gr]	73.99
Cone angle (°)	[φ]	24.07
Ductility of flange (mm/N)	[δP]	1.067643e-007
Addition for plate resilience (mm/N)	[δPzu]	6.798852e-008

Ductility of screw (mm/N)	[δS]	5.851291e-007
Load factor for centric load introduction	[Φn]	0.1768
Amount of embedding (mm)	[fz]	0.0125
Preload loss (N)	[Fz]	18066.37
required assembly preload:		
-minimum (N)	[FMmin]	23114.64
-maximum (N)	[FMmax]	36983.43
Pretension force according table (N)	[FMtab]	305000.00
Screw force at yield point (N)	[FM0.2]	370000.00
attained assembly preload:		
-maximum (N)	[FM]	307043.98
(utilization of yield strength (%))	[%Re]	90.00)
Pretension force (N)	[FV]	288977.61
Additional bolt load (N)	[FSA]	1084.23
Additional plate load (N)	[FPA]	5048.27
Fatigue load (N/mm ²)	[σa]	0.00
Screw extension at FMmin (mm)	[fSmin]	0.01353
at FMmax (mm)	[fSmax]	0.02164
at FM (mm)	[fS]	0.17966
Part extension at FMmin (mm)	[fTmin]	0.00247
at FMmax (mm)	[fTmax]	0.00395
at FM (mm)	[fT]	0.03278

Calculation with maximum attained pretension force:

(utilization of yield strength (%))	[%Re]	90.00)
Mounting-Pretension force (N)	[FM]	307043.98
Pretension force (N)	[FV]	288977.61
Additional clamping force (reserve) (N)	[FKres]	168787.85
Equivalent stress (N/mm ²)	[σred.M]	594.00
Equivalent stress (N/mm ²)	[σred.B]	570.62
Tightening torque (Nm)	[MA]	1256.78
Loose torque (Nm)	[ML]	856.58
Surface pressure		
(below screw head) (N/mm ²)	[pK]	498.96
(below washer) (N/mm ²)	[p]	277.85

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

Mounting-Pretension force (N)	[FMmin]	23114.64
Equivalent stress (N/mm ²)	[σred.M_FMmin]	44.72
Equivalent stress (N/mm ²)	[σred.B_FMmin]	44.68
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmin]	94.61
Loose torque (Nm)	[ML_FMmin]	14.96
Surface pressure		
(below screw head) (N/mm ²)	[pK_FMmin]	39.19
(below washer) (N/mm ²)	[p]	21.82

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

Mounting-Pretension force (N)	[FMmax]	36983.43
Additional clamping force (reserve) (N)	[FKres]	168787.85
Equivalent stress (N/mm ²)	[σred.M_FMmax]	71.55
Equivalent stress (N/mm ²)	[σred.B_FMmax]	70.37
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmax]	151.38
Loose torque (Nm)	[ML_FMmax]	56.07
Surface pressure		

(below screw head) (N/mm ²)	[pK_FMmax]	61.64
(below washer) (N/mm ²)	[p]	34.33
Permissible equivalent stress (N/mm ²)	[σ.Mzul]	594.00
Permissible equivalent stress (N/mm ²)	[σ.Bzul]	660.00
Support area		
(below screw head) (mm ²)	[ApK]	617.54
(below washer) (mm ²)	[Ap]	1108.98
Permissible surface pressure		
(below screw head) (N/mm ²)	[pKzul]	1250
(below washer) (N/mm ²)	[pzul]	760.00

SUMMARY:

The yield point must not be exceeded.

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

Safety against yield point	[SF]	9.38
Safety against fatigue	[SD]	1000.00
Safety against pressure	[SP]	20.28

Calculation with maximum attained pretension force:

Safety against yield point	[SF]	1.16
Safety against fatigue	[SD]	1000.00
Safety against pressure	[SP]	2.51

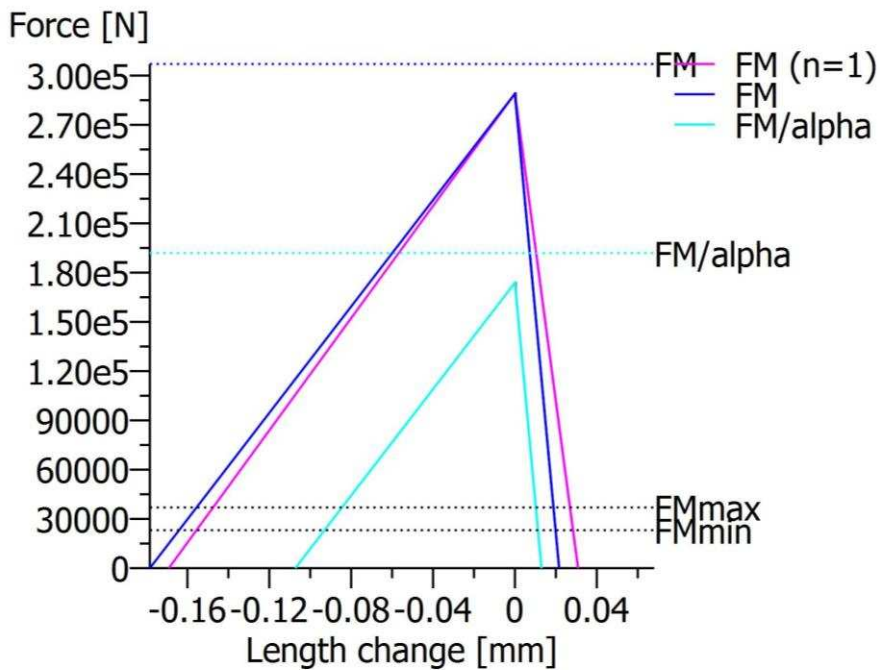


Figure: Display of restraint-diagram

Remarks:

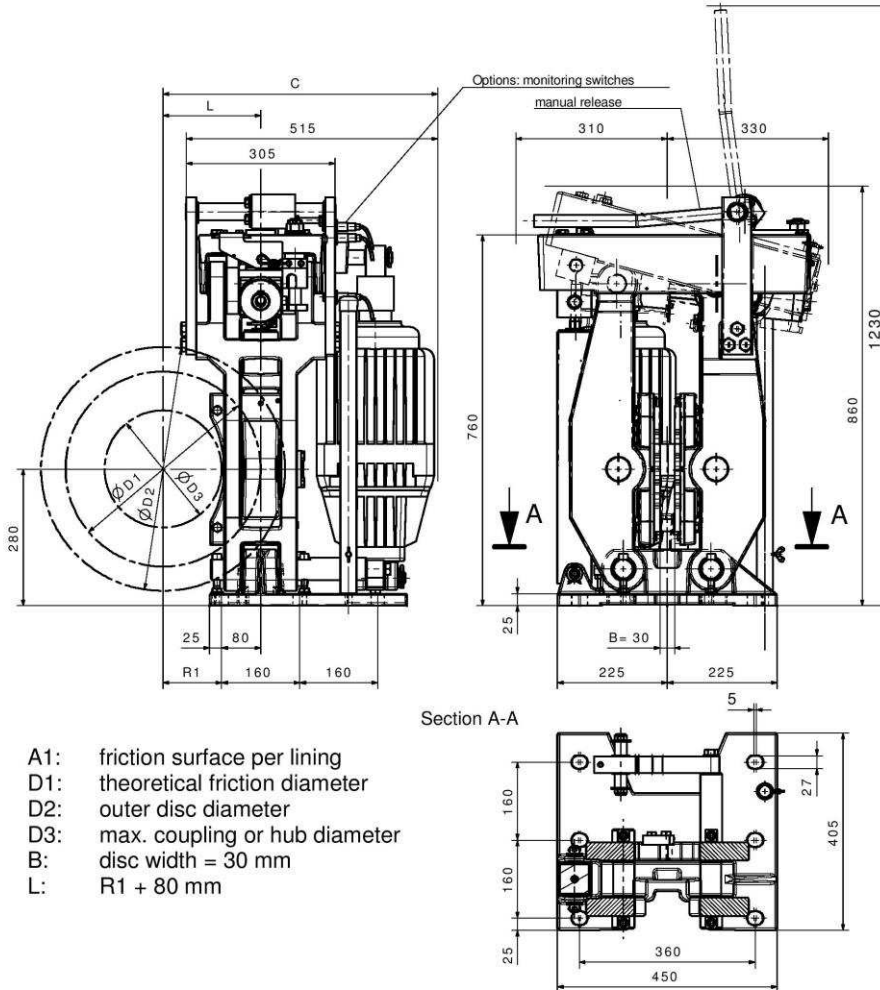
- The safeties (SF, SD, SP) are calculated according to VDI2230.
- Calculating safeties with the maximal assembly preload (FMmax).
- Safety against sliding [SG = FKR/FKerf] is calculated with:
FKR: with FM/αA, FKerf = FKQ + FKP
- The calculation of the normal values for 90% usage (Preload and tightening torque) follows the corresponding equation according VDI 2230. These values correspond with the values in the tables in the VDI Standard. Small differences may however occur..
- Surface pressure under washers: Maximum external diameter for calculating the support area is dw + 1.6*hs (VDI 2230: 2015, Formula 194).
- Total required clamp load according to (R2/4): FKerf >= Maxi(FKA + FKP, FKQ)

End of Report

lines: 242

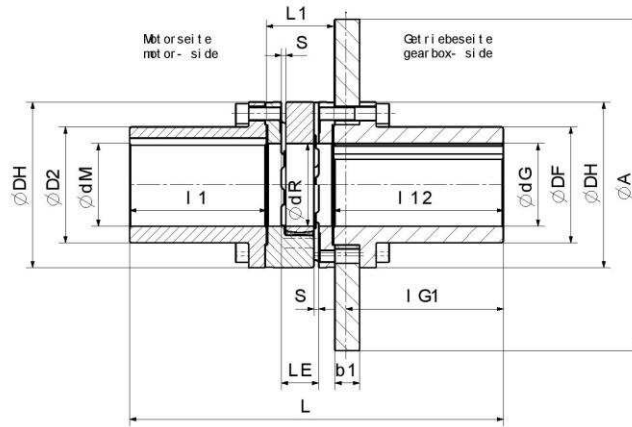
PŘÍLOHA č. 8

Kotoučová brzda se spojkou



- A1: friction surface per lining
- D1: theoretical friction diameter
- D2: outer disc diameter
- D3: max. coupling or hub diameter
- B: disc width = 30 mm
- L: R1 + 80 mm

					thruster-type Ed 121/6 = Eldro EB 1250-60 = Elhy		thruster-type Ed 201/6 = Eldro EB 2000-60 = Elhy		thruster-type Ed 301/6 = Eldro EB 3000-60 = Elhy	
weight without thruster: ~250 kg					Braking torque M in Nm with $\mu = 0,35$					
D2	D1	D3	R1	C	M_{min}	M_{max}	M_{min}	M_{max}	M_{min}	M_{max}
450	350	190	95	537,5	2450	3650	3430	4900	4280	8400
500	400	240	120	562,5	2800	4200	3920	5600	4900	9600
560	460	300	150	592,5	3220	4800	4500	6400	5635	11100
630	530	370	185	627,5	3710	5550	5190	7400	6493	12800
710	610	450	225	667,5	4270	6400	5970	8500	7470	14700
800	700	530	270	712,5	4900	7300	6860	9800	8570	16900

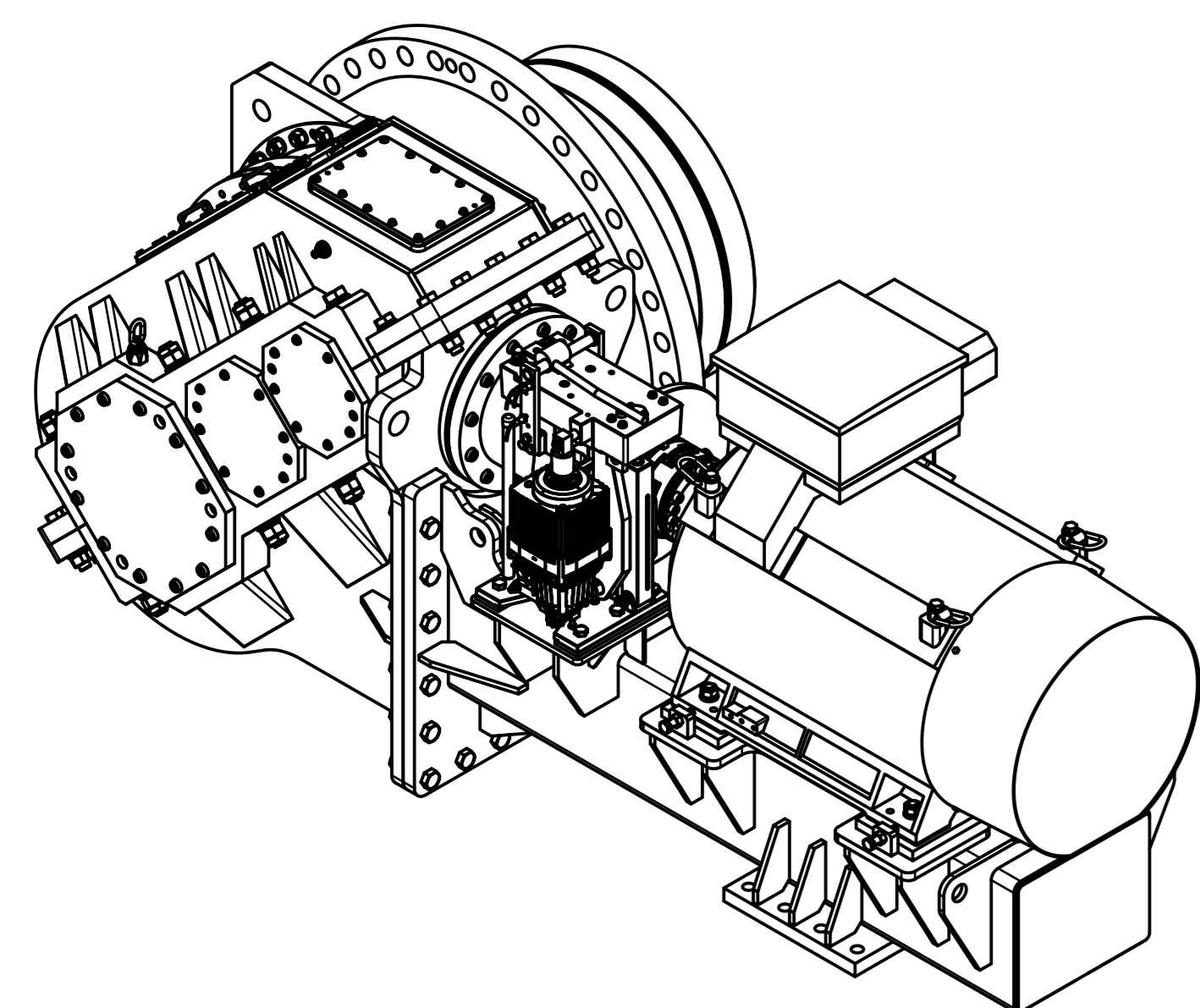
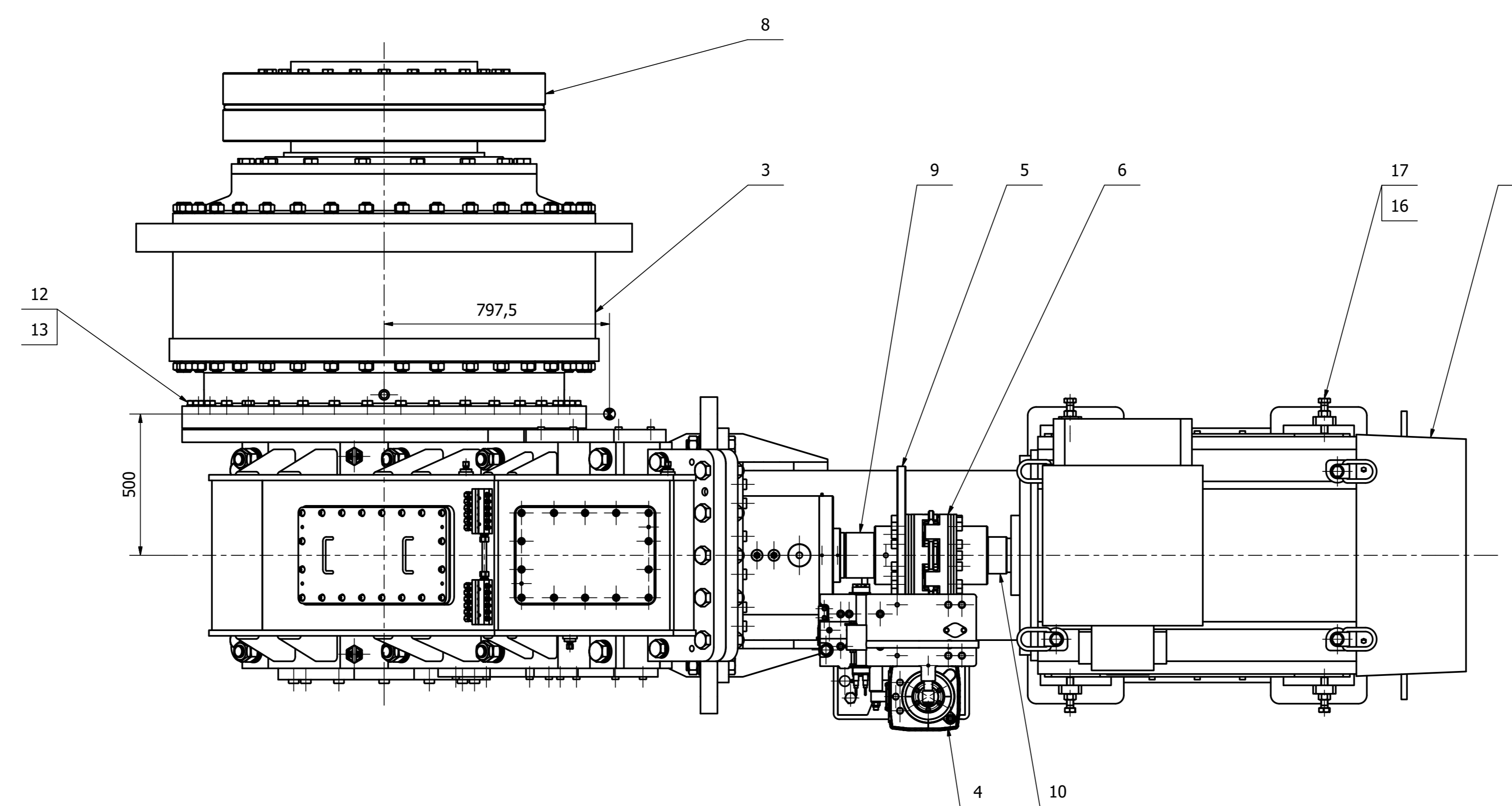
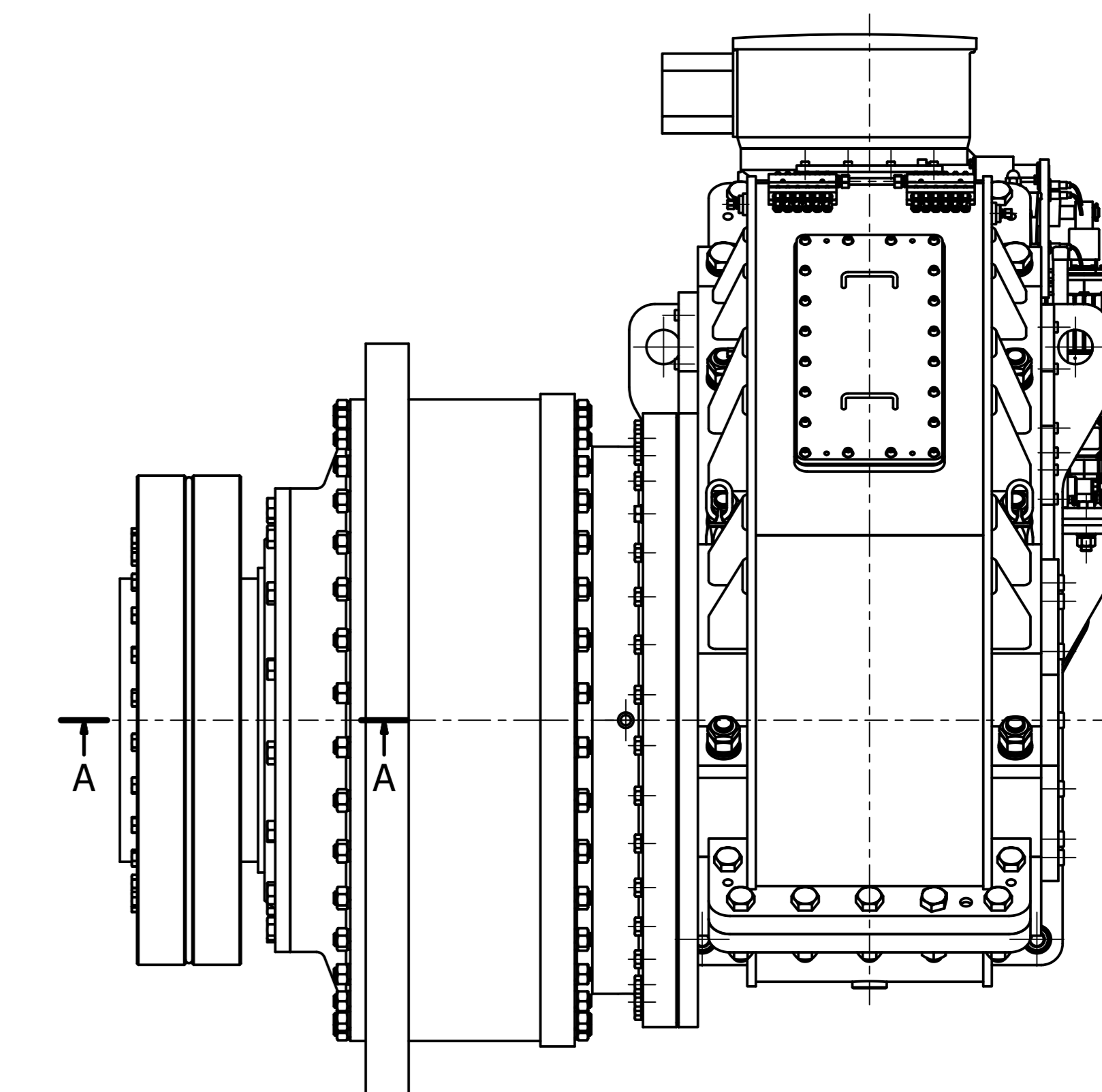
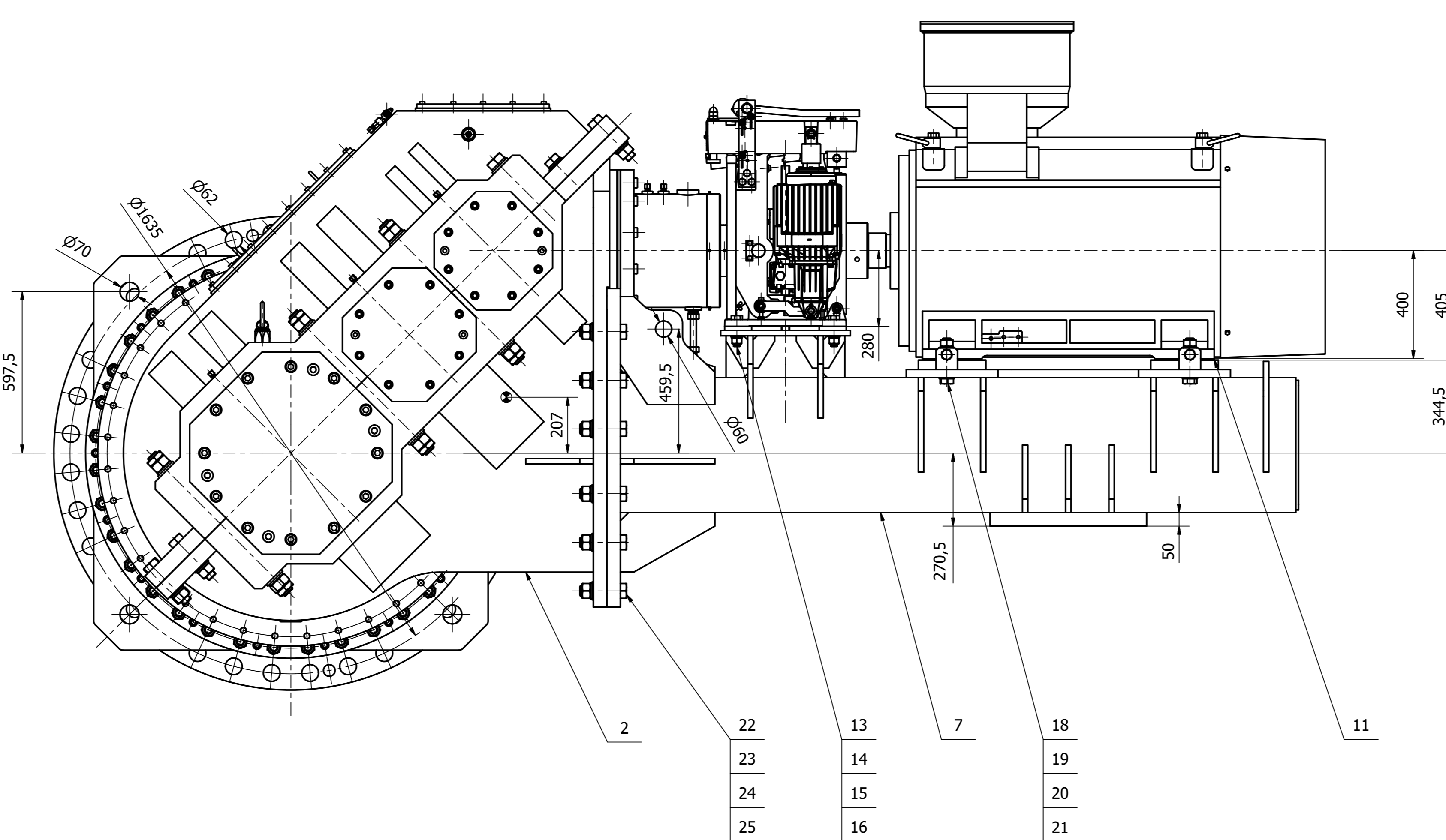
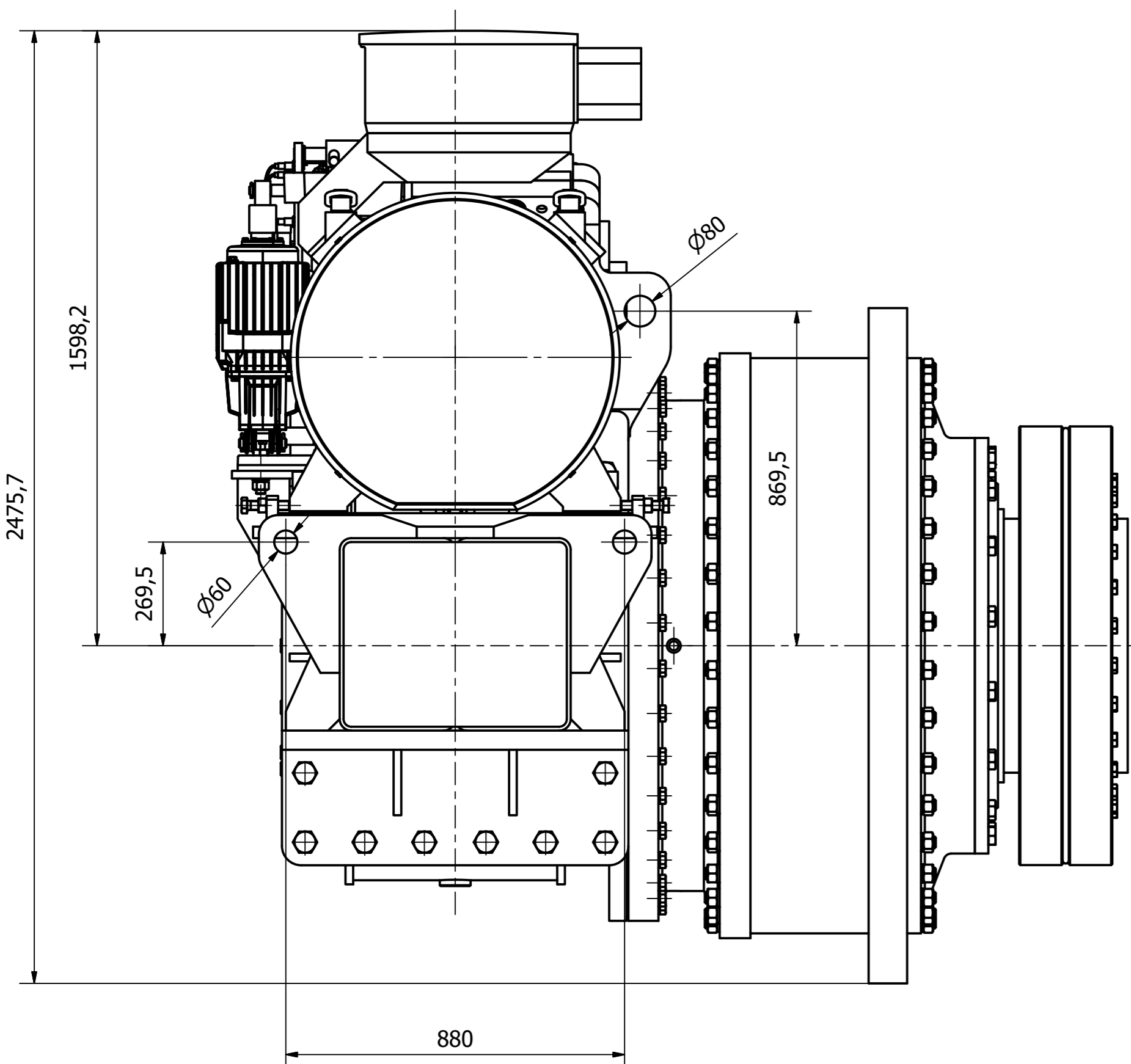
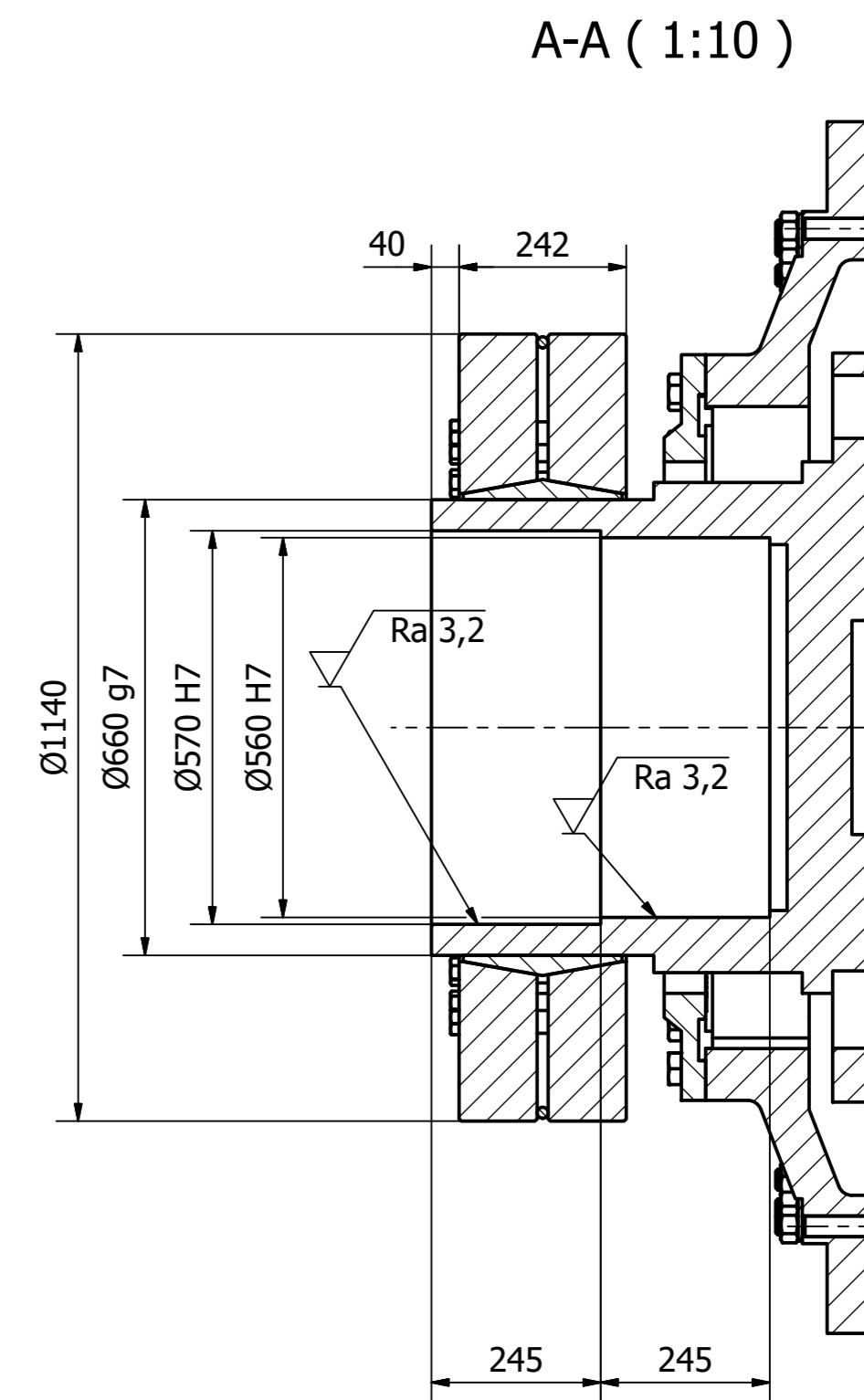
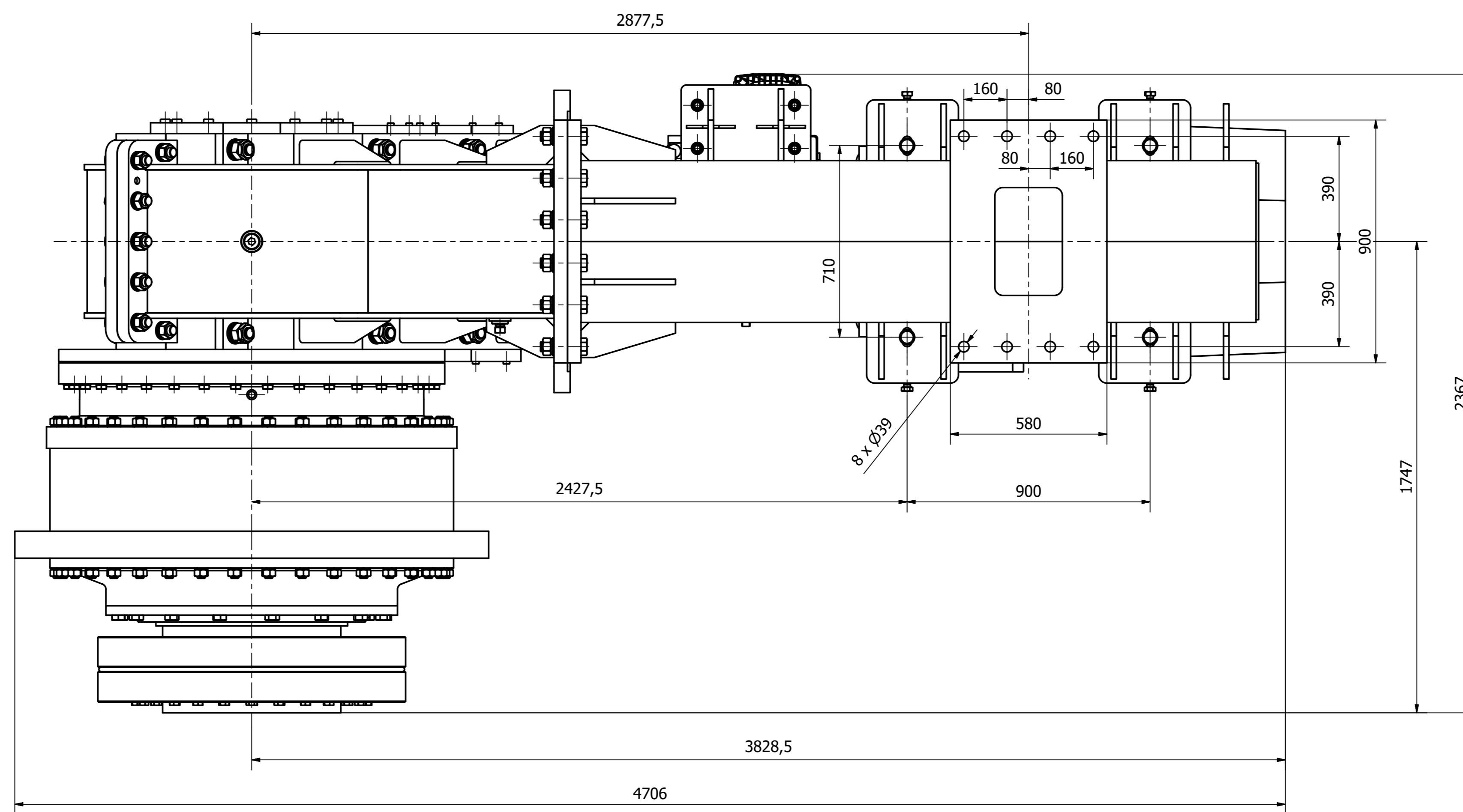


Coupling Size		AFC-65	AFC-75	AFC-90	AFC-100	AFC-110	AFC-125	AFC-140	AFC-160
T _{kn}	Nm	940	1920	3600	4950	7200	10000	12800	19200
T _{kmax}	Nm	1880	3840	7200	9900	14400	20000	25600	38400
n _{max}	rpm	3450	3250	3000	2800	2600	2250	1800	1500
ØdG/ØdM pilot bore	mm	28	28	38	48	48	58	58	78
max. bore	mm	65	75	100	110	125	145	165	190
ØDH	mm	135	160	200	225	255	290	320	370
ØD2	mm	94	108	142	158	178	206	235	270
ØDF	mm	92	108	140	158	176	206	235	270
ØdR	mm	68	80	100	113	127	147	165	190
I1	mm	113.5	133	165.5	155	203.5	200.5	247	229
I12	mm	166	166.5	206.5	206.5	212.0	212.0	252.5	252.5
IG1	mm	150	150	190	190	195	195	235	235
L1	mm	65	75	82	97	103	116	128	146
L	mm	344.5	374.5	454	458.5	518.5	528.5	627.5	627.5
LE	mm	35	40	45	50	55	60	65	75
S	mm	4.5	5	5.5	6	6.5	7	7.5	9
Cylinder bolt DIN912-12.9	Qty.	12xM10x30 12xM10x60	15xM12x40 15xM12x70	15xM16x40 15xM16x70	15xM16x50 15xM16x80	15xM20x50 15xM20x80	15xM20x60 15xM20x90	15xM20x60 15xM20x90	15xM24x70 15xM24x100
Ma	Nm	83	120	295	295	580	580	580	1000
ØAx b1 brake disc		* Design, weight m, moment of inertia J							
Ø315x30	kg	30,7							
	kgm ²	0,254							
Ø355x30	kg	36							
	kgm ²	0,393							
Ø400x30	kg	42,3	50,5	64,4					
	kgm ²	0,616	0,627	0,759					
Ø450x30	kg	50,1	58,3	72					
	kgm ²	0,969	0,978	1,104					
Ø500x30	kg		67,1	80,8	94,3	113,4			
	kgm ²		1,472	1,595	1,773	1,97			
Ø560x30	kg		78,9	92,6	106,1	124,9	150,5		
	kgm ²		2,297	2,417	2,6	2,776	3,268		
Ø630x30	kg			108	121,5	140,3	165,9	208,2	
	kgm ²			3,774	3,968	4,127	4,622	5,411	
Ø710x30	kg			127,8	141,3	160,1	185,5	228	281
	kgm ²			5,992	6,18	6,32	6,842	7,62	9,434
Ø800x30	kg					185,3	210,9	253,2	306,2
	kgm ²					9,909	10,412	11,193	13,02

When selecting the coupling assembly, setting and maintenance instructions have to be observed. Other disc diameters upon request. Other dimensions upon request. Individual balancing of coupling components available upon request. Axial fixing of coupling hub possible with set- screw above the key upon request. Weight and inertia indicated for max. bore ØdG and ØdM.

Alterations reserved

SIBRE Siegerland-Bremsen GmbH – Auf der Stücke 1-5 – D-35708 Haiger, Germany
Tel.: +49 2773 94000 – Fax: +49 2773 9400-10 – e-mail: info@sibre.de – www.sibre.de

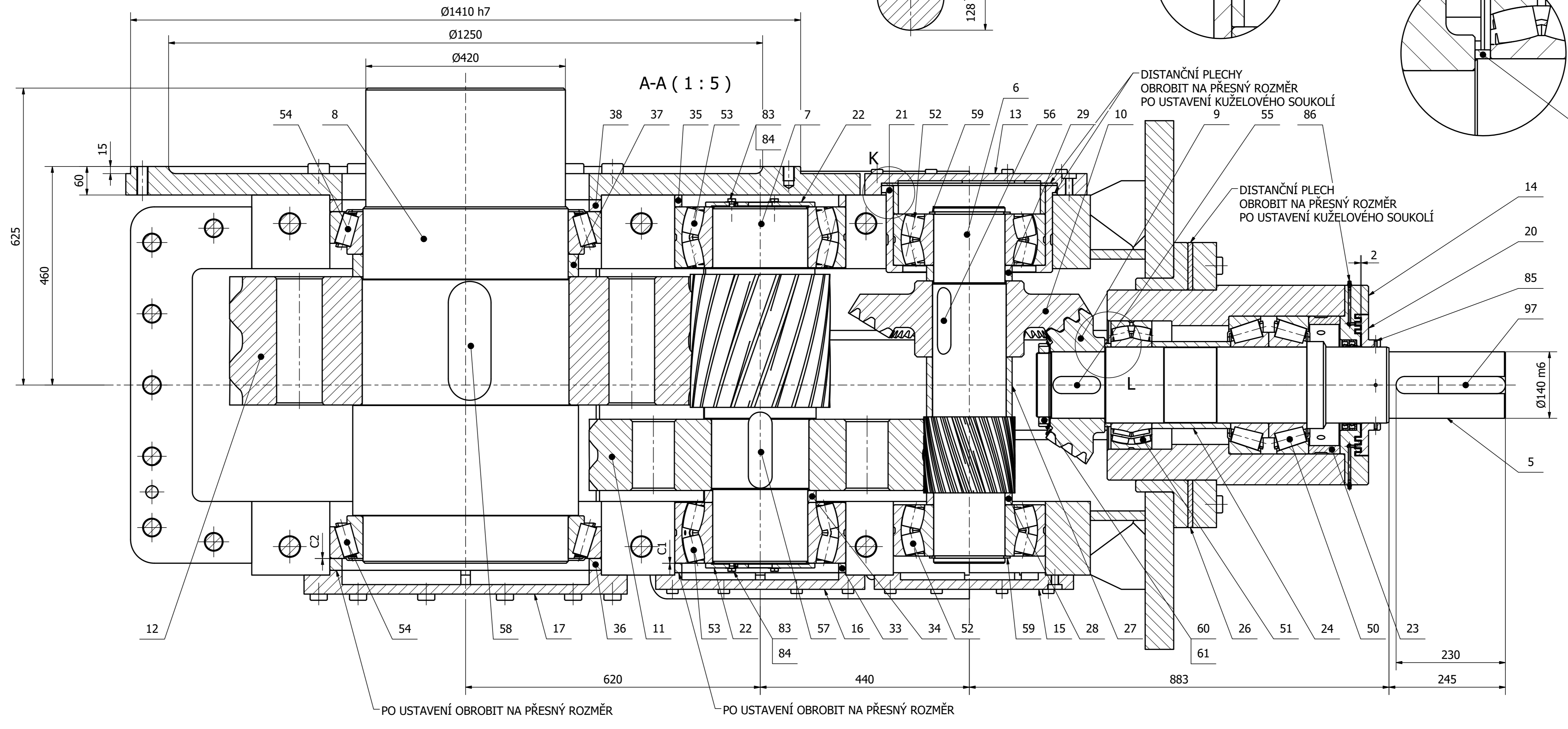
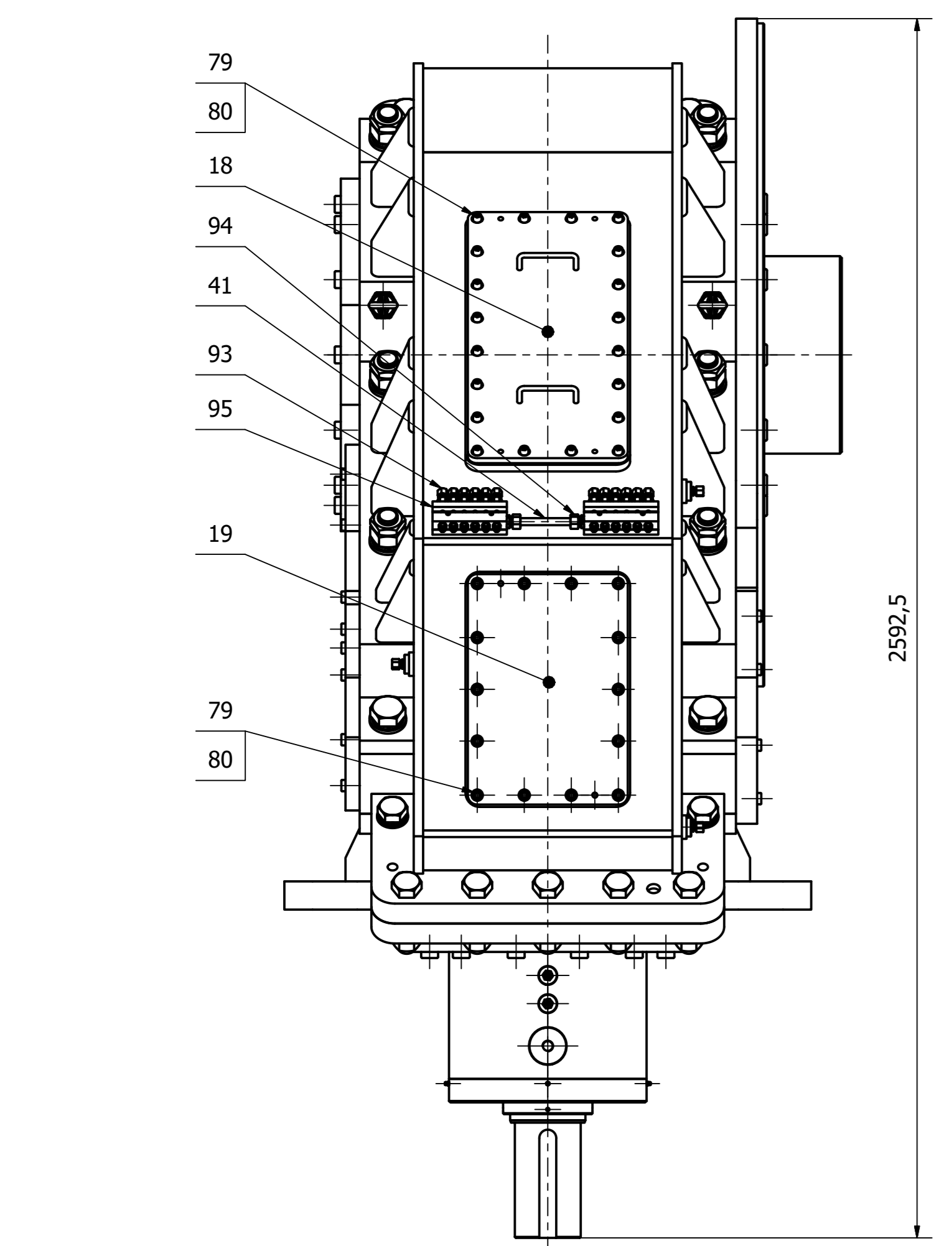
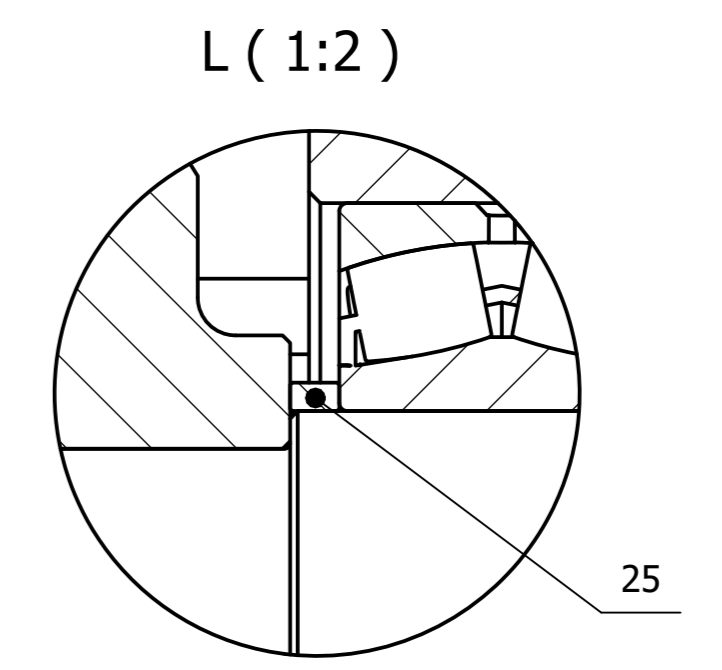
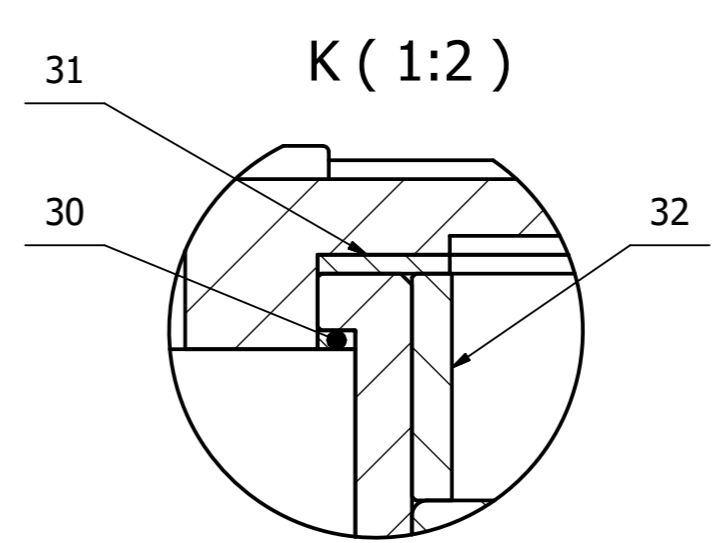
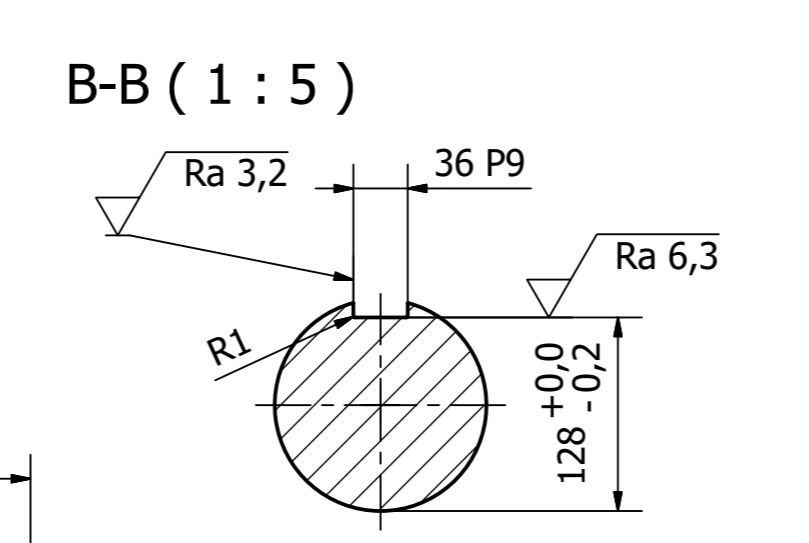
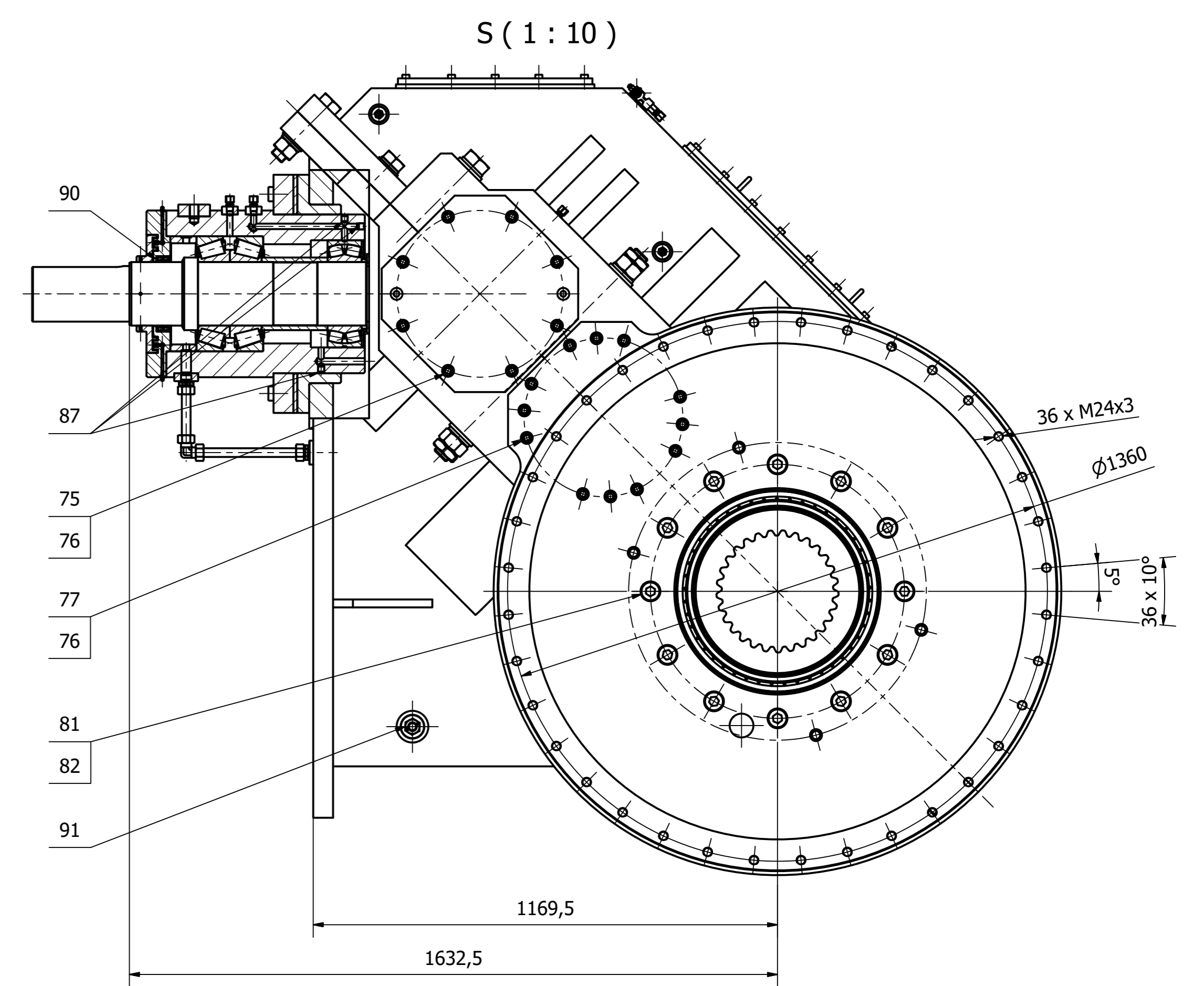
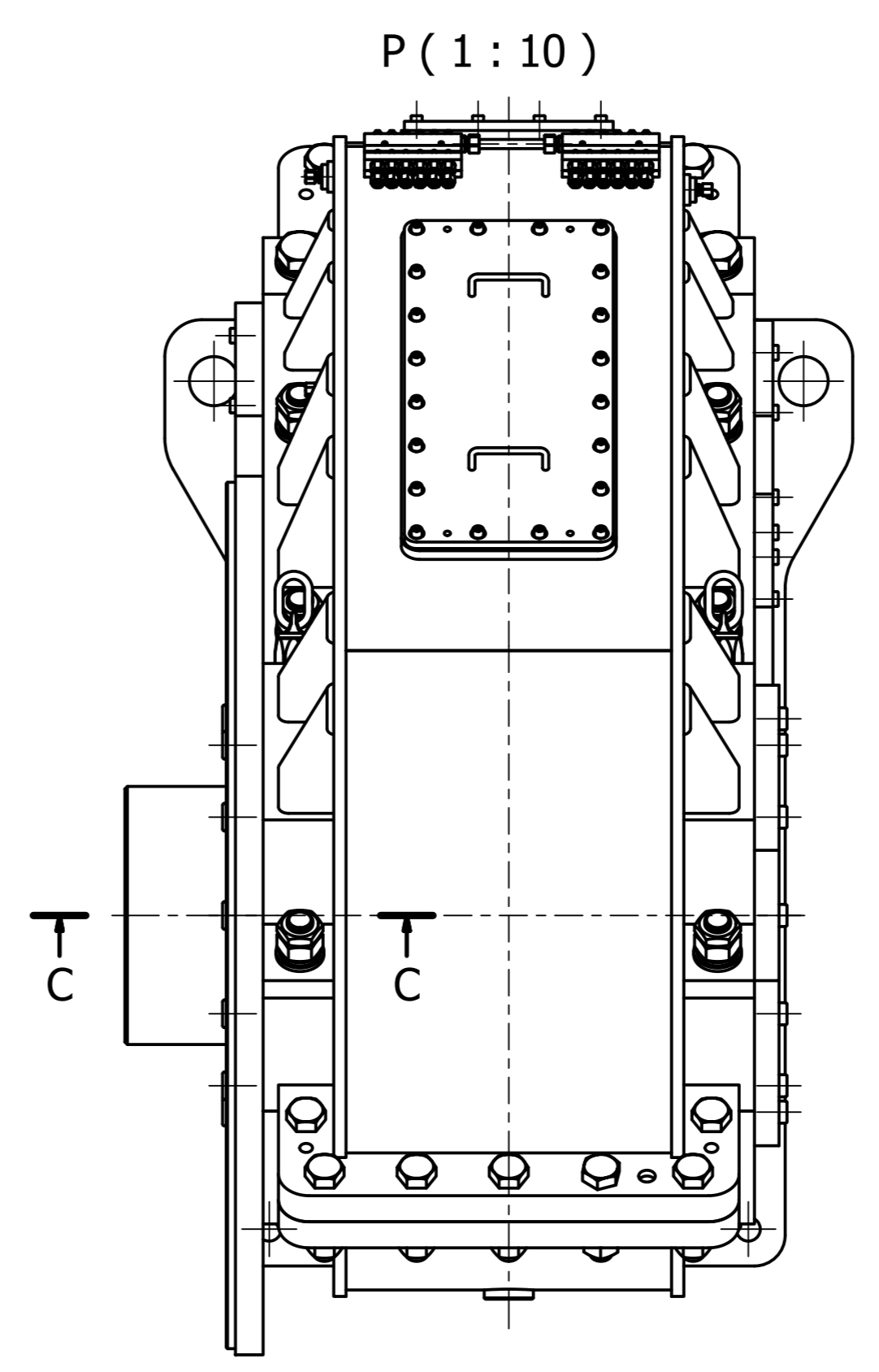
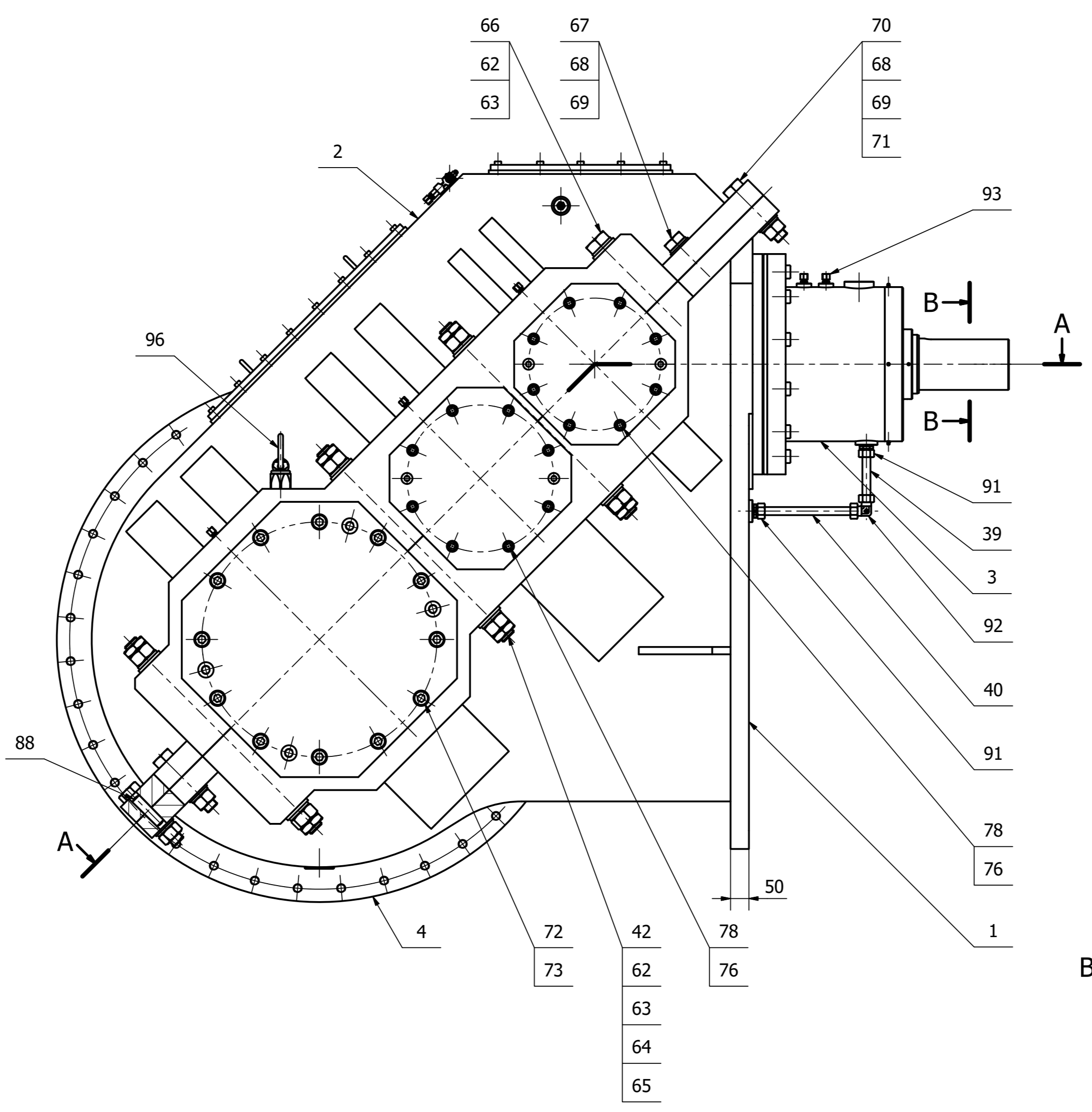
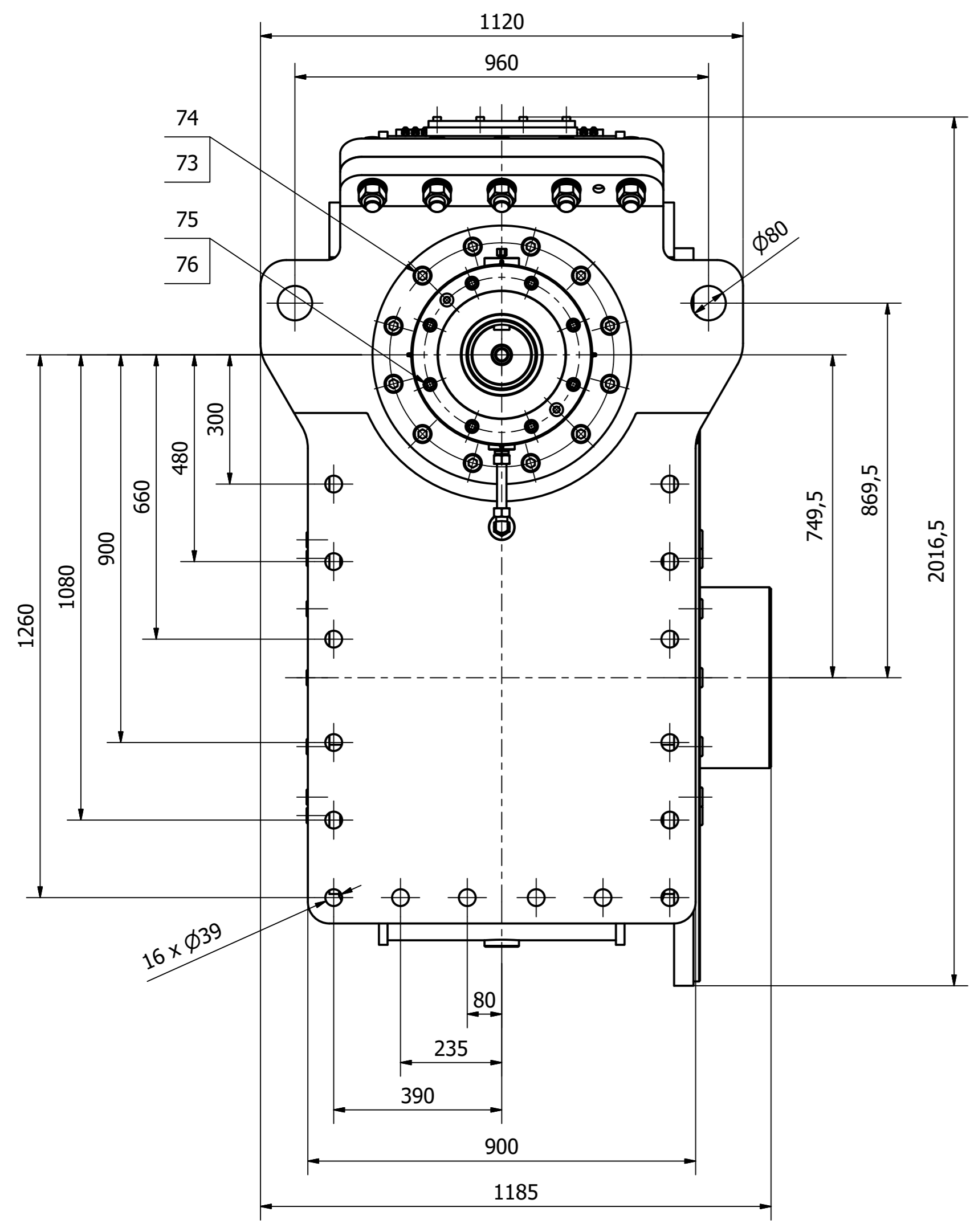
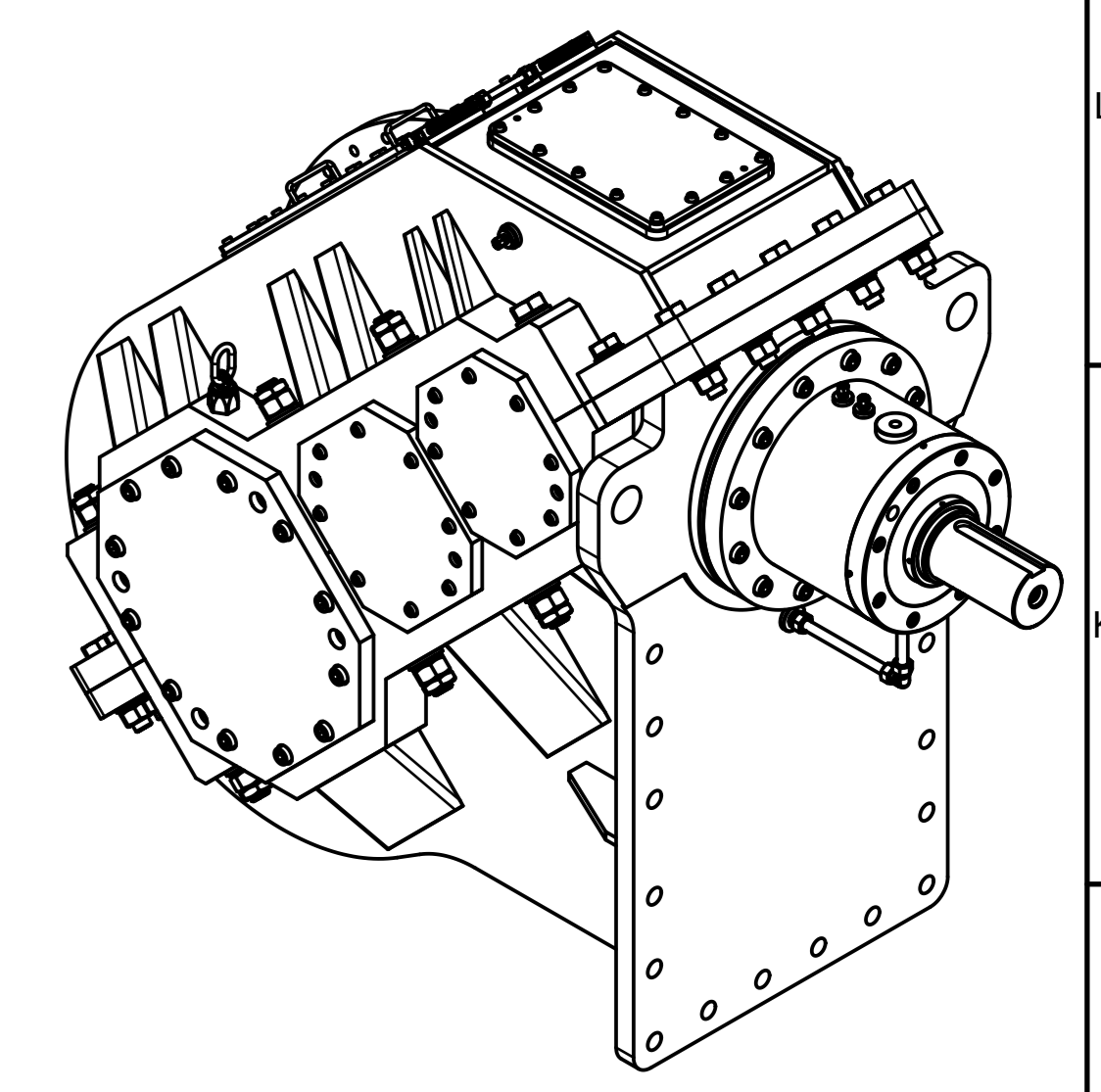
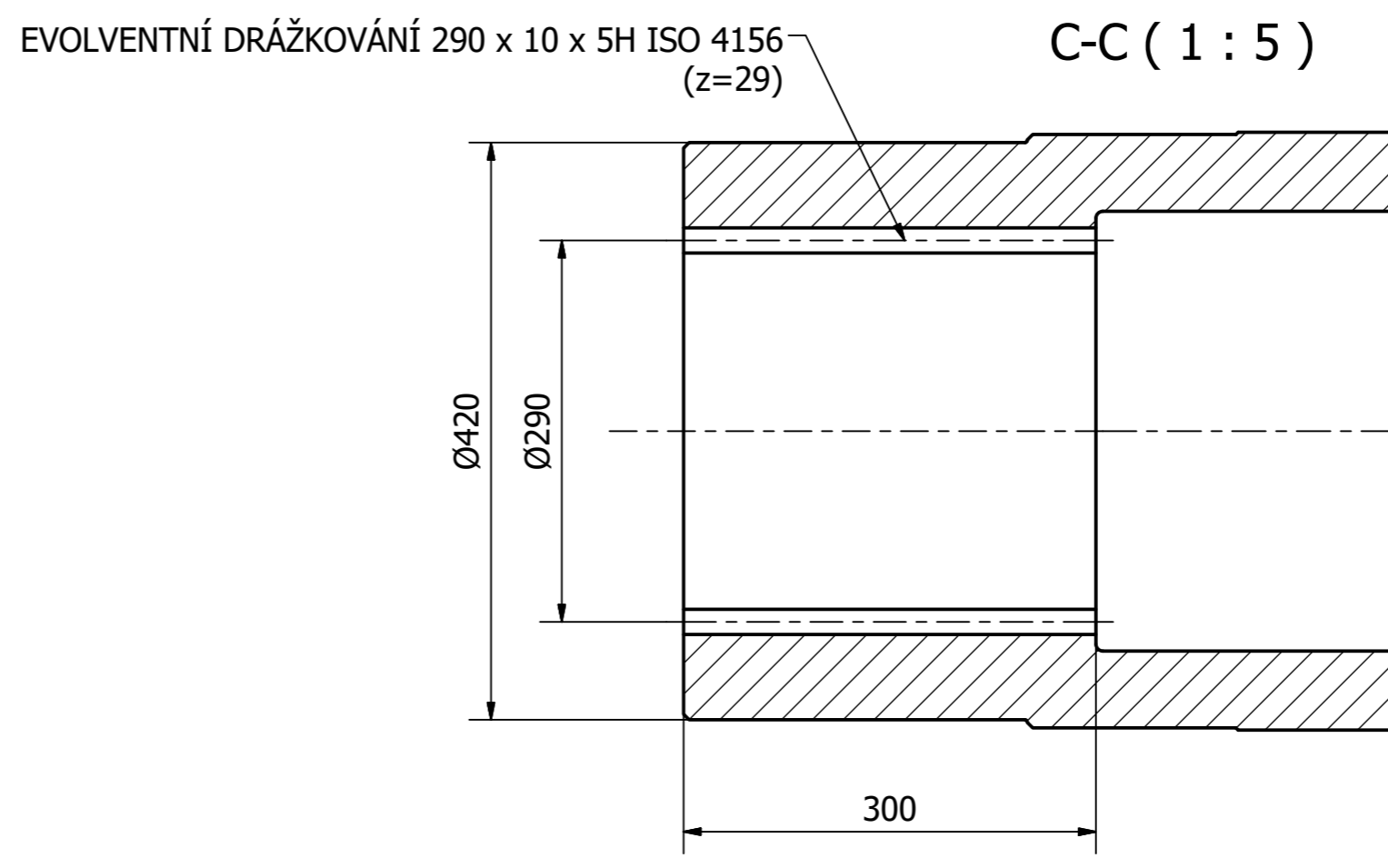
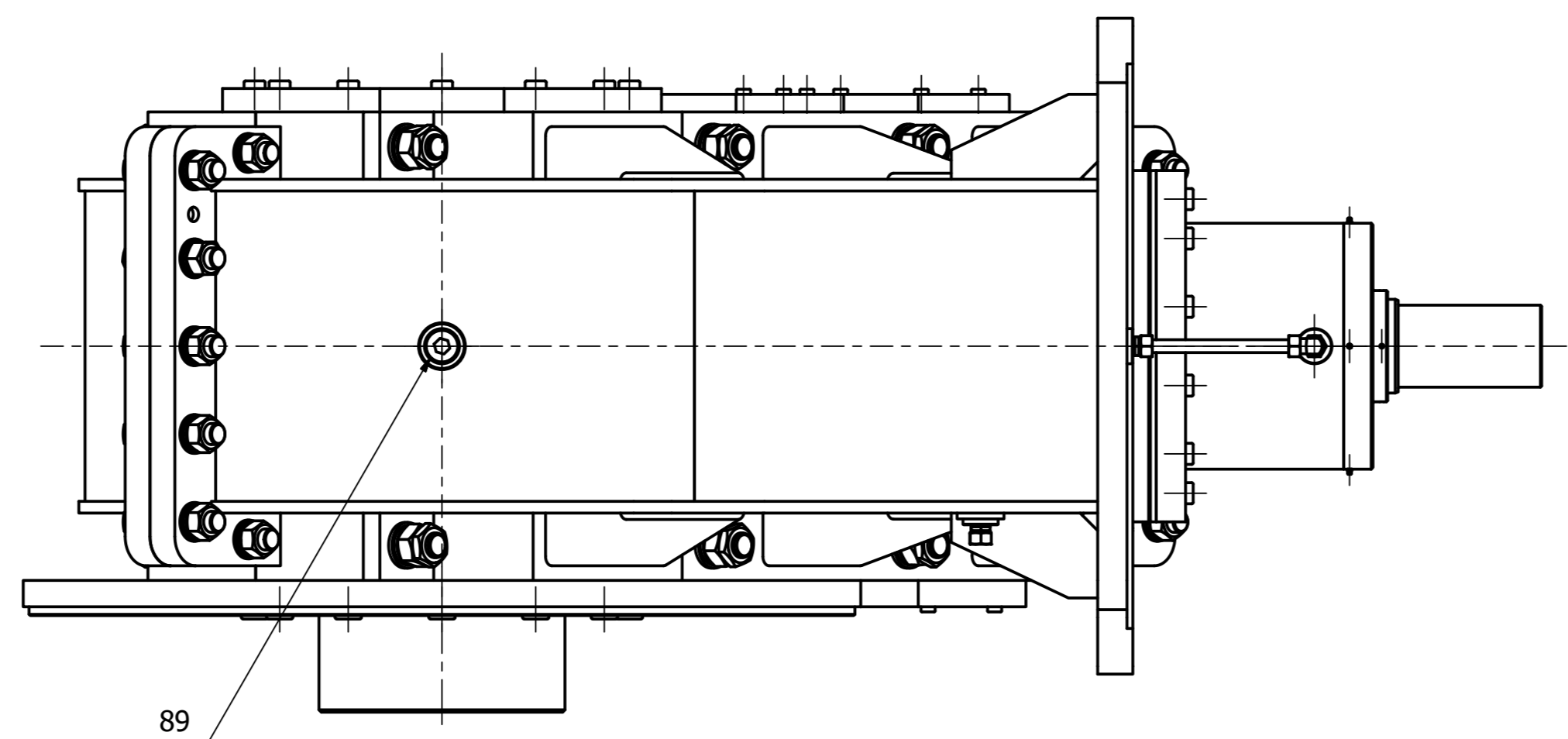


Velikost závitu	Pevnostní třída	Utahovací moment [Nm]	Pevnostní třída	Utahovací moment [Nm]	Pevnostní třída	Utahovací moment [Nm]
M6	8.8	9,7	10.9	14,3	12.9	16,7
M8	8.8	24,5	10.9	35,9	12.9	42
M10	8.8	48,4	10.9	71	12.9	83
M12	8.8	94	10.9	123	12.9	229
M16	8.8	137	10.9	307	12.9	359
M20	8.8	266	10.9	596	12.9	698
M24	8.8	459	10.9	1027	12.9	1202
M30	8.8	924	10.9	2069	12.9	2421
M36	8.8	1612	10.9	3607	12.9	4221
M42	8.8	2580	10.9	5773	12.9	6756
M48	8.8	3903	10.9	8736	12.9	10222
M56	8.8	6262	10.9	14016	12.9	16401

TECHNICKÁ SPECIFIKACE			
Parametr	Označení	Hodnota	Jednotka
Výkon motoru	P	500	kW
Vstupní otáčky	n1	991	1/min
Točivý moment motoru	T1	4810	Nm
Převodový poměr	i	134,23	-
Výstupní otáčky	n2	7,38	1/min
Výstupní točivý moment	T2	645,6	kNm
Servisní faktor	Ka	2,5	-

- TECHNICKÉ POŽADAVKY**
- Všechna šroubová spojení musí být pojištěna proti uvolnění.
 - Všechna šroubová spojení utáhnout předepsaným utahovacím momentem.
 - Při ustavování elektromotoru vůči kuželové čelní převodovce zajistit souosost hřídelů.
 - Dovolené radiální posunutí nábojů spojky = 0,6 mm, dovolené úhlové natočení nábojů spojky = 1,3°.
 - Šrouby svěrného disku utáhnout momentem 2850 Nm dle návodu na montáž a udržbu svěrného disku.
 - Před uvedením do provozu, připojit kuželové čelní převodovku k olejovému hospodářství.

		Měřítko / Scale: 1:12 Datum / Date: 10.05.2017 Kreslí / Drawn: MICHAL Kontrola / Check: MICHAL Schválil / Approved: MICHAL	Měřítko / Scale: 1:12 Datum / Date: 10.05.2017 Kreslí / Drawn: MICHAL Kontrola / Check: MICHAL Schválil / Approved: MICHAL	Materiál / Material: Povrchová úprava / Surface treatment: Číslo sestavy / Assembly No: Podpis / Signature:	Některá slova v češtině a gurm. texty / Some words in Czech and gourmet texts: Číslo sestavy / Assembly No: Podpis / Signature:	CSN ISO 2768 mK CSN EN ISO 1302 Ra
Hmotnost / Weight: 22185 kg Typ / Type:		Název / Title: POHONNÝ SYSTÉM KOLESA 4110-0DDP.10 List / Sheet: 1		Číslo výkresu / Drawing No: 4110-0DDP.10 Počet listů / No. sheets: 1		Formát / Size: A0



VŮLE V LOŽISKÁCH		
Pozice	Ložisko	Hodnota [mm]
C1	23240 CC/W33	1,8 +/0,2
C2	BT1B 328284/HA1	-0,1

ZUBOVÉ VŮLE		
Převodový stupeň	Hodnota	Jednotka
1	0,211-0,315	mm
2	0,232-0,397	mm
3	0,229-0,397	mm

Velikost závitu	Pevnostní třída	Uťahovací moment [Nm]	Pevnostní třída	Uťahovací moment [Nm]	Pevnostní třída	Uťahovací moment [Nm]
M6	8.8	9,7	10.9	14,3	12.9	16,7
M8	8.8	24,5	10.9	35,9	12.9	42
M10	8.8	48,4	10.9	71	12.9	83
M12	8.8	84	10.9	123	12.9	229
M16	8.8	137	10.9	307	12.9	359
M20	8.8	266	10.9	596	12.9	698
M24	8.8	459	10.9	1027	12.9	1202
M30	8.8	924	10.9	2069	12.9	2421
M36	8.8	1612	10.9	3607	12.9	4221
M42	8.8	2580	10.9	5773	12.9	6756
M48	8.8	3903	10.9	8736	12.9	10222
M56	8.8	6262	10.9	14016	12.9	16401

TECHNICKÁ SPECIFIKACE			
Parametr	Označení	Hodnota	Jednotka
Výkon motoru	P	500	kW
Vstupní otáčky	n1	991	1/min
Točivý moment motoru	T1	4810	Nm
Převodový poměr	i	23,77	-
Výstupní otáčky	n2	41,59	1/min
Výstupní točivý moment	T2	114334	Nm
Servisní faktor	Ka	2,5	-

- TECHNICKÉ POŽADAVKY
- Všechna šroubová spojení musí být pojištěna proti uvolnění.
 - Všechna šroubová spojení utáhnout předepsaným utahovacím momentem.
 - Členní rovinu převodovky a dosedací plochy víček těsnit lepidlem LOCTITE 518.

	DIN ISO 5465	Měřítko / Scale	1:10	Nežádoucí toleranční rozměry a gumi. hodnoty / Unwanted tolerance and gumi. values according	CSN ISO 2768	mK
	Číslo příkazu / Order No.	Číslo výrobku / Product No.	Číslo kresby / Drawing No.	Číslo revize / Revision No.	CSN EN ISO 1302	Ra
Kreslí / Drawn	10.05.2017	Projekční / Projecting				
Kontrola / Check		Podpis / Signature				
Schválí / Approves		Materiál / Material		Číslo sestavy / Assembly No.	4110-00DP-10	
		Materiál výtvaru / Material		Podpis / Signature		
Název / Title			Číslo výrobku / Drawing No.			Formát / Size
KUZELO-ČELNÍ PŘEVODOVKA			4120-00DP.10			A0
Líst / Sheet 1			Počet listů / No. sheets 1			



Název / Title

Číslo výkresu / Drawing number

KUŽELO-ČELNÍ PŘEVODOVKA

4120-00DP.10

Hmotnost / Weight [kg]

7881

Strana / Page

1

Stran / Pages

3

Datum / Date

Jméno / Name

Podpis / Sign.

Kreslil / Drawn

10.05.2017

MÍCHAL

Kontroloval / Check

Schválil / Approved

Revize / Rev.

Datum / Date

Jméno / Name

0

0

0

Pozice / Item

Množství / Qty.

Číslo výkresu / Drawing No.

Název / Name


Materiál / Material

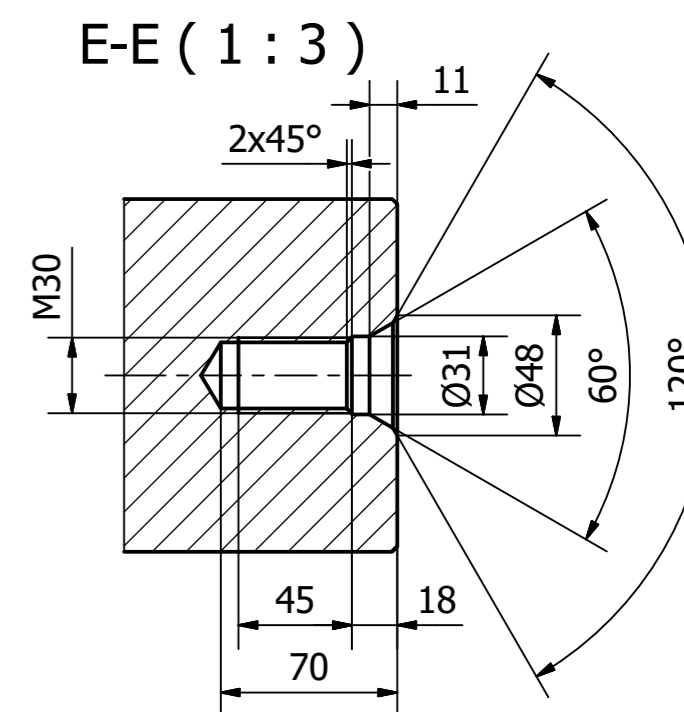
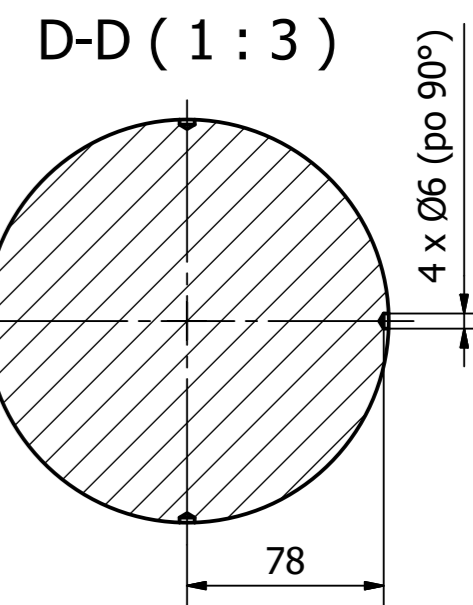
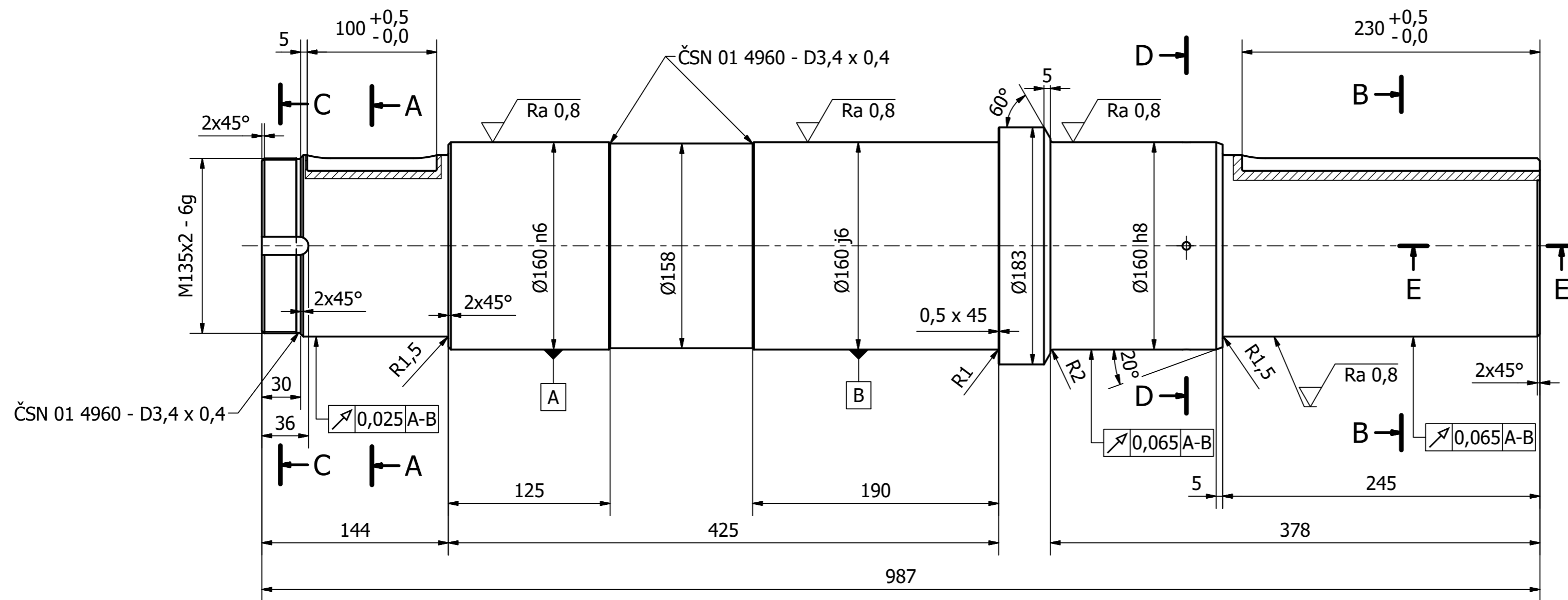
Popis / Description

Hmotnost / Weight [kg]

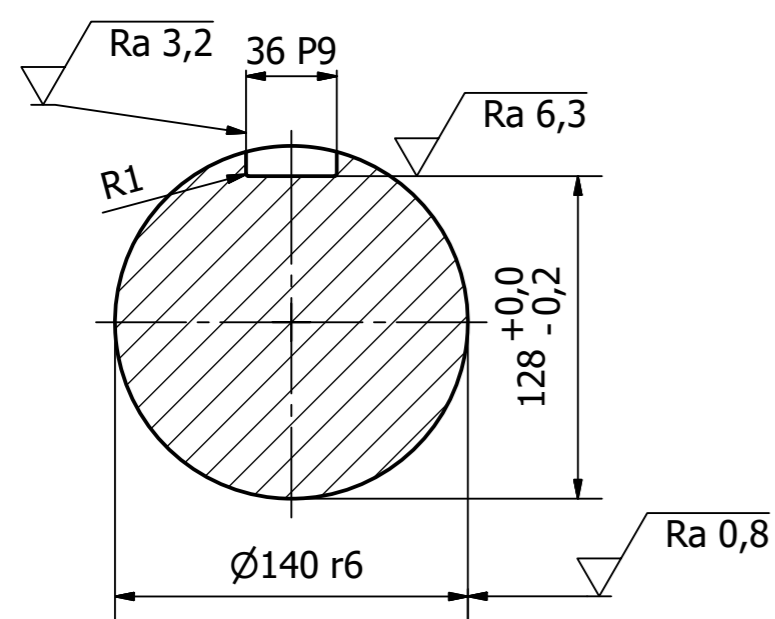
1	1		Spodní část přev. skříně	S355J2G3		1960
2	1		Horní část přev. skříně	S355J2G3		1353
3	1		Vstupní hrnec	S355J2G3		344
4	1		Příruba planetové přev.	S355J2G3		539
5	1	4310-00DP.10	Vstupní hřídel	42CrMo4		141,1
6	1		Pastorkový hřídel 1	17NiCrMo6-4	i=4; z=21; m=8 mm; LEVÉ	113,2
7	1		Pastorkový hřídel 2	17NiCrMo6-4	i=3,714; z=21; m=12; PRAVÉ	242,9
8	1		Výstupní dutý hřídel	16MnCr5		587,3
9	1		Kuželový pastorek	17NiCrMo6-4	i=1,6; z=25; m=8 mm; LEVÉ	33,2
10	1		Kuželové kolo	17NiCrMo6-4	i=1,6; z=40; m=8 mm	98,7
11	1		Ozubené kolo	17NiCrMo6-4	i=4; z=84; m=8 mm; PRAVÉ	371,1
12	1		Ozubené kolo	17NiCrMo6-4	i=3,714; z=78; m=12; LEVÉ	1137
13	1		Víčko	S355J2G3		37,5
14	1		Víčko vstup	S355J2G3		37,1
15	1		Víčko	S355J2G3		28,3
16	1		Víčko	S355J2G3		34,7
17	1		Víčko	S355J2G3		96,7
18	1		Víko horní 1	S355J2G3		29,2
19	1		Víko horní 2	S355J2G3		19,2
20	1		Labyrintové těsnění	S355J2G3		8,7
21	1		Pouzdro	S355J2		25,3
22	2		Plech koncový	S235JR2		5,2
23	1		Kroužek	S235JR2		7
24	1		Distanční trubka	S235JR2	∅183/∅160 - 166	8,1
25	1		Kroužek	S235JR2		0,4
26	1		Distanční plech	S235JR2		11,8
27	1		Distanční trubka	S235JR2	∅178/∅155 - 126,2	6,5
28	1		Kroužek	S235JR2		1,5
29	1		Kroužek	S235JR2		1,98
30	1		Kroužek dělený	S235JR2		0,45
31	1		Kroužek	S235JR2		1,45
32	1		Distanční trubka	S235JR2	∅320/∅299 - 60	4,82
33	1		Kroužek	S235JR2		2,52
34	1		Kroužek	S235JR2		2,32
35	1		Kroužek	S235JR2		3,16
36	1		Kroužek	S235JR2		8,61
37	1		Kroužek	S235JR2		10,56
38	1		Kroužek	S235JR2		8,61
39	1		Trubka	ČSN 11353	∅22/∅19 - 136	0,1
40	1		Trubka	ČSN 11353	∅22/∅19 - 265	0,2



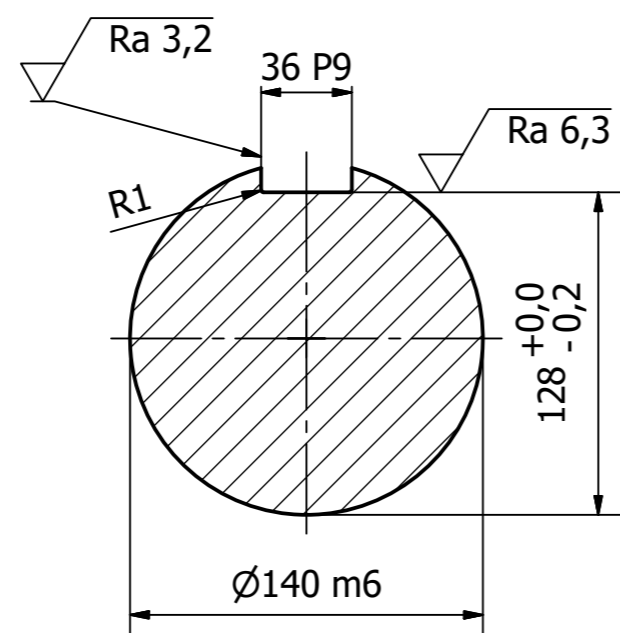
			Název / Title		Číslo výkresu / Drawing number	
			KUŽELO-ČELNÍ PŘEVODOVKA		4120-00DP.10	
			Hmotnost / Weight [kg]	7881	Strana / Page	2
					Stran / Pages	3
			Datum / Date	10.05.2017	Jméno / Name	MÍCHAL
			Kreslil / Drawn		Podpis / Sign.	
Revize / Rev.	Datum / Date	Jméno / Name	Kontroloval / Check			
0	0	0	Schválil / Approved			
Pozice / Item	Množství / Qty.	Číslo výkresu / Drawing No.	Název / Name	Materiál / Material	Popis / Description	Hmotnost / Weight [kg]
41	1		Trubka	ČSN 11353	Ø15/Ø12 - 144	0,07
42	6		Svorník	10.9	M42 x 4,5 - 720	46,93
50	1		Kuželíkové ložisko "X"		SKF 32232 J2/DF	48
51	1		Soudečkové ložisko		SKF 23132 CC/W33	20,5
52	2		Soudečkové ložisko		SKF 22330 CC/W33	87
53	2		Soudečkové ložisko		SKF 23240 CC/W33	116
54	2		Kuželíkové ložisko		SKF BT1B 328284/HA1	120
55	1		Pero	ČSN 11600	DIN 6885 - 36h9 x 20 x 100	0,52
56	1		Pero	ČSN 11600	DIN 6885 - 40h9 x 22 x 140	0,91
57	2		Pero	ČSN 11600	DIN 6885 - 50h9 x 28 x 160	1,64
58	1		Pero	ČSN 11600	DIN 6885 - 90h9 x 45 x 250	7,33
59	2		Pojistný kroužek		DIN 471 - 150 x 4	0,352
60	1		KM matice		ISO 2982 - KM27	1,6
61	1		MB podložka		ISO 2982 - MB27	0,15
62	14		Podložka		ISO 7089 - 42	2,87
63	14		Podložka pružná		DIN 128 - A42	1,62
64	12		Matice šestihřanná		ISO 4034 - M42	8,38
65	12		Matice šestihřanná		ISO 4035 - M42	4,78
66	2		Šroub šestihřan. hlava	8.8	ISO 4016 - M42 x 260	7,28
67	2		Šroub šestihřan. hlava	8.8	ISO 4017 - M36 x 120	2,79
68	14		Podložka		ISO 7089 - 36	1,32
69	14		Podložka pružná		DIN 128 - A36	0,99
70	12		Šroub šestihřan. hlava	8.8	ISO 4016 - M36 x 180	23,21
71	12		Matice šestihřanná		ISO 4035 - M36	5,39
72	12		Šroub válcová hlava	8.8	ISO 4762 - M24 x 70	4,78
73	24		Podložka pružná		DIN 128 - A24	0,528
74	12		Šroub válcová hlava	8.8	ISO 4762 - M24 x 90	5,62
75	16		Šroub válcová hlava	8.8	ISO 4762 - M16 x 70	2,43
76	44		Podložka pružná		DIN 128 - A16	0,352
77	12		Šroub válcová hlava	8.8	ISO 4762 - M16 x 60	1,63
78	16		Šroub válcová hlava	8.8	ISO 4762 - M16 x 55	2,05
79	34		Šroub válcová hlava	8.8	ISO 4762 - M12 x 35	1,67
80	34		Podložka pružná		DIN 128 - A12	0,102
81	12		Šroub válcová hlava	8.8	ISO 4762 - M30 x 90	9,59
82	12		Podložka pružná		DIN 128 - A30	0,564
83	6		Šroub šestihřan. hlava	8.8	ISO 4017 - M10 x 30	0,174
84	6		Podložka s nosem		ČSN 021753 - podložka 10,5	0,012



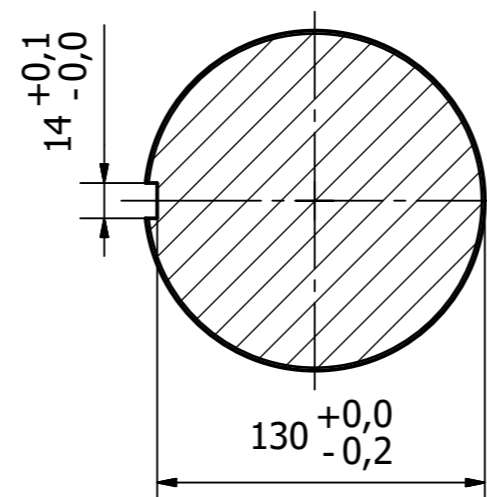
A-A (1:3)



B-B (1:3)



C-C (1:3)



Ra 3,2 (✓)

		DIN ISO 5456	Měřítka / Scale	Nepředepsaná tolerance rozměrů a geom. tvarů díle / Dimensional tolerances and geometric shapes according		ČSN ISO 2768	mK
			1:3	Drsnost povrchu díle / Surface roughness according		ČSN EN ISO 1302	Ra
Kreslil / Drawn		Datum / Date	Jméno / Name	Podpis / Signature	Změna - ev. číslo / Change - reg. number		e
Kontroloval / Check		10.05.2017	MICHAL		Datum / Date		d
Schválil / Approved					Upravitel / Edited		c
Materiál konečný / End material		42CrMo4+QT	Císlo sestavy / Assembly No.		Schválil / Approved		b
Materiál výchozí / Material			4120-00DP.10		Index změny / Index of change		a
Hmotnost / Weight	141,1 kg	Typ / Type			Císlo výkresu / Drawing No.		
Název / Title			VSTUPNÍ HŘÍDEL		4310-00DP.10		Formát / Size
					List / Sheet 1		Počet listů / No. sheets 1
							A2