

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B0715A270013 – Strojní inženýrství

Studijní specializace: Konstruování strojů a technických zařízení

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Dvoustupňový planetový reduktor

Autor: Jan ROZSYPAL

Vedoucí práce: Ing. Petr BERNARDIN, Ph.D.

Akademický rok 2020/2021

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2020/2021

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Bc. Jan ROZSYPAL**
Osobní číslo: **S19B0102K**
Studijní program: **B0715A270013 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **konstruování strojů a technických zařízení**
Téma práce: **Planetová převodovka – dvoustupňový reduktor**
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

Zásady pro vypracování

Základní požadavky:

1. Provést analýzu konstrukcí planetových převodovek
2. Navrhnout kin. schéma planetové převodovky
3. Zpracovat projektovou dokumentaci (sestava, kusovník hlavních dílů, výpočet, popis)
4. Použít výpočty programy KISSsys případně KISSsoft a MITcalc

Základní technické údaje :

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova bakalářské práce:

1. Rešerše
2. Konstrukční návrh
3. Kontrola
4. Závěr

Rozsah bakalářské práce: **30-40 stran**
Rozsah grafických prací: **podle potřeby**
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná**

Seznam doporučené literatury:

- [1] KRÁTKÝ, J., HOSNEDL, S. STROJNÍ ČÁSTI 2: Převodové mechanismy. Plzeň: Západočeská univerzita, 1998. ISBN 80-7082-452-2.
[2] KRÁTKÝ, J., KRÓNEROVÁ, E., HOSNEDL, S.. OBECNÉ STROJNÍ ČÁSTI 2: Základní a složené převodové mechanismy. Plzeň: Západočeská univerzita, 2011. ISBN 978-80-261-0066-9.
[3] HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojního inženýra: obecné strojní části. Praha: Computer Press, 1999. ISBN 80-7226-055-3
Podkladové materiály, výkresy, prospekty, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Petr Bernardin, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů

Konzultant bakalářské práce: **Ing. Petr Bernardin, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů

Datum zadání bakalářské práce: **16. října 2020**
Termín odevzdání bakalářské práce: **28. května 2021**

LS.

Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan

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

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Katedra konstruování strojů

Akad. rok: 2020/2021

PŘÍLOHA ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Jméno a příjmení: Jan ROZSYPAL
Studijní program: B0715A270013 Strojní inženýrství
Studijní obor: Stavba výrobních strojů a zařízení
Téma: Planetová převodovka – dvoustupňový reduktor

Požadavky a základní technické údaje:

- Provést analýzu konstrukcí planetových převodovek
- Navrhnout kin. schéma planetové převodovky
- Zpracovat projektovou dokumentaci (sestava, kusovník hlavních dílů, výpočet, popis)
- Použít výpočty programy KISSsys případně KISSsoft a MITcalc

Parametry

Motor	1FT7086-5SH7 Siemens
• Výkon	$P = 11,8 \text{ kW}$
• Jmenovité otáčky (max.)	$n_e = 4500 \text{ min}^{-1}$
• Jmenovitý moment	$M_{01} = 36 \text{ Nm}$
Převodovka	
• Převod	16
• Přípustná odchylka jmenovitých otáček	$\delta_{n2D} = 0.05$
• Celková doba běhu	$T_c = 15000 \text{ hod}$

<ul style="list-style-type: none"> • Spektrum zatížení – zatěžovací stavy 	
<ul style="list-style-type: none"> ➤ Poměrné otáčky $q_n = \frac{n_i}{n_e}$ 	$q_n^T = [1 \ 1.4 \ 1.6 \ 10 \ 20 \ -20 \ -10 \ -1.6 \ -1.4 \ -1]$
<ul style="list-style-type: none"> ➤ Poměrný moment $q_M = \frac{M_i}{M_e}$ 	$q_M^T = [1 \ 0.66 \ 0.12 \ 0.83 \ 0 \ 0 \ -0.83 \ -0.12 \ -0.66 \ -1]$
<ul style="list-style-type: none"> ➤ Poměrná doba běhu $q = \frac{T_i}{T_c}$ 	$q := [0.07 \ 0.117 \ 0.047 \ 0.027 \ 0.24 \ 0.24 \ 0.027 \ 0.047 \ 0.117 \ 0.07]$
<ul style="list-style-type: none"> • Účinnost záběru 	$\eta = 0,98$
<ul style="list-style-type: none"> • Mazání 	Olejová lázeň
<ul style="list-style-type: none"> • Olej 	ISO VG 220
<ul style="list-style-type: none"> • Teploty 	
<ul style="list-style-type: none"> ➤ Okolí 	20°C
<ul style="list-style-type: none"> ➤ Olej 	70°C
<ul style="list-style-type: none"> ➤ Ložisko 	70°C

Dokumentace pro konstrukci

Učební text	HUDEC, Z. Posuvové mechanismy – příklady. Plzeň ZČU, 2014, ISBN 978-80-261-0388-2, Fiala, J., Svoboda, P., Šťastný, K., Strojnické tabulky 3.Praha, SNTL, 1989
Dokumentace	Hudec, Z. Planetové převody firemní lit.: Vogel, Bonfiglioli, Baruffaldi, ZF Duoplan, Neugart, Wikov
Programy	KISSsys: stage_1.ks, stage_2.ks, planet_base.ks

V Plzni dne 19.09.2020

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské práce.

V Plzni dne:

.....

podpis autora

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Rozsypal	Jméno Jan	
STUDIJNÍ PROGRAM	B0715A270013 Strojní inženýrství		
VEDOUČÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. Bernardin, Ph.D.	Jméno Petr	
PRACOVÍŠTĚ	ZČU – FST – KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Planetová převodovka – dvoustupňový reduktor		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2021
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	72	TEXTOVÁ ČÁST	69	GRAFICKÁ ČÁST	3
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	Bakalářská práce obsahuje návrh dvoustupňové planetové převodovky pro posuvový mechanismus stolu obráběcího stroje. Práce obsahuje popis převodových mechanismů a jejich klíčových prvků a také příklady jejich aplikace na obráběcích strojích. Návrh je založen na vstupních parametrech, hrubém návrhovém výpočtu a následné validaci pomocí SW KISSsoft and MITcalc
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	převodovky, planetové převodovky, obráběcí stroje, posuvové mechanismy, dvoustupňové reduktory

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname Rozsypal	Name Jan	
STUDY PROGRAMME	B0715A270013 Mechanical Engineering		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Bernardin, Ph.D.	Name Petr	
INSTITUTION	ZČU – FST – KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Two stage planetary gearbox		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	KKS	SUBMITTED IN	2021
----------------	------------------------	-------------------	-----	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	72	TEXT PART	69	GRAPHICAL PART	3
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	Theme of the Bachelor thesis is a design of two stage planetary gearbox for translation mechanism of machine tool table. The thesis also contains a recherche of currently used transmissions and their key parts. Moreover, many examples of current applications are included. The design of planetary gearbox is based on rough manual calculation, input data and validation with KISSsoft and MITcalc SW.
KEY WORDS	Gearboxes, planetary gearboxes, transmissions, machine tools, translational mechanism, two stage gearboxes

Obsah

Přehled použitých zkratk a symbolů.....	11
1 Seznam obrázků	14
2 Seznam tabulek	16
3 Úvod	17
4 Analýza problémové situace	18
4.1 Předběžné porovnání stávajícího a nově navrženého řešení, definice sledovaných parametrů.....	18
4.2 Průzkum stavu techniky – stávající řešení.....	19
5 Základní parametry převodového mechanismu	20
5.1 Převodový poměr.....	20
5.2 Počty zubů pastorku a hnaného kola z_1, z_2	20
5.3 Úhel sklonu zubu (β)	21
5.4 Šířka ozubení (b), poměrná šířka ozubení (ψ).....	22
5.5 Osová vzdálenost	22
5.6 Korekce ozubení	22
5.7 Minimální korekce.....	23
5.8 Maximální korekce	24
5.9 Korekce záběrových poměrů.....	25
5.10 Součinitel záběru evolventy $\varepsilon_\alpha, \varepsilon_\beta$	25
.....	25
5.11 Krouticí moment	26
5.12 Účinnost	27
6 Základní rozdělení převodových mechanismů.....	27
6.1 Mechanismy s plynulou změnou převodu.....	28
6.1.1 Elektrická změna	28
6.1.2 Mechanická změna	28
6.1.3 Hydraulická změna.....	30
6.2 Mechanismy se stupňovitou změnou převodu	31
6.2.1 Elektrická změna	31
6.2.2 Mechanická změna – řemenový převod	31
6.2.3 Mechanická změna – Ozubený převod	32
6.3 Předloňové převodovky – s pevnou polohou os	33
6.3.1 Harmonická převodovka (Strain Wave Gear).....	34
6.4 Převodovky s proměnnou polohou os	36

6.4.1	Planetová převodovka	37
6.5	Součásti převodovky	42
7	Konstrukční návrh převodového mechanismu	43
7.1	Hrubý návrhový výpočet	43
7.2	Výpočet v KISSoftu	49
7.3	Ověření vypočtené geometrie ozubení	57
7.4	Motor	59
7.5	Kontrola těsného pera	59
7.6	Kontrola drážkování na hřídeli mezi prvním a druhým stupněm	61
7.7	Kontrola spojky na výstupním hřídeli	61
7.8	Kontrola šroubových spojů	62
7.9	Mazání převodovky	64
7.10	Skříň převodovky	65
8	Porovnání stávajícího a alternativního řešení	66
9	Závěr	68
10	Seznam použitých zdrojů	69
PŘÍLOHA č. 1		i
Výpočtový protokol KISSsys		i
PŘÍLOHA č. 2		xcix
Výpočtový protokol KISSsys – kontrola šroubových spojů		xcix
PŘÍLOHA č. 3		cvii
Katalogové údaje čelních převodovek		cvii
PŘÍLOHA č. 4		cx
Data motoru Siemens		cx

Přehled použitých zkratk a symbolů

AS FST	Akademický senát FST
BOZP a PO	Bezpečnost a ochrana zdraví při práci a Požární ochrana
CIV	Centrum informatizace a výpočetní techniky
ČSN	Česká technická norma
EN	Evropská norma
EU	Evropská unie
FST	Fakulta strojní
HW	Hardware
IS/STAG	Informační systém STAG
KKE	Katedra energetických strojů a zařízení
KKS	Katedra konstruování strojů
ZČU	Západočeská univerzita v Plzni
M_k	krouticí moment
ω	úhlová rychlost
P	výkon
i_c	celkový převodový poměr
η_c	celková účinnost
M_m	krouticí moment motoru
β_{min}	minimální vůle mezi satelity
S1	satelitové kolo 1
S2	satelitové kolo 2
K	korunové kolo
C	centrální kolo
U	unášeče
r_1	poloměr centrálního kola
r_2	poloměr korunového kola
r_{s1}	poloměr satelitového kola 1
r_{s2}	poloměr satelitového kola 2
m	modul
z	počet zubů
α	úhel záběru
q	počet satelitů
T	největší společný dělitel počtu zubů satelitů z_{s1} a z_{s2}

M_1	moment motoru
M_r	moment na vstupu finálního členu mechanismu
ω_r	úhlová rychlost na vstupu finálního členu mechanismu
i_{12}	vstupní převod mechanismu mezi motorem a finálním členem
η_{12}	účinnost mechanismu vstupního převodu
$i_{2r.1}$	převod mechanismu i tého stupně mezi vstupním a finálním převodem
$\eta_{2r.1}$	účinnost mechanismu i tého stupně mezi vst. a finálním převodem
i_{rs}	finální převod mechanismu
η_{rs}	finální účinnost mechanismu
n_{e1}	jmenovité otáčky prvního stupně
n_{Mp}	maximální otáčky při nejvyšším převodovém stupni
a	mezistupňový pokles výkonu
p	počet stupňů převodovky
M_{e1}	maximální moment na vřetenu
M_e	jmenovitý moment motoru
$i_{1r.1}$	požadovaný převodový poměr prvního stupně
$\eta_{1r.1}$	účinnost planetového převodu při prvním stupni
L_h	životnost ložisek
f_s	statická bezpečnost
Q	hmotnost motoru
SH	souhmotí
SF	bezpečnost v místě dotyku
SH	bezpečnost na patě zubu
SS	bezpečnost proti otěru
SB	bezpečnost proti otěru
SDA	dynamická bezpečnost SSA – statická bezpečnost
M_{1T}	třecí moment motoru
M_{2T}	třecí moment na spojce
f_d	třecí součinitel drážkování
F_y	přesuvná síla
S	maximální přesuvná délka
A	délka aktuátoru
N	newton
$N.m$	Newton metr

kW	kilowatt
V	volt
Kg	kilogram
min ⁻¹	otáčky za minutu
mm	milimetr

1 Seznam obrázků

Obrázek 1 - Schéma kladné a záporné korekce [2]	23
Obrázek 2 - Korekce geometrie zubu [7]	23
Obrázek 3 - x-z diagramu pro korekce [2]	24
Obrázek 4 - Schéma součinitele záběru [7]	25
Obrázek 5 - Mechanický variátor s posuvnými kotouči. [9]	29
Obrázek 6 - Univerzální soustruh SPB 700V/230 s variátorem [12]	30
Obrázek 7 - Hydraulická jednotka kotoučové pily [14]	30
Obrázek 8 - Dahlanderovo zapojení [15]	31
Obrázek 9 - Porovnání nejčastějších ozubených převodů [8]	32
Obrázek 10 - Tok výkonu převodovkou [2]	33
Obrázek 11 - Schéma předlohového mechanismu (vytvořeno ve FW Linkage)	34
Obrázek 12 - Harmonická převodovka [24]	35
Obrázek 13 - Schéma harmonické převodovky [26]	35
Obrázek 14 - Geometrie zubu harmonické převodovky [25]	36
Obrázek 15 - Schéma planetové převodovky [4]	37
Obrázek 16 - Schémata jednotlivých typů planetových převodovek [2]	39
Obrázek 17 - Schéma vícestupňové planetové převodovky [6]	40
Obrázek 18 - Velikost průměru centrálního kola pro různé převodové poměry. [22]	41
Obrázek 19 - Planetová převodovka s poměrem 10:1 [22]	41
Obrázek 20 - Schéma dvoustupňové planetové převodovky ZF Duoplan [28]	42
Obrázek 21 - Posuvový mechanismus, současné řešení [27]	43
Obrázek 22 - Prostředí programu KISSsys.....	49
Obrázek 23 - Hodnoty na vstupu převodovky.....	50
Obrázek 24 - Hodnoty na výstupu převodovky.....	50
Obrázek 25 - Volba ozubení dle zadaných parametrů.....	51
Obrázek 26 - parametry zvoleného ozubení prvního stupně.....	52
Obrázek 27 - parametry zvoleného ozubení druhého stupně.....	52
Obrázek 28 - Zatěžovací spektrum	53
Obrázek 29 - StageCalc prvního stupně převodovky.....	53
Obrázek 30 - Rozložení doby běhu mezi jednotlivá spektra	55
Obrázek 31 - výpočet hřídele a ložiska převodovky na prvním stupni	55
Obrázek 32 - výpočet hřídele a ložiska převodovky na druhém stupni	56

Obrázek 33 - vypočítané parametry centrálního kola gear 1	57
Obrázek 34 - vypočítané parametry centrálního planetového kola gear 2 a korekce soukolí...58	
Obrázek 35 - motor 1FT7086-5SH7	59
Obrázek 36 - výpočet drážkování mezi prvním a druhým stupněm	61
Obrázek 37 - pevná spojka na výstupu z převodovky (www.ameco.cz)	61
Obrázek 38 - kontrolované šroubové spoje	62
Obrázek 39 - Zatížení na prvním (výše) a druhém stupni	62
Obrázek 40 - nastavené parametry v SW KISSsoft	63
Obrázek 41 - výsledné hodnoty z výpočtu v KISSsoft	63
Obrázek 42 – Sledované parametry nového (a) a původního řešení (b) [29].....	67

2 Seznam tabulek

Tabulka 1 - Sledované parametry řešení převodového mechanismu.....	19
Tabulka 2 - Hmotnosti čelních převodovek.....	19
Tabulka 3 - Členění převodových mechanismů [9]	27
Tabulka 4 - Nastavení bezpečností.....	51
Tabulka 5 - Bezpečnosti zvoleného ozubení na prvním stupni.....	52
Tabulka 6 - Bezpečnosti zvoleného ozubení na druhém stupni.....	53
Tabulka 7 - Výsledné hodnoty zatížení planetového uložení na 1. stupni převodovky.....	54
Tabulka 8a - Výsledné hodnoty zatížení planetového uložení na 2. stupni převodovky.....	54
Tabulka 8b - Výsledné hodnoty zatížení planetového uložení na 2. stupni převodovky po přepočtu na plném spektru.....	54
Tabulka 9 - požadované bezpečnosti na hřídeli.....	55
Tabulka 10 - Výsledné hodnoty na hřídeli prvního stupně.....	56
Tabulka 11 - Výsledné hodnoty na hřídeli druhého stupně.....	56
Tabulka 12 - porovnání výstupů z KISSsoftu a manuálního výpočtu.....	59
Tabulka 13 - Těsná pera.....	60
Tabulka 14 - Kontrola na protlačení hlavy šroubu.....	64
Tabulka 15 - Otáčky unašечů převodovky.....	65
Tabulka 16 - Porovnání původního řešení a řešení nového.....	66
Tabulka 17 - Parametry nového (a) a původního řešení (b) [29]	66

3 Úvod

Předkládaná bakalářská práce má za cíl vyhodnotit náhradu předlohové redukční převodovky posuvového mechanismu obráběcího stroje dvoustupňovým planetovým reduktorem. Práce je členěna na dvě části, teoretickou a praktickou. V první teoretické části práce je nastíněn úvod do problematiky převodových mechanismů a jejich členění na základě klíčových charakteristik, problematiky navrhování a specifických vlastností.

Vzhledem k jejich široké aplikaci v oblasti výrobních a obráběcích strojů je zde stručně shrnuta i problematika elektromotorů a okrajově také dalších používaných druhů motorů. Teoretická část je dále směřována především na planetové převodovky, které jsou ke konci rozpracovány více do hloubky. U jednotlivých druhů převodových mechanismů jsou v rámci možností uvedeny i příklady jejich aplikací ve výrobní praxi s důrazem na obráběcí stroje.

Druhá část je zaměřena především na výpočty konkrétního řešení dvoustupňové planetové převodovky. Nejprve byl proveden hrubý návrhový výpočet, který na základě dat od zadavatele potvrdil požadované parametry převodovky a určil hodnoty momentu a otáček, potřebné jako vstup pro SW výpočet pomocí programu KISSsys a typizovaného programu Stage_2. Následně byl proveden SW výpočet a export parametrů převodovky, který současně obsahuje kontrolu při požadovaných bezpečnostech jednotlivých komponentů a ozubení. Dále byl proveden krátký kontrolní výpočet klíčových parametrů (rozměry ozubených kol) manuálně. Na základě porovnání výstupních dat a dat u stávajícího řešení proběhlo vyhodnocení z hlediska ekonomického a z hlediska sledovaných technických parametrů.

Konečným výstupem práce je 3D model sestavy převodovky, výkres sestavy, výrobní výkres hřídele a kusovník.

4 Analýza problémové situace

Úkolem od zadavatele je návrh alternativní varianty mechanismu, který umožní přenos výkonu motoru na pracovní stroj. Vzhledem k tomu, že motor je obvykle konstruován na běh v jiných optimálních otáčkách a vyšší úhlové rychlosti, než jaké jsou vyžadovány pracovním strojem, je vhodné mezi tyto dva prvky začlenit převodový mechanismus. Převodový mechanismus umožňuje regulaci úhlové rychlosti a kroutícího momentu na vstupu a na výstupu podle potřeby pracovního stroje. Největší skupinou převodů jsou mechanické převody s pevnými ozubenými koly, vyznačující se přímou tvarovou vazbou. Mezi jejich hlavní výhody patří podle [1]:

- Velký rozsah zatížení a otáček, kde lze tyto mechanismy aplikovat
- Nízké valivé a třecí ztráty
- Nenáročná údržba
- Krátkodobá přetížitelnost
- Spolehlivost a dlouhá životnost
- Dodržení převodového poměru

Hlavními nevýhodami jsou především:

- Složitější a nákladnější výroba
- Potenciální hluk, vibrace
- Tuhá vazba, která neumožňuje tlumit rázy
- Nároky na přesnost a tuhost uložení

Mechanické převodovky s pevnými ozubenými koly s jedno nebo víceúhlovým soukolím se vyznačují konstantním převodovým poměrem.

4.1 Předběžné porovnání stávajícího a nově navrženého řešení, definice sledovaných parametrů

Stávající řešení je provedeno předlohou převodovkou se dvěma ozubenými koly. Z principu předlohy je patrné, že pro dosažení požadovaného převodového poměru bude muset být značný rozdíl ve velikosti převodových kol a vzhledem k uspořádání převodovky, kde jsou jednotlivé osy rovnoběžně vedle sebe, z toho vyplývají i výrazně větší rozměry. Vzhledem k vysokému převodovému poměru, který je požadován, by musela být převodovka realizována přes více než jeden převod, což opět zvětšuje nárok na prostor.

Převodový poměr vyžaduje i u planetové převodovky zařazení druhého stupně, ale ten ovlivní rozměr převodovky pouze v jednom směru. Uspořádání ozubených kol v planetové převodovce také předpokládá výrazně vyšší životnost daného řešení, vzhledem k rozložení sil mezi více elementů. Větší počet ozubených kol a dalších součástí u planetové převodovky bude mít však zřejmě nepříznivý dopad na hmotnost.

Na základě úvahy výše budou stanoveny sledované parametry, které budou pak v závěru vyhodnoceny. Parametry původního řešení budou stanoveny z komerčně dostupných řešení obdobné konstrukce.

Sledované parametry	Váha parametru
Životnost	4
hmotnost	2
Rozměry	4
Náklady a údržba	4

Tabulka. 1 Sledované parametry řešení převodového mechanismu

Hlavní výhody alternativního řešení jsou tedy předpokládány především z hlediska rozměrů a životnosti. Životnost stávajícího řešení byla stanovena na základě průzkumu stavu techniky. Obvykle se nikde celková životnost zařízení neuvádí, protože je závislá na způsobu provozu a zatížení, definovaných tzv. Servisním faktorem [31]. Požadované hodnoty byly odvozeny z poptávkových formulářů (NORD) a servisního katalogu (Raveo), kde je uváděna standardní dimenzování ložisek na 10 000h provozu (a 5000 reverzního chodu). [30]. Podle odpovědi výrobce (Raveo) odpovídá životnost ložisek celkové životnosti převodovky. Uvedeme tedy u zkoumaných komerčně dostupných produktů životnost 10 000h. Alternativní řešení je od počátku dimenzováno na 15 000 hodin, nabízí tedy při známém způsobu zatěžování minimálně o 50% vyšší životnost oproti stávajícímu řešení.

Z hlediska rozměrů a hmotnosti porovnáme katalogové rozměry zkoumaných převodovek s výslednými rozměry alternativního řešení. Předpokládaná hypotéza je, že hmotnostně vyjde planetová převodovka méně příznivě, ale z hlediska rozměrů vyjde příznivěji než stávající řešení.

4.2 Průzkum stavu techniky – stávající řešení

V rámci definice sledovaných parametrů byly vybrány tři produkty, které přibližně svými parametry odpovídaly požadavkům zadavatele. Jedná se o ITH 132 U od firmy RAVEO, NORD SK42 a CMG 052 opět od firmy RAVEO. Výkresy převzaté z katalogu výrobců jsou součástí přílohy č. 3. Parametry stávajícího řešení budou na konci práce porovnány s výslednými parametry alternativního řešení.

	Hmotnost
3 CMG 052	16 kg
NORD SK42	12,3 kg
1 ITH 132 U	9,1 kg

Tabulka 2 hmotnosti čelních převodovek

5 Základní parametry převodového mechanismu

5.1 Převodový poměr

Základní parametr, který charakterizuje převodový mechanismus. Jedná se o poměr rychlostí hnaného a hnacího členu, popř. poměr počtu zubů hnaného kola (z_2) k počtu zubů hnacího kola (z_1).

$$i_{1,2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (1)$$

ω_1 – úhlová rychlost hnacího členu

ω_2 – úhlová rychlost hnaného členu

n_1 – otáčky hnacího členu

n_2 – otáčky hnaného členu

z_1 – počet zubů pastorku

z_2 – počet zubů hnaného kola

Pro $i < 1$, platí, že $\omega_1 < \omega_2$ v tomto případě se jedná o převod **do rychla** a převodovky s tímto převodovým poměrem se nazývají **multiplikátory**. Tento typ převodovek má v technické praxi menší množství uplatnění. Pro $i > 1$, platí, že $\omega_1 > \omega_2$ v tomto případě se jedná o převod **do pomala** a převodovky s tímto převodovým poměrem se nazývají **reduktory**. Většina převodovek má v praxi funkci reduktoru. Pro symetrické uložení pastorku v rámu platí maximální převodový poměr 4 pro tvrzené zuby a 7 pro netvrzené zuby.

Dle konstrukčních zvyklostí je vhodné dávat soukolí s vyššími převodovými poměry k výstupu z převodovky a nižší převodové poměry na vstup. Převodový poměr by ze zásady neměl být celé číslo, což vychází z pravidla, že počty zubů soukolí by měla být nesoudělná čísla. Převodový poměr je také ovlivněn materiálem ozubení a konstrukčním uspořádáním.

5.2 Počty zubů pastorku a hnaného kola z_1, z_2

Počet zubů na pastorku je ze zásady volen jako prvočíslo, ideálně z intervalu

$$z_1 \in (18, 30)$$

Minimální počet zubů je definován kritériem podřezávání zubu, kdy dochází k úběru materiálu na jeho patě, což způsobuje celkové oslabení tuhosti zubu a je obecně nežádoucí.

Minimální teoretický počet zubů je pro přímé ozubení stanoven vztahem (2) jako $z_{1t}=17$. V praxi je mírné podřezání tolerováno, je tedy počítán minimální počet zubů podle (3) $z_{1p}=14$.

$$z_{1t} = \frac{2}{\sin^2 \alpha} \quad (2)$$

$$z_{1p} = \frac{5}{6} * z_{1t} \quad (3)$$

Úhel záběru je obecně stanoven jako $\alpha = 20^\circ$.

Počet zubů hnaného kola se stanovuje na základě převodového poměru (1) při dodržení podmínky nesoudělnosti počtu z_1, z_2 , protože jinak by hrozilo neúměrné opotřebení boků zubů a nežádoucím hluku. Dále je nutno eliminovat riziko interference montážní pro axiální (4) nebo radiální (5) vkládání pastorku do hnaného kola.

$$z_2 - z_1 \geq 8 \quad (4)$$

$$z_2 - z_1 \geq 12 \quad (5)$$

V případě kol se šikmými zuby je třeba pro kontrolu určit minimální počet zubů virtuálního kola (6), což je průmět normálního řezu čelního ozubeného kola se šikmými zuby. Převrácením (6) dostaneme (7), což je vztah pro výpočet minimálního počtu zubů kola se šikmým ozubením ($\alpha_n = 20^\circ$), kdy nedojde k interferenci (podřezání) zubů.

$$z_{vmin} = \frac{z_{min}}{\cos^3(\beta)} = \frac{2}{\sin^2(\alpha_n)} \quad (6)$$

$$z_{min} = z_{vmin} * \cos^3(\beta) = \frac{2 * \cos^3(\beta)}{\sin^2(\alpha_n)} \quad (7)$$

$$z_{min} = 17 * \cos^3(\beta) \quad (8)$$

5.3 Úhel sklonu zubu (β)

Úhel sklonu je sklon boku zubu vůči rovině proloženou osou rotace. β zvyšuje součinitel trvání záběru a pozitivně ovlivňuje plynulost a hlučnost chodu soukolí. Možno využít i k eliminaci axiálních sil u složených soukolí.

5.4 Šířka ozubení (b), poměrná šířka ozubení (ψ)

Šířka ozubení by měla být co nejmenší, aby se zamezilo přílišným průhybům nosných hřídelů a tím způsobenému hranovému kontaktu na koncích zubů. Standardně je doporučena šířka ozubení (9), pro zuby s tvrzenými boky spíše nižší hodnota.

$$b \in (8 \div 12) * m \quad (9)$$

Poměrná šířka ozubení ψ vychází ze vztahu s osovou vzdáleností a (10).

$$\psi_b = \frac{b}{a} = 0,3 \div 0,5 \quad (10)$$

5.5 Osová vzdálenost

Jedná se o vzdálenost os hřídelí, na které jsou kola osazena. Teoretická osová vzdálenost je pro nekorigované soukolí s vnějším ozubením definována vztahem (11).

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} \quad (11)$$

$d_{1,2}$ – průměry roztečných kružnic ozubených kol

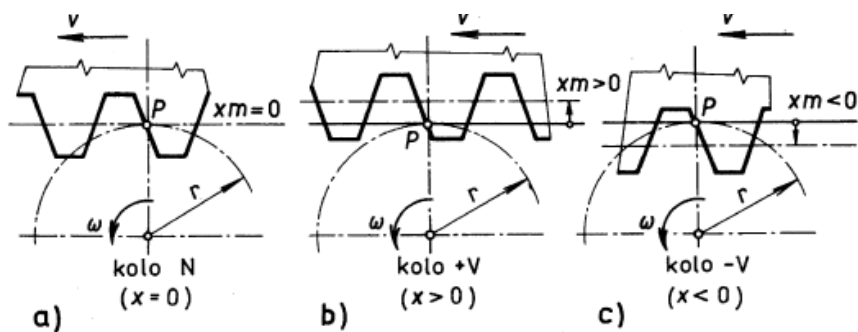
V případě korigovaného ozubení definujeme tzv. Valivou osovou vzdálenost jako vzdálenost jako (12), kde α_w je valivý úhel záběru definovaný vztahem (13). Pro dosažení optimálního vzájemného propojení mezi koly, je nutné mít mezi hřídeli kladnou vůli [6].

$$a_w = a * \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} \quad (12)$$

$$\alpha_w = \arccos\left(a * \frac{\cos \alpha_t}{a_w}\right) \quad (13)$$

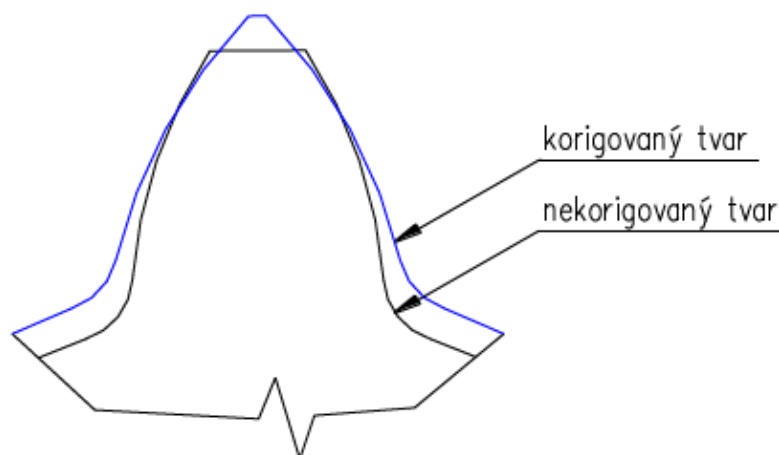
5.6 Korekce ozubení

Korekce ozubení vyjadřuje posunutí hřebene vůči valivé (nominální) přímce, procházející pólem pohybu ozubeného kola.



Obrázek 1 schéma kladné a záporné korekce [2]

Na obr. 1 jsou jasně patrné jednotlivé varianty korekcí. Obr.1a je kolo s nulovou korekcí, tzn. nekorigované kolo. Obr.1b je kladná korekce, kdy je hřeben vysunut z kola. Naopak záporná korekce znamená zasunutí hřebene do kola, jak je patrné z Obr.1c. Při korekci se upravuje výška hlavy a paty zubu při zachování průměru roztečné kružnice. Dojde k pozměnění průměru hlavové a patní kružnice (oba zvětšené nebo zmenšené, podle smyslu korekce) při zachování velikostí průměrů roztečné a základní kružnice. [7]



Obrázek 2 korekce geometrie zubu [7]

Korigování geometrie umožňuje výrobu zubu s menším počtem zubů, než je min. počet (7), aniž by hrozilo podřezání zubu. Korigování ozubení zabraňuje zmíněnému podřezávání zubů, špičatosti zubů a obecně zlepšuje záběrové a pevnostní vlastnosti kol. [2]

5.7 Minimální korekce

Jedná se o korekci proti podříznutí např. při malém počtu zubů. Pro normalizované soukolí je definována vztahem (14)

$$x_{min} = \frac{z_{min} - z}{z_{min}} = \frac{17 - z}{17} \quad (14)$$

5.8 Maximální korekce

Stanovuje se pro zamezení špičatosti zubu. Maximální korekce je určena minimální tloušťkou zubu na hlavě a kontroluje se z důvodu zamezení špičatosti zubu. Při zvyšování korekce dochází vysouváním hřebene k zesílení boku zubu, ale zeslabení jeho špičky, protože se na hlavě zubu přibližují protilehlé evolventy k sobě, tzn. hlava zubu se zužuje.

Tento jev pevnostně oslabuje hlavu zubu a ztěžuje tepelné zpracování kola (malý objem materiálu zubu představuje riziko přehřátí a zkroucení hlavy zubu). V extrémním případě může dojít až k nulové šířce hlavy a úplné špičatosti zubu.

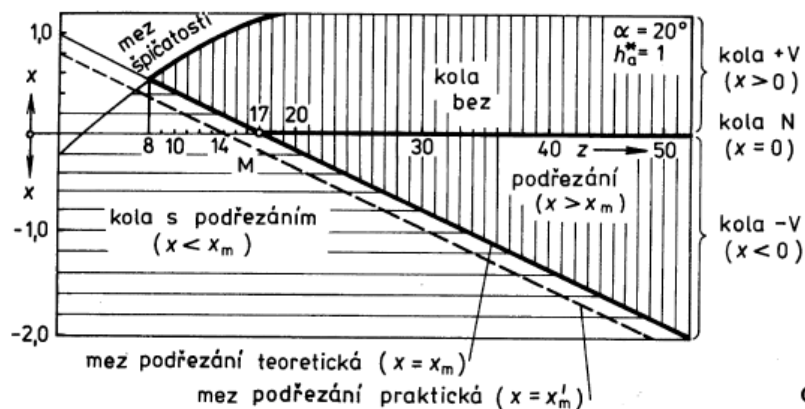
Kontroluje se tedy minimální tloušťka zubu podle vztahu (15)

$$s_a = d_a * \left(\frac{s}{d} + ev \alpha - ev \alpha_a \right) \leq s_{amin} \quad (15)$$

Hodnota s_{amin} je stanovena jako funkce modulu ozubení následovně:

Tepelně nezpracované ozubení	$s_{amin}=0,25*m$
Tvrzené ozubení	$s_{amin}=0,4*m$

Posunutí se standardně vyjadřuje jako násobek modulu ($x*m$), kde x představuje součinitel posunutí (jednotkové posunutí).



Obrázek 3 $x - z$ diagramu pro korekce [2]

5.8.1.1 Korekce osové vzdálenosti

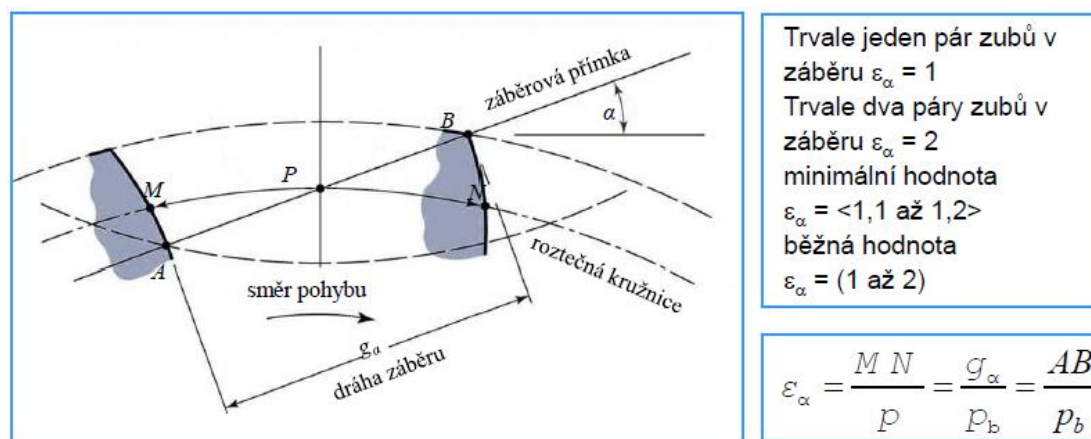
Provádí se v případě, když valivá osová vzdálenost a_w neodpovídá teoretické osové vzdálenosti a . Provádíme kontrolu součtové korekce (16)

$$\Sigma x = \frac{z_1+z_2}{2 \cdot \tan \alpha} * (ev_{\alpha_w} - ev_{\alpha}) \quad (16)$$

5.9 Korekce záběrových poměrů

Rozdílné kluzné rychlosti při odvalování. Korekce na měrné skluzy se počítá numericky pomocí výpočtového SW.

5.10 Součinitel záběru evolventy $\epsilon_\alpha, \epsilon_\beta$



Obrázek 4 schéma součinitele záběru [7]

Součinitel záběru evolventního ozubení je definován jako poměr úseku záběrové přímky AB a rozteče p_b (obr. 4)

Délku AB můžeme stanovit pomocí (17)

$$AB = r_{b1} * (\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha_w) + r_{b2} * (\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha_w) \quad (17)$$

Plynulost záběru vyžaduje, aby před ukončením záběru jednoho páru zubů přešel do záběru pár následující. V praxi dochází tedy k tzv. dvou párovému záběru, kdy jsou v záběru současně dva páry zubů [2]. ϵ_α jehož praktický význam je na obr. 4, je jedním z parametrů pro hodnocení záběrových poměrů. Mezní situace představují $\epsilon_\alpha=1$ a $\epsilon_\alpha=2$, kdy jsou trvale v záběru po celou dobu jeden, příp. dva zuby. Standartní je hodnota ϵ_α definována v intervalu (18) [2]

$$l < \varepsilon_\alpha < 2 \quad (18)$$

Z (19) vyplývá, že záběr ve skutečnosti bude z částečně jedno i dvoupárový, a číselnou hodnotu je možno určit buď ze vztahu (17) a znalosti p_b , popř. z (19) [2]

$$\varepsilon_\alpha = \frac{z_1}{2\pi} * [\tan\alpha_{a1} - \tan\alpha_w + \frac{z_2}{z_2} * (\tan\alpha_{a2} - \tan\alpha_w)] \quad (19)$$

Hodnota ε_α je přímo úměrná počtům zubů, a průměru hlavových kružnic a nepřímo úměrná úhlu záběru na valivé kružnici α_w . Podle nároků na plynulost chodu se doporučuje

$$\varepsilon_\alpha \geq 1,1 \text{ až } 1,2 \quad (20)$$

V případě šikmého ozubení počítáme součinitel záběru profilu jako průměrný počet párů zubů v záběru v čelní rovině daný vztahem (21)

$$\varepsilon_\alpha = \frac{1}{p_t * \cos\alpha_t} * \left(\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} \right) - \frac{a * \tan\alpha_t}{p_t} \quad (21)$$

Dále je nutno spočítat součinitel záběru kroku, ε_β , což je průměrný počet párů zubů v záběru po šířce, kde dochází k prodloužení dráhy záběru [8]

$$\varepsilon_\beta = \frac{b * \tan\beta}{p_t} \quad (22)$$

Celkový součinitel záběru ε_γ je definován jako součet ε_α a ε_β . Vyjadřuje celkový průměrný počet párů zubů v záběru [8].

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta \quad (23)$$

5.11 Krouticí moment

Vyjadřuje působení síly na bod vzdálený od osy otáčení. Jedná se o poměr výkonu a úhlové rychlosti.

$$M_{k1,2} = \frac{P}{\omega_{1,2}} \quad (24)$$

M_k – krouticí moment [Nm¹]

P – výkon [W]

ω – úhlová rychlost [rad.s¹]

5.12 Účinnost

Účinnost je dána poměrem energie odevzdané ku energii dodané.

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} \quad (25)$$

P_1 = energie dodaná

P_2 = energie odevzdaná

Pomocí účinnosti vyjadřujeme tzv. *ztrátový výkon*, který vzniká při provozu mechanismu. Účinnost do značné míry závisí na kinematických vazbách a třecích poměrech. Dosazením [2] do [3] a jejich porovnáním s [1] získáme vztah mezi vstupním a výstupním kroutícím momentem [4]:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{M_{k2} \omega_2}{M_{k1} \omega_1} = \frac{M_{k2}}{M_{k1}} \frac{1}{i} \Rightarrow M_{t2} = M_{t1} \cdot i \cdot \eta \quad (26)$$

6 Základní rozdělení převodových mechanismů

„Pojem převodové mechanismy zahrnuje zařízení různé složitosti, tvořena sériovým či paralelním řazením jednoduchých převodů“ [1] Členění převodových mechanismů provedeme podle [9], na mechanismy se stupňovitou a plynulou změnou a jejich další členění (Obr. 3)

Stupňová změna		
Mechanicky		Elektricky
Ozubeným převodem	Řemenovým převodem	Přepólování motoru
Plynulá změna		
Mechanicky	Elektricky	Hydraulicky
Variátory otáček	Frekvenční měniče	Změna odporu tlakového média

Tabulka 3 – Členění převodových mechanismů [9]

6.1 Mechanismy s plynulou změnou převodu

Tyto mechanismy obecně umožňují změnu převodového poměru a plynulou regulaci otáček v daném rozsahu bez skokového řazení.

6.1.1 Elektrická změna

U asynchronních elektromotorů lze pomocí regulátoru a frekvenčního měniče získat plynule široký rozsah pracovních otáček a regulovat výstupní moment. Frekvenční měnič se skládá z usměrňovače, meziobvodu, stykače a řídicího mikrokontroleru. Usměrňovač je připojen ke zdroji střídavého napětí a vytváří stejnosměrné pulsující napětí. Meziobvod přeměňuje napětí usměrňovače na stejnosměrný proud a střídač generuje požadovanou frekvenci motorového napětí. [10]. Frekvenční měnič je možné použít i pro řízený rozběh či doběh bez mechanických rázů ve strojích, které disponují velkou setrvačností. Měnič umožňuje regulaci buďto plynulou, nebo v nastavených frekvencích (3-6 pevných frekvencí, de facto stupňovitá změna) [11].

Regulace může probíhat buď manuálně pomocí ovládacího panelu či dalších prvků, popřípadě dálkově, či automaticky na základě zpětné vazby.

Metody regulace závisí především na použití daného motoru. Standardní regulace je regulace **lineární**, která je nejjednodušší a nejlépe uplatnitelná. Používá se pro aplikace s konstantní zátěží, např. posuvy strojů, pojezdy atd.

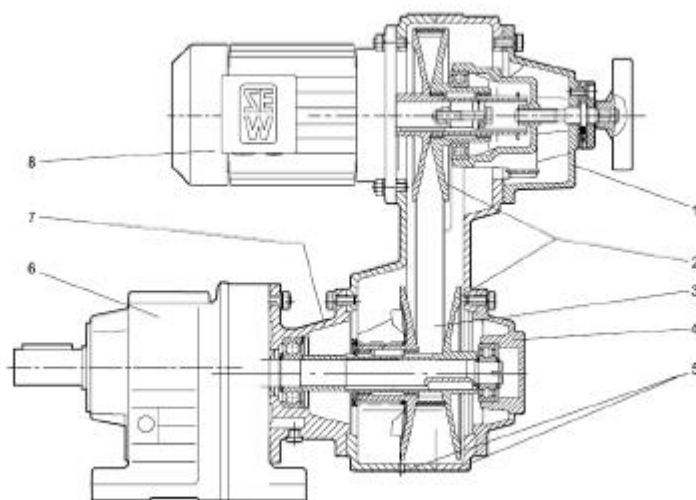
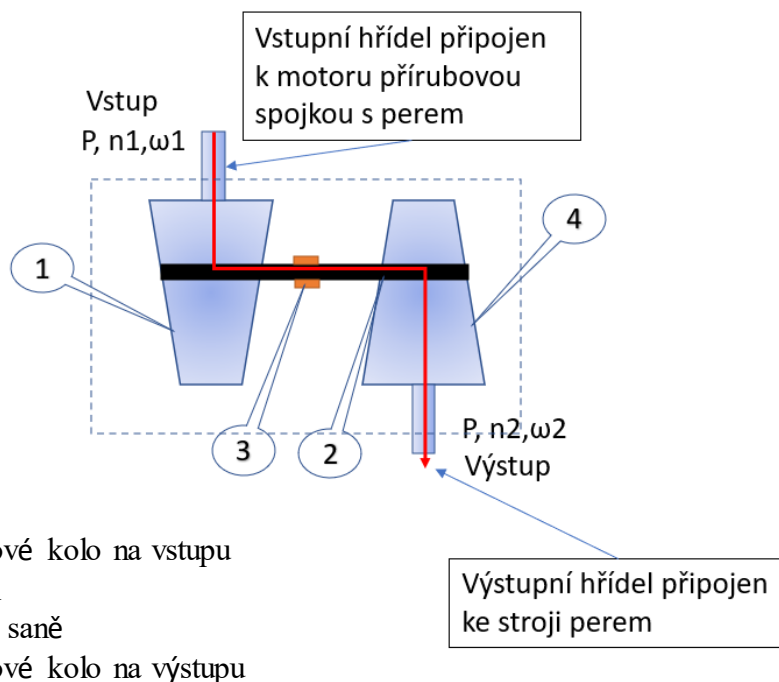
Dále existuje charakteristika kvadratická, vektorová charakteristika pro dynamicky náročnější aplikace, přímá charakteristika, kde je stanovena cílová hodnota momentu atd [11].

Regulace otáček pomocí frekvenčního měniče se používá u širokého spektra strojů, např. vrtaček, posuvů na CNC strojích atd.

6.1.2 Mechanická změna

Plynulá mechanická změna je prováděna obvykle pomocí tzv. Variátoru otáček. Mechanický variátor se využívá k plynulé regulaci otáček např. u menších soustruhů. Princip variátoru spočívá v přenosu otáček a výkonu přes dvojici (případně větší počet) kol s proměnným průměrem, popřípadě kol kuželových, která jsou spojena mezičlenem, obvykle řemenem nebo lamelovým řetězem.

Další variantou je variátor, který pomocí pohybu kotoučů k sobě a od sebe reguluje poloměr styku řemene a řemenice a tím i převodový poměr, viz obr. 8[9]. Řešení se obvykle používá pro přenos nižších až středních výkonů. Variátor se obvykle používá do převodu 1:6 a výkonu do 40kW [9].



Obrázek 5 – mechanický variátor s posuvnými kotouči. [9]

Mezi výhody řemenového převodu patří klidný chod, tlumení rázů a vibrací díky pružnému řemeni, relativně snadná údržba a nízká hlučnost. Dále řemen slouží určitým způsobem jako třecí spojka, a v případě skokové změny dodávaného výkonu dokáže prokluzem ochránit připojené zařízení před poškozením.

Zásadní nevýhodou je postupné vytažení řemene v průběhu používání a jeho možný prokluz, který případně může generovat statickou elektřinu. Není proto vhodný pro použití v potenciálně výbušných prostředích, popř. musí být odvod statické elektřiny zajištěn zvlášť. [2]. Další nevýhodou, především pro posuvové mechanismy u CNC aplikací, je nepřesnost

přenášených pohybů. Z hlediska zvýšeného namáhání hřídelí je též nutno zmínit zvýšené namáhání hřídelí a ložisek z důvodu předeptnutí řemene.



Obrázek 6 – Univerzální soustruh SPB 700V/230 s variátorem [12]

6.1.3 Hydraulická změna

Přenos energie probíhá pomocí pracovní kapaliny hnané el. čerpadlem, která je regulována např. objemově, nebo ventily formou průtokového regulátoru. Jedná se v zásadě o hydrodynamický pohon, kdy je využívána kinetická energie proudící kapaliny. Pohony se dělí podle výstupu na rotační a lineární. Podle principu a použití se liší momentové charakteristiky (detailněji k tomu ve [13])

Hydrodynamický pohon má v současné době celou řadu využití, ať už pro posuny obráběcích strojů, posuny nástrojů, svěráky, zvedáky, ramena stavebních strojů atd. Její výhodou je tlumení rázů a schopnost přenosu velkých sil. Hlavní nevýhodou je nižší účinnost oproti mechanickým převodům a nutnost chlazení z důvodu ohřevu kapaliny.



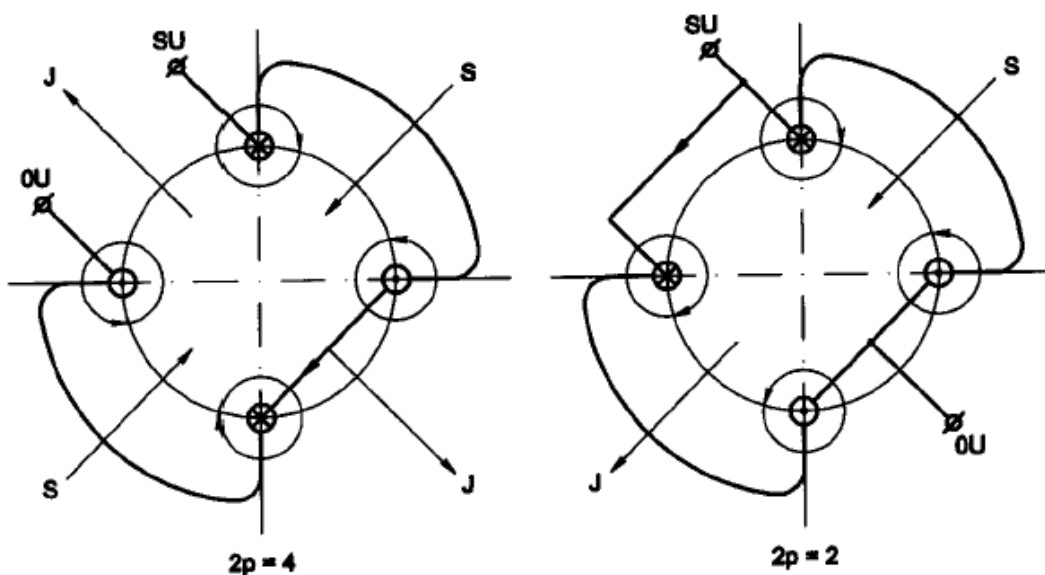
Obrázek 7 Hydraulická jednotka kotoučové pily s elektromotorem 1,5 kW, dvojitým čerpadlem o celkovém průtoku 10 dm³/min 1 pro pracovní posuv a rychloposuv. Jednotka v plném osazení ovládá dva svěráky, podávání materiálu a přísuv pily do řezu. [14]

6.2 Mechanismy se stupňovitou změnou převodu

Jak název napovídá, tyto mechanismy umožňují skokovou změnu převodového poměru pomocí řazení různých převodových stupňů, případě přepólování elektromotoru. Dále bude opět použito členění mechanismů podle [9] a tedy kategorie mechanické, které dále dělíme na ozubený a řemenový převod a konečně elektrické, kam spadá přepólování motorů.

6.2.1 Elektrická změna

U elektromotorů umožňuje změna počtu pólů skokovou změnu otáček. Počet stupňů je standardně 2, více jen ve výjimečných případech. [15]. Stupně, po kterých se póly mění, odpovídají synchronním otáčkám při různém počtu pólů. [15]. Stator elektromotoru může mít buď několik samostatných vinutí nebo jedno vinutí přepínatelné, které reguluje počet pólů. Toto řešení umožňuje poměrně velké převodové poměry, ale také zásadním způsobem zvyšuje hmotnost stroje. Přepínatelné vinutí v poměru 1:2 je demonstrováno na Obr. 8, kde je znázorněno tzv. Dahlanderovo zapojení [15].



Obrázek 8 – Dahlanderovo zapojení [15].

6.2.2 Mechanická změna – řemenový převod

Princip funkce je zde opět na principu mezičlenu, jako ve variantě s plynulou změnou převodu. V tomto případě však dochází ke změně převodu přehozením řemene na kola s požadovanými průměry [9]. Materiál řemene závisí na dané aplikaci. Pro velké obvodové rychlosti se standardně používají pásy plastové (PU, PA) z důvodu malé hmotnosti a dostatečné pevnosti. [2]. Nejpevnější variantou jsou pásy ocelové, které je možno využít pro převody s větší vzdáleností os. [2].

6.2.3 Mechanická změna – Ozubený převod

V současnosti zřejmě nejrozšířenější způsob řešení převodového mechanismu v průmyslových aplikacích. Pracují na principu tlakového styku v záběru páru spoluzabírajících členů, při čemž dochází k působení tečných sil. Jedná se o přenos přímou vazbou [9], protože se zde nenachází žádný mezičlen. Základním převodovým prvkem je dvojice spoluzabírajících ozubených kol, z pravidla jedno hnací (pastorek) a druhé hnané. Složitější mechanismy jsou složeny ze soustav několika dvojic ozubených kol. Může se jednat o kola s přímými, šikmými, dvojitě šikmými, zakřivenými nebo šroubovými zuby. Tvar ozubení je ve valné většině aplikací evolventní, ale pro zvláštní případy se vyskytují i varianty s cykloidním nebo speciálním (Nowikov, smíšené) [2].

Účel dvojice ozubených kol je dle [2] definován jako: „vytvoření kinematické a silové vazby mezi relativně blízkými hřídeli při požadované transformaci úhlové rychlosti a točivého momentu při co možná nejvyšší mechanické účinnosti.“

Právě účinnost je jedním z optimálních aspektů ozubeného převodu, protože dosahuje v optimálních podmínkách až 98% (pro čelní kola, u kuželových kol je to 96% a šnekového převodu 60–70%). Dalším pozitivem na ozubeném převodu je jeho dlouhá životnost a relativně malé rozměry. Pro aplikace v posuvových mechanismech, které jsou hlavním tématem této práce, je klíčová především přesnost přenosu pohybů a převodu.

Mezi hlavní nedostatky patří především výroba ozubení, která je náročná na přesnost a kvalitní materiály. Ozubené převody mají omezenou schopnost tlumení vibrací, a rázů, které do soukolí vstupují. Pro omezení chvění a vibrací v ozubení je nutno volit vhodné součinitele záběru. Přehledné rozdělení vybraných druhů ozubených převodů a jejich základní vlastnosti jsou k dispozici na obr. 9.

Soukolí a ozubení	Osy hřídele	Rychlosti a zatížení	Účinnost	Převodový poměr	Další výhody	Další nevýhody
Čelní vnější s přímými zuby	rovnoběžné	vysoké nejčastěji do 20m/s	Nejvyšší cca 98%	max 5,6 (až 10)	Nízká cena, snadná výroba	Hlučnost
Čelní vnější se šikmými zuby	rovnoběžné	vysoké do 60m/s (někdy až 150 m/s)	Mírně nižší než u přímých zubů	max 5,6 (až 10)	Klidný tichý chod	Axiální síla
Čelní vnitřní	rovnoběžné	vysoké	vysoká mírně pod 98%	Vysoké (planetové převodovky)	Menší prokluz	Obtížnější výroba
Šroubové	mimoběžné, šikmé	nízké	vysoká mírně pod cca 98%	nízký	Libovolný úhel os	Nutnost účinně mazat
Kuželové	různoběžné, často 90°	vysoké	vysoká	často 1, spíše nižší, max 4 až 6		Obtížná výroba
Šnekové	mimoběžné, 90°	vysoké	Nízká 30-90%, klesá s přev. č.	Vysoký, max 60-80 (kinem. až 1000)	Možnost samosvornosti, malé rozměry, tichý	Nutnost účinně mazat, chladit, obtížná výroba, opotřebení

Obrázek 9 –Porovnání nejčastějších ozubených převodů [8]

Vzhledem k zaměření této práce se dále budeme věnovat jen ozubení čelnímu a jeho aplikaci v předlohových a planetových převodovkách. Převodové mechanismy dělíme na dva základní typy – **předlohové (s pevnou polohou os) a planetové (s proměnnou polohou os).**

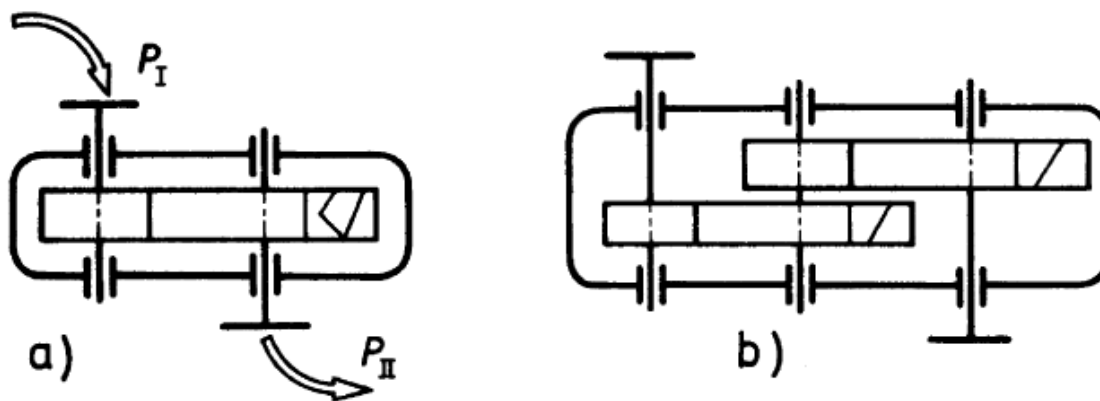
Kola předlohového mechanismu zachovávají konstantní polohu vůči rámu. Planetové převodovky jsou specifické tím, že alespoň jedno převodové kolo vykonává nejméně dvě rotace.

6.3 Předlohové převodovky – s pevnou polohou os

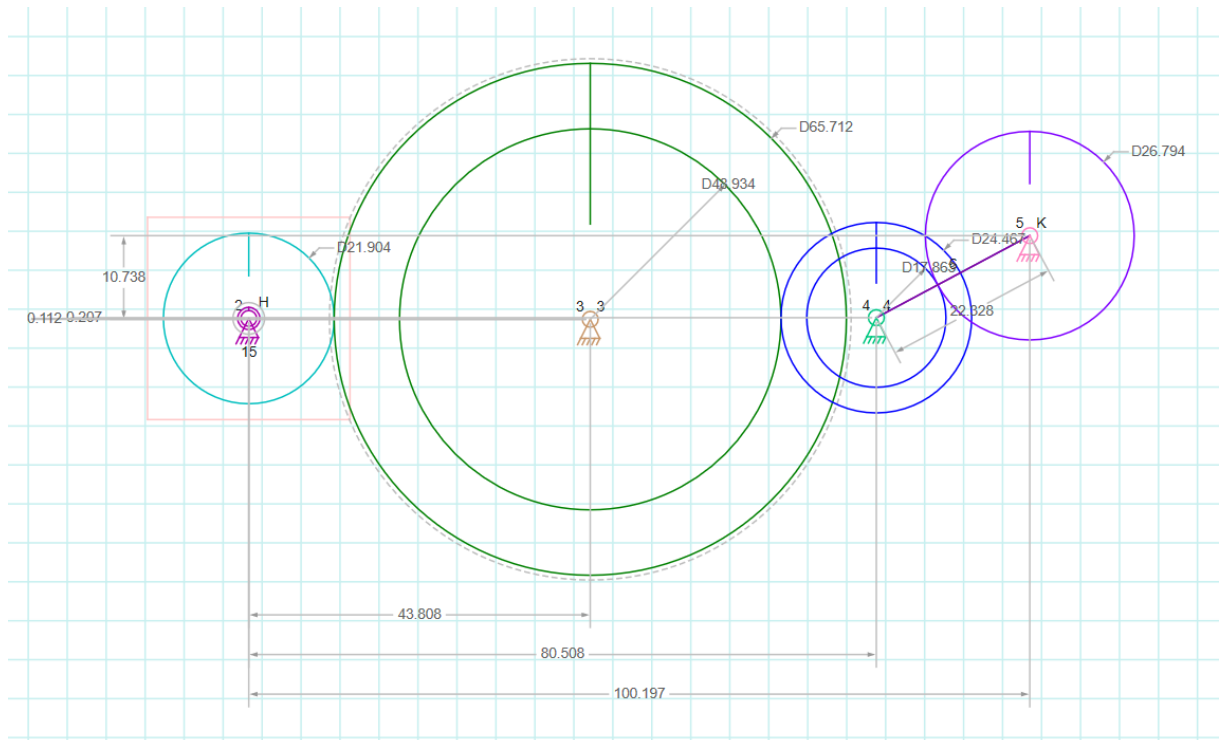
Jak bylo řečeno dříve, předlohové mechanismy jsou tvořeny prostým řazením převodů při zachování neměnné polohy jejich os. Dochází zde k postupné transformaci rotačních pohybů mezi jednotlivými hřídeli. Předpokládáme-li úhlové rychlosti všech kol ve stejném smyslu, lze převodový poměr mechanismu určit následovně.

$$i_{25} = \frac{\omega_{21}}{\omega_{51}} = \frac{\omega_{21}}{\omega'_{31}} \cdot \frac{\omega''_{31}}{\omega'_{41}} \cdot \frac{\omega''_{41}}{\omega_{51}} = \frac{z_5}{z_2} = \frac{z''_3}{z_2} \cdot \frac{z'_4}{z'_3} \cdot \frac{z_5}{z'_4} \quad (27)$$

Jak vyplývá z (27), což je zápis výpočtu převodového poměru k předlohovému mechanismu na obr. 11, lze daný poměr určit jak z úhlových rychlostí na jednotlivých členech, tak i z jejich počtu zubů. Obecně lze říci, že pro $1 < i_c < 8$ lze použít jednostupňovou převodovku s válcovými koly, (s kuželovými koly je možný převodový poměr nižší) a pro cca $6 < i_c < 60$ se používají dvoustupňové převodovky (b). Pro vyšší převodové poměry ($40 < i_c < 200$) lze použít třístupňovou převodovku.



Obrázek 10 – tok výkonu převodovkou [2]

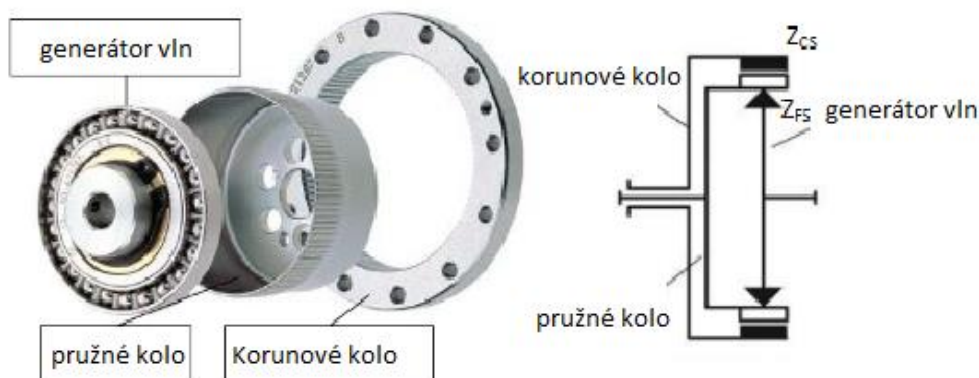


Obrázek 11 Schéma předlohového mechanismu (vytv. ve FW Linkage)

Pro průmyslové aplikace je v nabídce široké spektrum koaxiálních i úhlových předlohových převodovek jedno i víceúhlových, v závislosti na požadovaném převodovém poměru. Řazení u předlohových převodovek probíhá buď pomocí posuvného kola, které je přímo přesunuto na hřídeli do záběru, popř. řazení pomocí zubové spojky, kdy je kolo s hřídelí propojeno spojkou až ve chvíli zařazení daného převodu. Řazení posuvným kolem vyvolává značné rázy a není již příliš využíváno. Obvykle jsou kola propojena s hřídelí pomocí zubové spojky. Pro omezení rázu jsou nejprve otáčky kola a hřídele sjednoceny synchronizační třecí spojkou, a až poté dojde ke spojení spojkou zubovou.

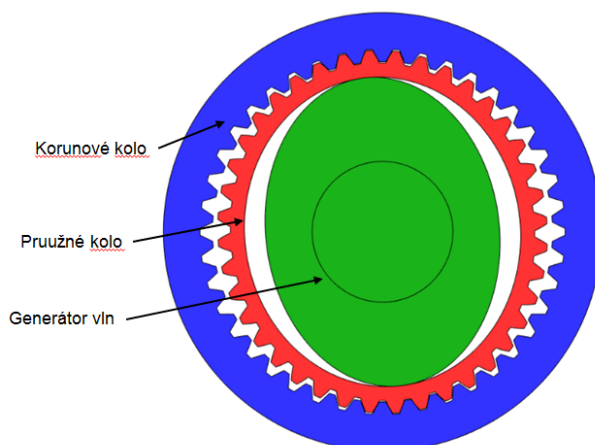
6.3.1 Harmonická převodovka (Strain Wave Gear)

Harmonická převodovka je redukční mechanismus, vynalezený v r. 1957, který má dnes široké využití v robotice a letectví. Jeho velkou výhodou je schopnost poskytnout vysoké převodové poměry až 320:1 a bezvůlový chod. [24]. Harmonická převodovka se skládá z tří hlavních komponentů. Jedná se o korunové kolo, pružné kolo a generátor vln.



Obrázek 12 – harmonická převodovka [24]

Korunové kolo má vnitřní ozubení a je připevněno k výstupu z převodovky. Pružné kolo je vloženo v korunovém kole a má z pravidla o dva zuby méně. Pružné kolo je deformováno generátorem vln a svým vnějším ozubením je na dvou místech v záběru s korunovým kolem, se kterým koná relativní pohyb. Jednotlivé zuby pružného kola mají různé okamžité rychlosti v závislosti na tvaru generátoru vln. [24]



Obrázek 13 – schéma harmonické převodovky [26]

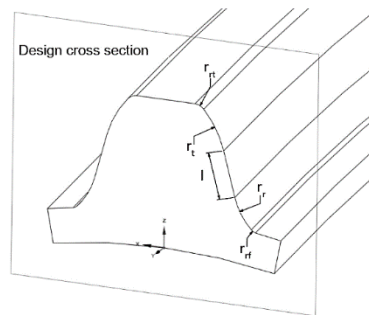
Generátor vln je tvořen eliptickým diskem a radiálním kuličkovým ložiskem, které je na něj nasazeno a zformováno do stejného tvaru. Je nutno říci, že smysl otáčení vstupního členu je opačný než smysl otáčení členu výstupního.

6.3.1.1 Volba převodu při návrhu harmonické převodovky

Převodový poměr harmonické převodovky je dán vztahem (28) [24]. Záporné znaménko u výsledného poměru podle (28) je dáno opačným směrem otáčení vstupního a výstupního členu.

$$i = \frac{\omega_{input}}{\omega_{output}} = \frac{\omega_{generátor\ vln}}{\omega_{korunové\ kolo}} = \frac{Z_{flexibilní\ kolo}}{Z_{flexibilní\ kolo} \cdot Z_{korunové\ kolo}} \quad (28)$$

Životnost harmonické převodovky standardně přesahuje 10000 provozních hodin. Nevýhodou harmonické převodovky jsou poměrně vysoké nároky na přesnost výroby a netradiční geometrie zubu. Geometrie zubu není evolventní, ale je tvořena několika rádiusy, které jsou vzájemně propojeny přímkou, jak je patrné z obr. 17.



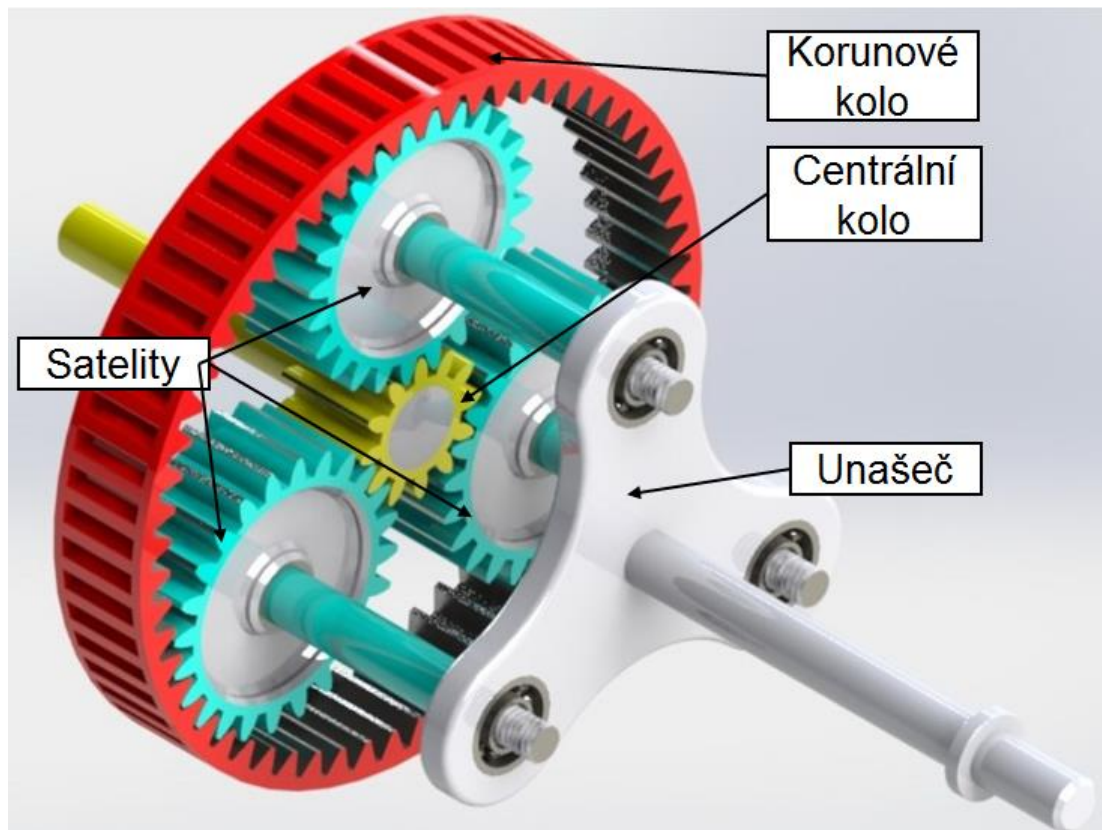
Obrázek 14 – geometrie zubu harmonické převodovky [25].

6.4 Převodovky s proměnnou polohou os

V této kategorii se budu zabývat jak asi nejrozšířenějším zástupcem – planetovou převodovkou, tak i poněkud méně tradičními redukčními mechanismy, jakými jsou harmonická převodovka a tzv. Archimédův pohon. Jedná se o aplikace využívané například v robotice a přesné technice, ale výhledem k potenciálu obou řešení (vysoké převodové poměry a přenášené momenty při velmi malých rozměrech) považuji za vhodné je v rámci teorie alespoň stručně zmínit.

6.4.1 Planetová převodovka

Planetová převodovka je mechanismus, tvořený centrálním kolem, satelity, uloženými na unašeči a korunovým kolem.



Obrázek 15 Schéma planetové převodovky [4]

Centrální kolo (K) může být pohyblivé nebo pevné a jeho osa odpovídá centrální ose převodu. Mohou mít vnější a/nebo vnitřní ozubení. Unašeč (U) rotuje okolo centrální osy a na jeho ramenou jsou osy satelitů. Počet ramen se pohybuje mezi $a_k=2$ až 6, nejčastěji však $a_k=3$. Satelity (S) jsou stejná kola s vnějším ozubením, otočně uložená na čepech ramen unašeče.

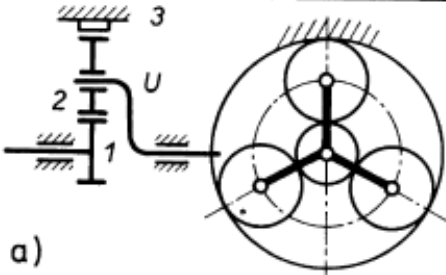
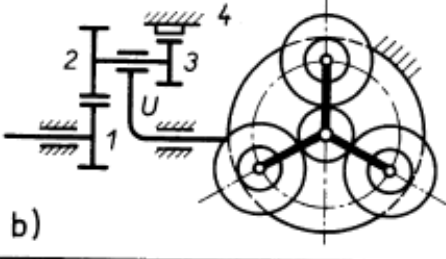
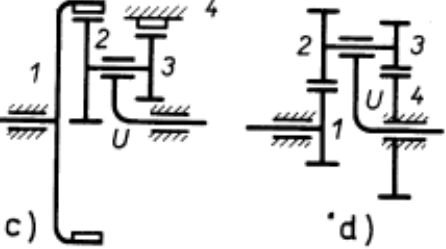
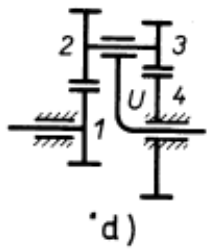
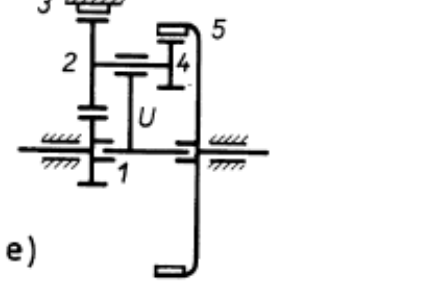
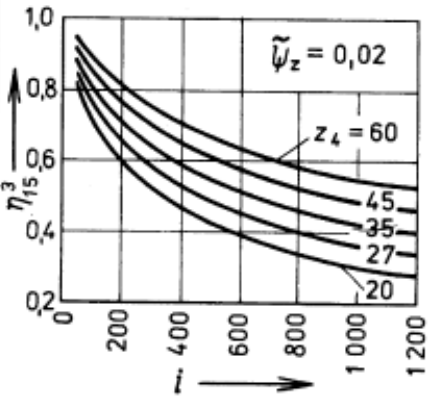
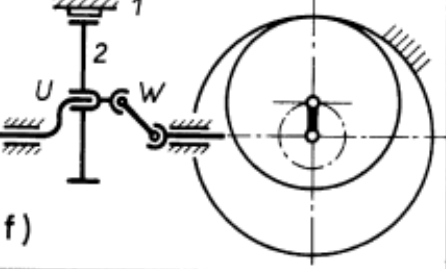
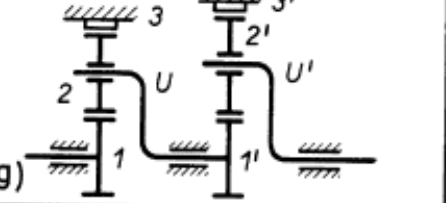
Planetové převody s jednoduchými satelity se nazývají **jednostupňové**, s dvojitým satelitem **dvojestupňové** atd.

Dvojestupňové převody umožňují rozličné konstrukční varianty, ale jsou složitější a nákladnější na výrobu. Hlavní výhodou planetových soukolí je schopnost dosažení vysokých převodových poměrů při poměrně kompaktní konstrukci a malé hmotnosti (až o 50% méně, než u předlohové převodovky srovnatelných parametrů). Díky přenosu točivého momentu přes více satelitů mezi hnaným a hnacím členem dochází také k menšímu namáhání ozubení. Centrální kolo má na vstupu vyšší úhlovou rychlost, která se následně přes satelity a unašeč redukuje na nižší výstupní úhlovou rychlost. Díky koncepci planetové převodovky dochází k rozložení zatížení na více zubů a planetová převodovka např. o třech planetách může přenášet až trojnásobně větší krouticí moment, než předlohová převodovka podobných rozměrů [22].

Oproti předlohové převodovce má planetová převodovka výhodu větší hustoty krouticího momentu (Nm/kg), díky které dokáže přenášet větší krouticí moment při menších

rozměrech. V závislosti na tom, které členy převodovky jsou uloženy na vnějších hřídelích, rozeznáváme následující typy převodovek. Dělení převzato z [2].

- 1) Typ K K: na obou vnějších hřídelích jsou umístěna korunová kola. Unašeč má zde funkci opory satelitů a nepřenáší krouticí moment. Tato konstrukce je schopna přenášet velké převodové poměry, ale s nižší účinností.
- 2) Typ K U: na jednom z vnějších hřídelů je uložen unašeč (hnacím nebo hnaném) a na druhém je uloženo korunové kolo. Jedná se o nejčastější typ konstrukce převodovky. Vyznačují se vysokou účinností a velkými převodovými poměry.
- 3) Typ U S: převody s tzv. vedeným pohybem satelitu. Na hnacím hřídeli je uložen unašeč. Spojení mezi hnaným hřídelem a satelitem je realizováno pomocí přidavného W mechanismu (obr. 16, f)
- 4) Složené planetové převodovky: Vznikají sériovým zapojením více planetových převodů. Celkový převodový poměr je dán součinem jednotlivých dílčích převodových poměrů.

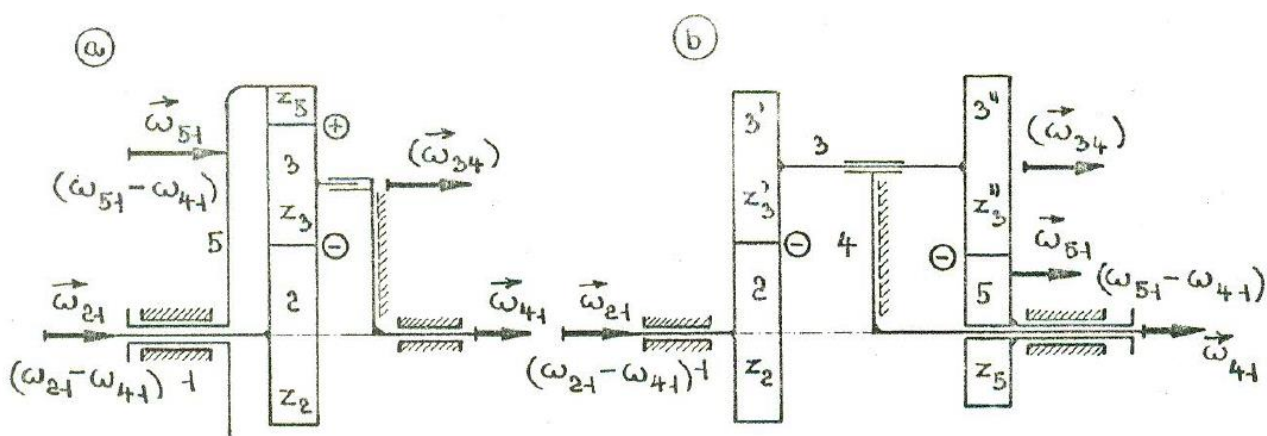
K-U	 <p>a)</p>	$i_{1U}^3 = 1 + \frac{z_3}{z_1}$ <p>(28 ÷ 8)</p>	$\eta_{1U}^3 = 1 - \left \frac{i_{1U}^3 - 1}{i_{1U}^3} \right \cdot \tilde{\psi}_z$ <p>(0,96 ÷ 0,99)</p>
	 <p>b)</p>	$i_{1U}^4 = 1 + \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}$ <p>(1 ÷ 16)</p>	$\eta_{1U}^4 = 1 - \left \frac{i_{1U}^4 - 1}{i_{1U}^4} \right \cdot \tilde{\psi}_z$ <p>(0,96 ÷ 0,99)</p>
	 <p>c)</p>  <p>d)</p>	$i_{U1}^4 = \frac{1}{1 - \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}}$ <p>c) (30 ÷ 100) ÷ 1500 d) ÷ 1500</p>	$\eta_{U1}^4 = \frac{1}{1 + \left 1 - i_{U1}^4 \right \cdot \tilde{\psi}_z}$
K-K	 <p>e)</p>	$i_{15}^3 = \frac{1 + \frac{z_3}{z_1}}{1 - \frac{z_3 z_4}{z_2 z_5}}$ <p>(15 ÷ 200) ÷ 1500</p>	 <p>$\tilde{\psi}_z = 0,02$</p> <p>$z_4 = 60$ 45 35 27 20</p>
U-S	 <p>f)</p>	$i_{U2}^1 = \frac{z_2}{z_1 - z_2}$ <p>(15 ÷ 60)</p>	$\eta_{U2}^1 = (0,7 \div 0,94)$
	 <p>g)</p>	$i_{1U'} = i_{1U}^3 \cdot i_{1'U'}^{3'}$ <p>(15 ÷ 60)</p>	$\eta_{1U'} = \eta_{1U}^3 \cdot \eta_{1'U'}^{3'}$ <p>(0,93 ÷ 0,97)</p>

Obrázek 16 Schémata jednotlivých typů planetových převodovek [2]

6.4.1.1 Výpočet převodového poměru u planetových převodů

Nejvhodnější metodou pro výpočet převodového poměru u planetového převodu je zřejmě *metoda relativních úhlových rychlostí vůči unašeči*. Princip této metody spočívá v převodu planetové soustavy na soustavu předlohovou, kterou jsme již schopni řešit standartním postupem, jako (29). Tento převod je realizován zastavením jednoho z hlavních členů (z pravidla unašeče), čímž dojde ke změně diferenciálu ($n=2$) na mechanismus ($n=1$). Vycházíme z definice, že konstantní převod se nezmění, odečteme-li od všech úhlových rychlostí jednu úhlovou rychlost (rychlost zastaveného unašeče). Tímto způsobem unašeč myšleně zastavíme a vyjádříme rel. úhlovou rychlost vůči unašeči. Pokud je mechanismus složitější, je možno jej myšleně rozdělit na jednoduché převody jako na obr. 16 a řešením soustavy alg. rovnic získat neznámé úhlové rychlosti.

Princip demonstrujeme na dvou uvedených příkladech na obr.17



Obrázek 17 [6]

Pro variantu a, což je soustava s jednoduchým satelitem, zastavíme unašeč 4 a jeho úhlovou rychlost odečteme od zbývajících členů.

$$i_{52} = \frac{\omega_{21} - \omega_{41}}{\omega_{51} - \omega_{41}} = \frac{-z_3}{z_2} \left(\frac{z_5}{z_3} \right) = \frac{-z_5}{z_2} \quad (29)$$

U varianty b, kde máme soustavu s dvojitým satelitem, postupujeme následovně

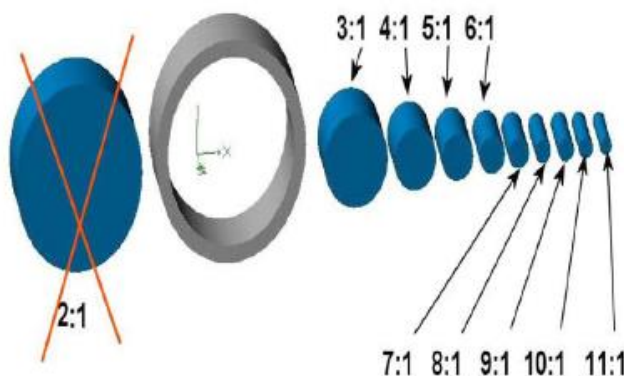
$$i_{52} = \frac{\omega_{21} - \omega_{41}}{\omega_{51} - \omega_{41}} = \frac{-z'_3}{z_2} \left(-\frac{z_5}{z''_3} \right) = \frac{z'_3 z_5}{z_2 z''_3} \quad (30)$$

6.4.1.2 Volba převodu při návrhu planetové převodovky

Redukční poměr převodovky lze stanovit také výpočtem na základě průměrů roztečných kružnic centrálního a korunového kola, nebo podle počtu zubů centrálního a korunového kola [22] podle (30)

$$\text{Redukční poměr} = \frac{d_{1 \text{ korunové kolo}} + d_{1 \text{ centrální kolo}}}{d_{1 \text{ centrální kolo}}} = \frac{z_{1 \text{ korunové kolo}} + z_{1 \text{ centrální kolo}}}{z_{1 \text{ centrální kolo}}} \quad (31)$$

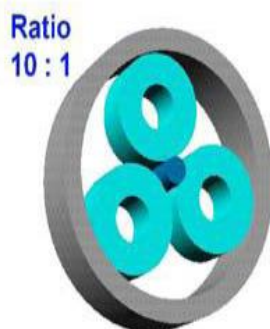
Z konstrukčních i praktických důvodů je vhodné při volbě převodového poměru planetové převodovky dbát několika důležitých zásad. Nastavení převodového poměru se v praxi na převodovce projevuje změnou průměru centrálního kola vůči korunovému kolu a s tím související i změna průměru satelitů.



Obrázek 18 – velikost průměru centrálního kola pro různé převodové poměry. [22]

Jak je patrné z obr. 18, není možné volit převodový poměr 2:1, protože by v tomto případě dosahoval průměr centrálního kola průměru kola korunového a nebylo by možné osadit jej planetami. Díky tomu jsou k dispozici převodové poměry 2–10. Nicméně ani v tomto rozsahu není vhodné volit převodové poměry libovolně. V případě opačného extrému, převodu 10:1 bude mít centrální kolo velmi malý průměr a planety budou výrazně hmotnější. Následkem toho bude docházet k zatěžování ozubení na centrálním kole, které bude mít sklony k únavovým poruchám a snížení životnosti [23].

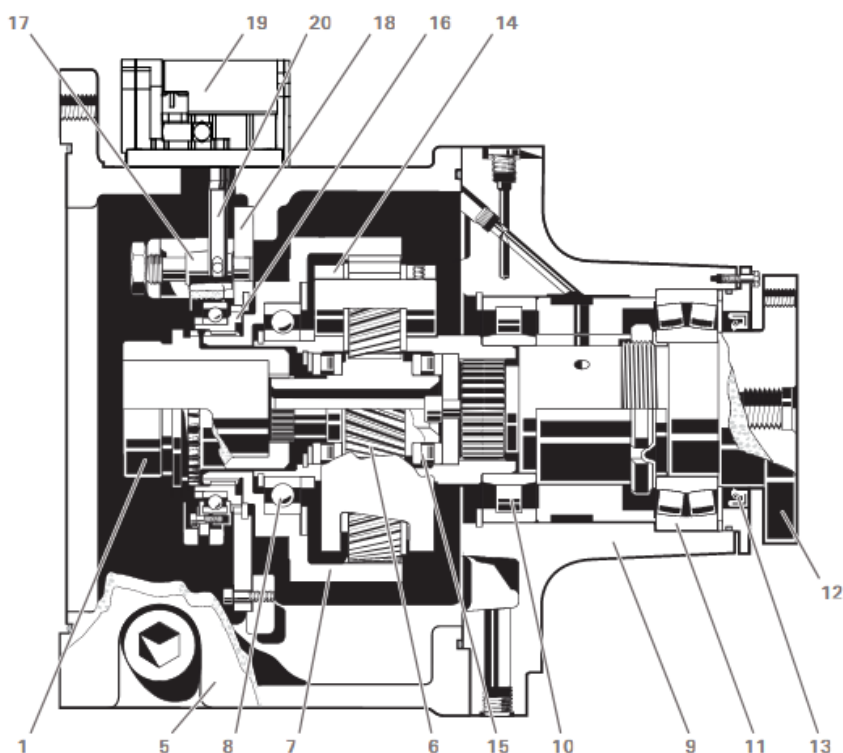
Již zmíněný velký rozdíl mezi průměry korunového a centrálního kola má za následek poměrně velké průměry planetových kol, což redukuje jejich počet, kterým je možno převodovku osadit a zhoršuje rozložení zatížení. Jak je patrné z Obr 19, při převodu 10:1 lze převodovku osadit maximálně třemi satelity, jinak dochází k interferenci satelitů.[23].



Obrázek 19 – planetová převodovka s poměrem 10:1 [22]

V případě poměru 3:1 může být převodovka osazena více, než 5 satelity, což umožňuje lepší rozložení sil. [23] Potenciální problémem se může stát tentokrát malý průměr planetových kol a jejich potenciální přehřívání. Ideální je tedy pohybovat se v rozmezí 4:1 až 8:1 pro jednostupňové převodovky. Menší poměry, v rozsahu 4:1 a 5:1 jsou vhodné pro rychlé změny otáček, reverzi chodu a nárazové zatížení. Vyšší poměry 6:1 až 8:1 se hodí pro dlouhodobé konstantní zatížení. [23]. V případě požadavků na vyšší převodový poměr je vhodné použít vícečetné převodovky, které umožňují dosáhnout převodového poměru až 200:1.

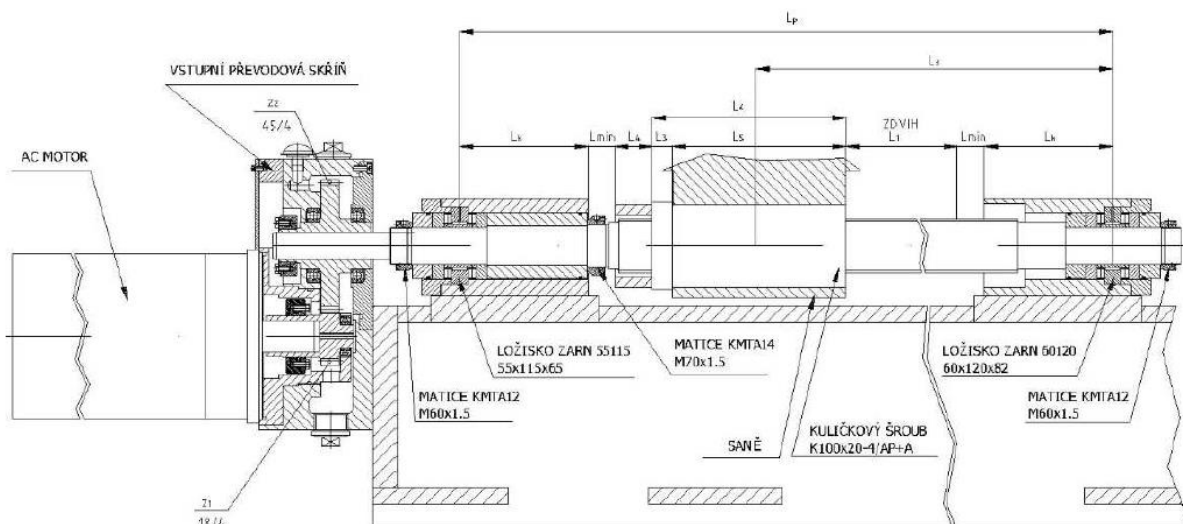
6.5 Součásti převodovky



Obrázek 20 – Schéma dvoustupňové planetové převodovky ZF Duoplan [28]

- | | |
|----------------------------|-------------------------------|
| 1- Vstupní hřídel | 12- spínač |
| 5- Skříň převodovky | 13- Ložisko výstupní hřídele |
| 6- Centrální kolo | 14- Ložisko výstupní hřídele |
| 7- Korunové kolo | 15- Výstupní hřídel |
| 8- Ložisko korunového kola | 16- Gufero výstupního hřídele |
| 9- Ložisková skříň | 17- Unašec |
| 10- Brzdový kotouč | 18- Axiální ložisko |
| 11- spínací jednotka | 19- Posuvná objímka |
| | 20- Řadící vidlice |

7 Konstrukční návrh převodového mechanismu



Obrázek 21 – Posuvový mechanismus, současné řešení [27]

Současné technické řešení je předlohová převodovka s pevným převodem (Obr. 21). Tato převodovka bude nahrazena převodovkou planetovou. Návrh planetové převodovky je předmětem následujícího výpočtu. Nejprve bude proveden hrubý návrhový výpočet pro zjištění potřebného stupně převodového poměru, následně bude výpočet validován SW KISSsoft a MITcalc. Nakonec bude provedeno srovnání nového a starého řešení z hlediska prostoru, nákladů a celkové efektivity.

7.1 Hrubý návrhový výpočet

Jako podklad pro tento výpočet byl použit [27]

Hmoty posuvového mechanismu

$$\begin{aligned}
 m_{G1} &= 19000 \text{ kg} && \text{deska stolu } 3.5 \times 3.5 \\
 m_{G2} &= 6100 \text{ kg} && \text{saně} \\
 m_Q &= 50000 \text{ kg} && \text{obrobek}
 \end{aligned}$$

Prvotními vstupy do výpočtu jsou požadavky na výstupu kuličkového šroubu, tzn. Požadovaná rychlost rychloposuvu (25) a maximální posuvová síla, kterou tvoří posuvová složka max. řezné síly (26).

$$v_{sM} = 11 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1} \quad (32)$$

$$F_{sM} = 50 \text{ kN} \quad (33)$$

Dále podle zadaného zatěžovacího spektra můžeme vyjádřit posuvové síly, působící při jednotlivých zatíženích.

$$F_S = [50 \quad 33.1 \quad 5.9 \quad 40 \quad 0 \quad 0 \quad -40 \quad -5.9 \quad -33.1 \quad -50] \quad (34)$$

Dále můžeme stejným způsobem vyjádřit spektrum posuvových rychlostí podle [27].

$$v_S = [-v_{s1} \quad -v_{s2} \quad -v_{s3} \quad -\frac{v_{sM}}{2} \quad -v_{sM} \quad v_{sM} \quad \frac{v_{sM}}{2} \quad v_{s3} \quad v_{s2} \quad v_{s1}] \quad (35)$$

Kde v_{s1} , v_{s2} a v_{s3} jsou požadované pracovní rychlosti posuvového mechanismu.

$$v_{s1} = 0.5 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1} \quad (36)$$

$$v_{s2} = 0.7 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1} \quad (37)$$

$$v_{s3} = 0.8 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1} \quad (38)$$

Na základě (28), (29), (30), (31) lze stanovit spektrum posuvových rychlostí (39).

$$v_S = [-0.5 \quad -0.7 \quad -0.8 \quad -5.5 \quad -11 \quad 11 \quad 5.5 \quad 0.8 \quad 0.7 \quad 0.5] \quad (39)$$

Celková doba běhu je stanovena na (40), lze tedy stejným způsobem podle zadané poměrné doby běhu (41) stanovit její spektrum.

$$T_c = 15000 \text{ hod} \quad (40)$$

$$q = [0.07 \quad 0.117 \quad 0.047 \quad 0.027 \quad 0.24 \quad 0.24 \quad 0.027 \quad 0.047 \quad 0.117 \quad 0.7] \quad (41)$$

Z účinnosti kuličkového šroubu (42) a odhadované účinnosti vstupního převodu (43) vychází celková účinnost (44).

$$\eta_{rs} = 0.96 \quad (42)$$

$$\eta_{1r} = 0.98^2 = 0.96 \quad (43)$$

$$\eta_{1s} = \eta_{rs} \cdot \eta_{1r} = 0.92 \quad (44)$$

Volíme kuličkový šroub K100x40 – Steinmayer

Parametry

$$L_1 = 2.5m \quad \text{délka kuličkového šroubu}$$

$$d = 0.1m \quad \text{průměr kuličkového šroubu}$$

$$L_p = L_1 + 8 \cdot d = 3.3m \quad \text{celková délka šroubu}$$

$$\rho = 7850 \frac{kg}{m^3} \quad \text{hustota}$$

Následně jsou ověřeny hodnoty finálního převodu (45) a momentu na vstupu finálního členu mechanismu (46).

$$i_{rs} = \frac{2 \cdot \pi}{h} = 157.1 \quad (45)$$

$$M_r = F_{SM} \cdot \frac{h}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{1}{\eta_{rs}} = 331,57 Nm \quad (46)$$

Podle získaných hodnot na kuličkovém šroubu lze vyjádřit jednotlivá spektra na kuličkovém šroubu. Spektrum momentů (47) vychází ze spektra sil (34). Spektrum otáček (48) vychází ze spektra rychlostí (35). Ze (48) vybereme poté maximální otáčky kuličkového šroubu (49).

$$M_r = [331.57 \quad 219.5 \quad 39.13 \quad 265.36 \quad 0 \quad 0 \quad -265.36 \quad -39.13 \quad -219.5 \quad -331.57] \quad (47)$$

$$n_r = \frac{v_{st}}{h} = [-12.5 \quad -17.5 \quad -20 \quad -125 \quad -250 \quad 250 \quad 125 \quad 20 \quad 17.5 \quad 12.5] \quad (48)$$

$$n_{rM} = 250 \text{ min}^{-1} \quad (49)$$

Nyní bude provedena volba motoru pro pohon posuvového mechanismu podle požadovaného výkonu, potřebného k dosažení max. otáček (49) a max. potřebné posuvové síly (33).

$$P_M = F_{sM} \cdot \frac{v_{sM}}{\eta_{1s}} = 50000 \cdot \frac{11}{0.92.60} = 9.96 \text{ kW} \quad (50)$$

Na základě fiktivního výkonu (50) volíme motor 1FT7086-5SH7 Siemens

Motor	1FT7086-5SH7 Siemens
• Výkon	$P = 11,8 \text{ kW}$
• Jmenovité otáčky (max.)	$n_{jm} = 4500 \text{ min}^{-1}$
• Jmenovitý moment	$M_{0l} = 36 \text{ Nm} - \text{static}$ $M_{rated} = 25 \text{ Nm} - \text{rated}$
• Moment setrvačnosti	$J_1 = 0.0064 \text{ kg.m}^2$

Dále z hodnot výše a jmenovitých otáček motoru (51), parametrů kuličkového šroubu a výše uvedených účinností vychází celkový převod (52) a převod daný kuličkovým šroubem (45) a požadovaný vstupní převod (53), který definuje požadovaný převod planetové převodovky.

$$n_{jm} = 4500 \quad (51)$$

$$i_{1s} = \frac{2\pi \cdot n_{jm}}{v_{sM}} = \frac{2\pi \cdot 4500}{11} = 2570 \quad (52)$$

$$i_{1r} = \frac{i_{1s}}{i_{rs}} = \frac{2570}{157} = 16,3 \quad (53)$$

Na základě výpočtu (53) volíme **požadovaný převod na vstupu 16**.

Na závěr byla provedena kontrola momentu motoru vzhledem k F_{sM} . Porovnáním parametrů motoru s momentem potřebného k dosažení F_{sM} (54) a odpovídajícími otáčkami (55) rychlosti pracovního posuvu (32) bylo ověřeno, že parametry motoru jsou vhodné pro daný posuv.

$$M_{F_{sM}} = \frac{F_{sM}}{i_{1s} \cdot \eta_{1s}} = \frac{50000}{2570 \cdot 0.92} = 21,15 \text{ Nm} \quad (54)$$

$$n_1 = \frac{v_{s1}}{2\pi} \cdot i_{1s} = \frac{0.5}{2\pi} \cdot 2570 = 204,51 \text{ min}^{-1} \quad (55)$$

$$M_{F_{sM}} \leq \frac{M_{rated} - M_0}{n_{jm}} \cdot n_1 + M_0$$

$$21,25 \leq \frac{25 - 36}{4500} \cdot 204,51 + 36$$

$$21,25 \leq 35,5$$

Vyhovuje

Kontrola posuvového mechanismu z důvodu dynamické stability se provádí z důvodu eliminace rizika překmitů při rozjezdech a zastavování posuvu.

Níže je uvedena redukce hmoty mechanismu (56), (57), (58) a momenty setrvačnosti (52), (53), (54) na hřídel 1 a poté porovnání s kritériem dynamické stability (55).

Deska stolu 3.5 x 3.5 $m_{G1} = 19000kg$ (56)

Saně $m_{G2} = 6100kg$ (57)

Obrobek $m_Q = 50000kg$ (58)

Posouvané hmoty stolu $m_s = m_{G1} + m_{G2} + m_Q = 75100kg$ (59)

Moment setrvačnosti motoru $J_1 = 0,0064 kg.m^2$ (60)

Odhad momentu setrvačnosti vst. převodu $J_{1r} = 0,001 kg.m^2$ (61)

Kuličkový šroub

$$J_{rs} = \pi \cdot \frac{d^2}{4} \cdot L_p \cdot \rho \cdot \frac{d^2}{8} = \pi \cdot \frac{d^4}{32} \cdot L_p \cdot \rho = \pi \cdot \frac{0,1^4}{32} \cdot 3,3 \cdot 7850 = 0,25 kg.m^2$$
 (62)

Kuličkový šroub redukováný na hřídel 1

$$J_{1rs} = \frac{J_{rs}}{i_{1r}^2} = \frac{0,25}{16^2} = 9,765 \cdot 10^{-4} kg.m^2$$
 (63)

Posouvané hmoty redukované na hřídel 1

$$J_{1ms} = \frac{m_s}{i_{1s}^2} = \frac{75100}{2570^2} = 0,011 kg.m^2$$
 (64)

Posuvový mechanismus + posuvné skupiny redukované na hřídel 1

$$J_{1pos} = J_{1r} + J_{1rs} + J_{1ms} = 0,012 kg.m^2$$
 (65)

Kritérium dynamické stability

$$\mu_p = \frac{J_{1pos}}{J_1} = \frac{0,012}{0,0064} = 1,87 \leq 2 \quad (66)$$

vyhovuje

Kontrola max zrychlující síly

$$\text{Celk. m.s. na motoru} \quad J_{1c} = J_1 + J_{pos} = 0,012 + 0,04 = 0,018 \text{ kg.m}^2 \quad (67)$$

$$\text{Celk. hm. red. na saně} \quad m_{redS} = J_{1c} \cdot i_{1s}^2 = 0,018 \cdot 2570^2 = 1,056 \cdot 10^5 \text{ kg.m}^2 \quad (68)$$

$$\text{Zrychlení} \quad a_s = 0,25 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad (69)$$

$$\text{Zrychl. síla} \quad F_{sa} = m_{redS} \cdot a_s = 1,056 \cdot 10^5 \cdot 0,25 = 26,4 \text{ kN} \quad (70)$$

$$F_{sa} \leq 1,5 \cdot M_0 \cdot i_{1s} \cdot \eta_{1s} \Rightarrow 26400 \leq 12677$$

Vyhovuje

Spektrum zatížení na hřídeli motoru vychází ze spektra zatížení kuličkového šroubu (47), (48)

$$M_i = \frac{M_r}{i_{1r} \cdot \eta_{1r}} = [21,58 \quad 14,29 \quad 2,54 \quad 17,27 \quad 0 \quad 0 \quad -17,27 \quad -2,54 \quad -14,29 \quad -21,58] \quad (71)$$

$$n_r = n_r \cdot i_{1r} = [-200 \quad -280 \quad -320 \quad -2000 \quad -4000 \quad 4000 \quad 2000 \quad 320 \quad 280 \quad 200] \quad (72)$$

Referenční parametry spektra

$$M_{1_1} = 21,58 \text{ Nm} \quad (73)$$

$$n_{1_1} = 200 \text{ min}^{-1} \quad (74)$$

$$T_c = 15000 \text{ hod} \quad (75)$$

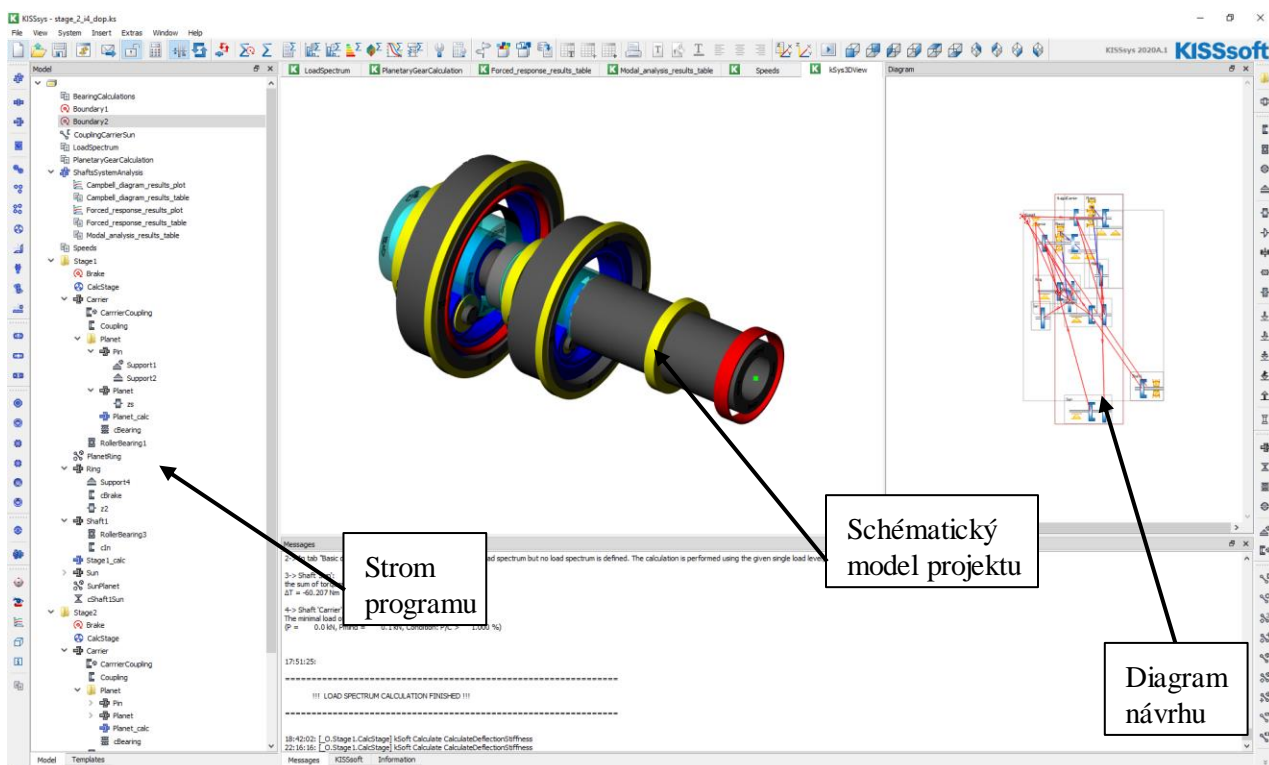
Parametry (73), (74), (75) jsou vstupem do SW KISSsoft, kde je proveden detailní návrh převodovky

Podle požadovaného převodu na vstupu (53) je patrné, že ideální bude dvoustupňová převodovka.

1. Stupeň $i_{12} = 4$
2. Stupeň $i_{22} = \frac{i_{1r}}{i_{12}} = 4$

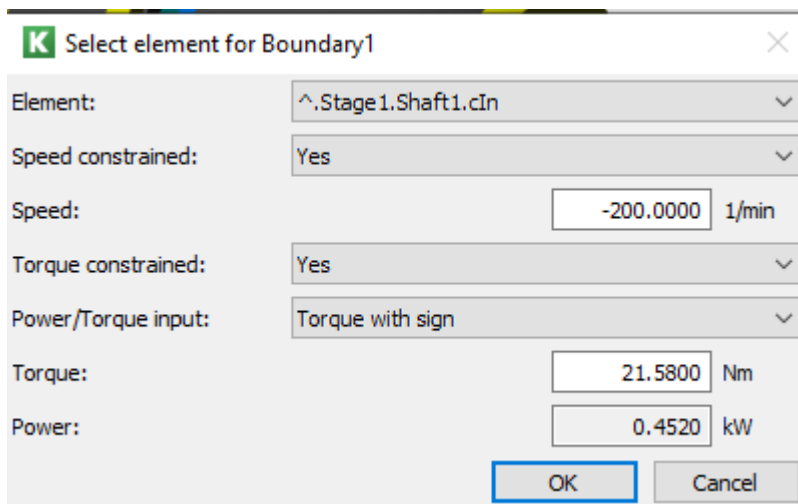
7.2 Výpočet v KISSoftu

Kontrola klíčových parametrů převodovky byla provedena v SW KISSsys a jeho nástavbě KISSsoft. KISSsys je program, umožňující návrh převodového mechanismu na základě vstupních parametrů a jeho následnou optimalizaci na základě výstupu z výpočtů podle požadavků životnosti, zatížení atd. Technické řešení dvoustupňové převodovky bylo provedeno pomocí typizovaného programu Stage_2. Prostředí programu je patrné z obr. 22.

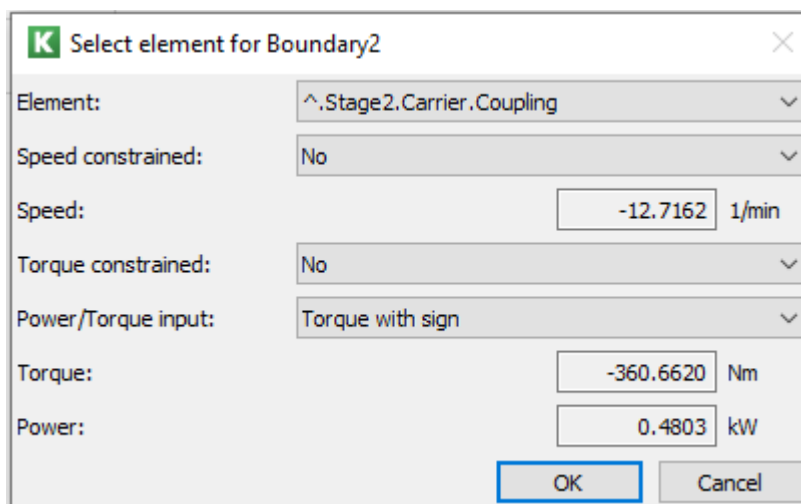


Obrázek 22 prostředí programu KISSsys

Na vstupu byly zadány parametry maximálního momentu v rámci zatěžovacího spektra a odpovídajících otáček (Obr. 23). Po zadání vstupních parametrů můžeme v položce stromu stage 2 vidět parametry na výstupu převodovky (Obr. 24).



Obrázek 23 hodnoty na vstupu převodovky



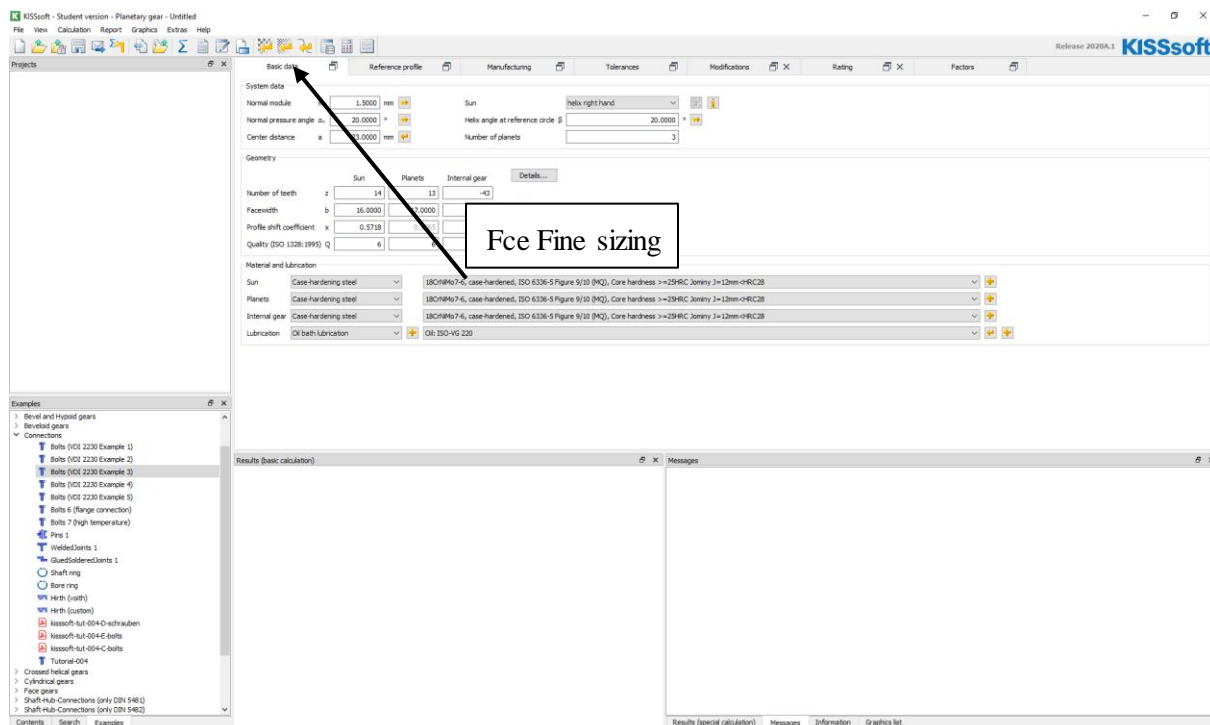
Obrázek 24 hodnoty na výstupu převodovky

V položce Calcstage ve stromě lze následně provést výpočet konkrétního ozubení (nejprve pro jeden a pak pro druhý stupeň. Pro výpočet lze nastavit detailní parametry ozubení, jak je patrné z obr. 17, včetně popisu výroby, tolerancí, životnosti, mazání, materiálů atd.

Pomocí funkce fine sizing lze vygenerovat množství přípustných řešení v rámci nastavených tolerancí, ze kterých lze vybrat požadované. V okně reportů se následně zobrazí i výsledné bezpečnosti daného řešení. Bezpečnosti lze v programu nastavit dle požadavků. Pro tento projekt byly nastaveny v rámci typizovaného programu. (tab.). Řešení se následně promítne do návrhu.

Bezpečnost v ohybu (root safety)	1,4
Bezpečnost v dotyku (flank safety)	1
Bezpečnost prti zadírání (Scuffing)	1,8
Bezpečnost trvanlivosti povrchu Pitting	2
Bezpečnost proti únavovému lomu (flank fracture)	1,2

Tabulka 4 - Nastavení bezpečností



Obrázek 25 Volba ozubení dle zadaných parametrů

Již na základě hrubého návrhu se jevílo jako vhodné rozdělit celkový převod rovnoměrně mezi oba stupně. Na první stupeň bylo zvoleno ozubení, jehož parametry jsou patrné z obr. 26. Převod na prvním stupni je 4,1. Na tab.5 jsou zobrazeny bezpečnosti zvoleného ozubení, které požadováním bezpečnostem vyhovuje.

Obrázek 26 - parametry zvoleného ozubení prvního stupně

	Centrální kolo	Planety	Korunové kolo
Bezpečnost v ohybu (root safety)	3,904	1,819	3,998
Bezpečnost v dotyku (flank safety)	1,165	1,203	1,287
	Centrální kolo - planety		Planety - korunové kolo
Bezpečnost proti zadírání (Scuffing)	4,047		4,317

Tabulka 5 - Bezpečnosti zvoleného ozubení na prvním stupni

Dále je nutné nastavit stejným způsobem volbu ozubení na druhém stupni (CalcStage, tentokrát ve složce stromu Stage2). Postup je zcela analogický. Proto zde uvedeme jen výstupy bez dalšího komentáře. Převodový poměr druhého stupně je 3,9. Jak je patrné z tab. 6, i zde parametry vyhovují požadované bezpečnosti.

Obrázek 27 - parametry zvoleného ozubení druhého stupně

	Centrální kolo	Planety	Korunové kolo
Bezpečnost v ohybu (root safety)	3,139	2,303	3,783
Bezpečnost v dotyku (flank safety)	1,043	1,095	1,45
	Centrální kolo - planety		Planety - korunové kolo
Bezpečnost prti zadírání (Scuffing)	3,88		4,527

Tabulka 6 - Bezpečnosti soukolí na druhém stupni

Pokud je žádoucí počítat zatížení a životnost převodovky v rámci zatěžovacího spektra, je možné toto buďto načíst např. z Excelu, nebo ručně zadat v záložce stromu LoadSpectrum (Obr. 28). Do spektra se zadají i otáčky a příslušné momenty. Následně lze provést výpočet buďto pro jeden stupeň (např. pro největší zatížení) nebo pro kompletní zatěžovací spektrum.

Frequency	Torque	Speed
1	0.07	1
2	0.117	0.66
3	0.046	0.12
4	0.027	0.83
5	0.24	0
6	0.24	0
7	0.027	-0.83
8	0.046	-0.12
9	0.117	-0.66
10	0.07	-1

Obrázek 28 Zatěžovací spektrum

Následně je třeba v záložce Planetcalc provést výpočet na hřídelích planetových kol. Zásadní je zde volba a kontrola ložiska na zatížení a v rámci požadované životnosti a kontrola samotné hřídele.



Obrázek 29 StageCalc prvního stupně převodovky

Podle výsledků výpočtu na obr. 29 je zvolené ložisko **INA HK1015 (10x14x15)** vyhovující z hlediska životnosti i zatížení, Stejně jako hřídel z hlediska průhybu. Průměr hřídele je 10mm při délce 22mm. Detailní analýza zatížení je součástí výpočtové zprávy, viz příloha č.1.

Maximální průhyb	21,13 μm
Maximální napětí	57,9 N/mm^2
Životnost ložiska	25592 h
Statická bezpečnost ložiska	6,75

Tabulka 7 - Výsledné hodnoty zatížení planetového uložení na prvním stupni převodovky

Stejným způsobem byla opět provedena analýza uložení planetových kol na druhém stupni. Zde bylo z důvodu vyššího zatížení zvoleno větší jehlové ložisko **INA NK 12/16-XL (12x19x16)**. Rozměry hřídele byly tentokrát nastaveny na průměr 12mm a délku 28mm. Hodnoty průhybu hřídele i tentokrát vyhovují. Pokud jde o životnost ložiska, ukazuje zde sice výpočet „jen“ 9943 h. Nicméně výpočet je prováděn při maximálním zatížení. Při přepočítání na plném spektru bude životnost i tentokrát vyhovovat, protože běh v plném zatížení je mnohem kratší.(viz tab. 8b a obr. 30).

Maximální průhyb	37,50 μm
Maximální napětí	125,74
Životnost ložiska	9943,77 h
Statická bezpečnost ložiska	17,04

Tabulka 8a - Výsledné hodnoty zatížení planetového uložení na druhém stupni převodovky

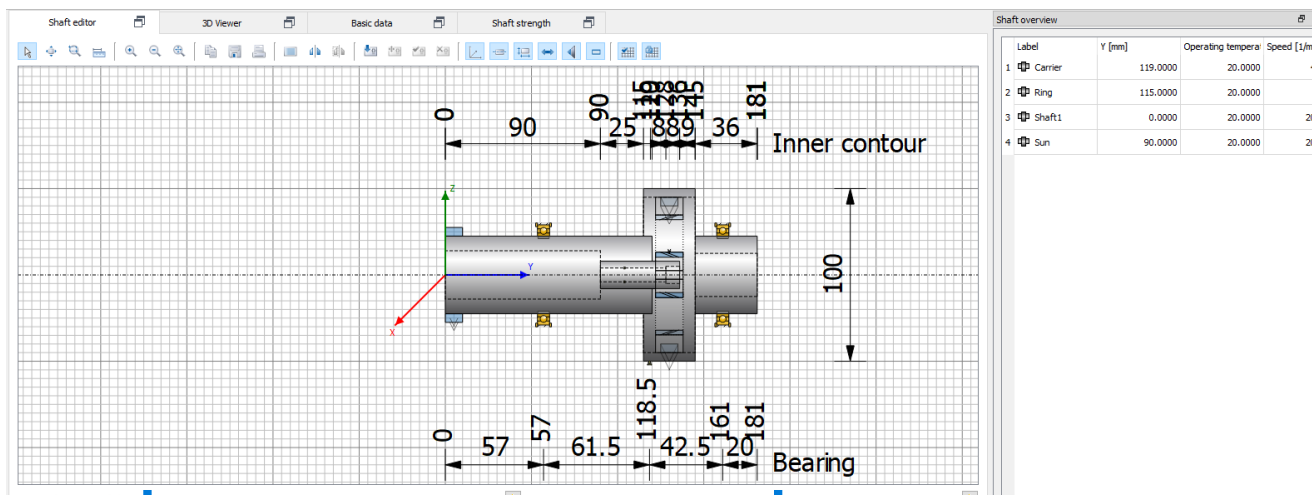
Rozložení spektra na druhém stupni	Životnost	Statická bezpečnost	Fx	Fy	Fz
Bin 1	9944	2,852	-287,9	0	3846,9
Bin 2	28377	4,321	-190	0	2538,9
Bin 3	1000000	23,761	-34,5	0	461,6
Bin 4	1851	3,436	-238,9	0	3192,9
Bin 5	1000000	9999,99	0	0	0
Bin 6	1000000	9999,99	0	0	0
Bin 7	1851	3,436	-239	0	-3192,9
Bin 8	1000000	23,761	-34,5	0	-461,6
Bin 9	28377	4,321	-190	0	-2538,9
Bin 10	9944	2,852	-287,9	0	-3846,9
Výsledek se zatěžovacím spektrem	19410	2,852			

Tabulka 8b - Výsledné hodnoty zatížení planetového uložení na druhém stupni převodovky po přepočtu na plném spektru

Frequency	Hours	1
0.07	1050	
0.117	1755	
0.046	690	
0.027	405	
0.24	3600	
0.24	3600	
0.027	405	
0.046	690	
0.117	1755	
0.07	1050	

Obrázek 30 - Rozložení doby běhu mezi jednotlivá spektra

Dalším krokem je nastavení polohy ložisek a dimenzování hřídelí převodovky. Toto se provádí v záložce StageCalc ve stromě programu. Zde je nutné zvolit typ a polohu ložisek a nadimenzovat hřídele. V příslušné záložce se také doplní požadovaná životnost hřídelí.



Obrázek 31 - výpočet hřídele a ložiska převodovky na prvním stupni

Požadované bezpečnosti vůči únavě a statickému zatížení jsou rovny 1,2 (tab. 9)

Statická bezpečnost ($S_{\min \text{ static}}$)	1,2
Únavová bezpečnost ($S_{\min \text{ fatigue}}$)	1,2

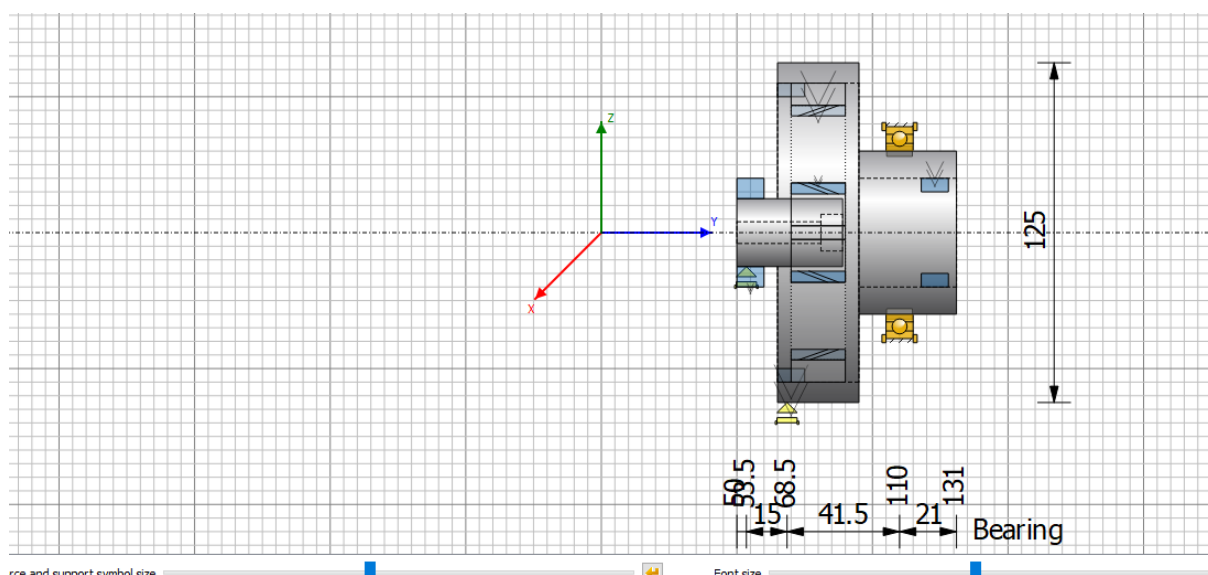
Tabulka 9 - požadované bezpečnosti na hřídeli

Pro kontrolu životnosti a zatížení hřídele je možné nastavit v záložce basic data, aby program bral v úvahu jen jeden stupeň spektra (v tomto případě stupeň spektra s největším momentem), nebo kompletní spektrum. Na hřídeli v prvním stupni byla zvolena dvě ložiska **SKF 61809**. Jak je patrné z tab. 10, obě ložiska životností i zatížením vyhovují.

Hřídel 1.stupeň			
Maximální průhyb	0 μm		
Maximální napětí	49,79 N/mm^2		
Ložiska			
Životnost ložiska 1	28929,52 h	Životnost ložiska 3	1000000+
Statická bezpečnost ložiska	17,57	Statická bezpečnost ložiska	28929

Tabulka 10 Výsledné hodnoty na hřídeli prvního stupně

Opět byl analogicky proveden výpočet zatížení hřídele druhého stupně převodovky.



Obrázek 32 výpočet hřídele a ložiska převodovky na druhém stupni

Výsledné hodnoty jsou vyhovující.

Hřídel 2.stupeň	
Maximální průhyb	0 μm
Maximální napětí	51,74 N/mm^2
Ložiska	
Životnost ložiska 1	100000+ h
Statická bezpečnost ložiska	9999,9

Tabulka 11 - Výsledné hodnoty na hřídeli druhého stupně

Detailní rozbor a podrobnosti jsou součástí přílohy č. 1. U ložisek je z výsledků patrné, že jejich životnost nedosahuje 15000 hodin ve všech stupních zatížení. Je třeba vzít v úvahu, že v nejtěžších spektrech, kde je životnost nejmenší, se bude ložisko nacházet jen poměrně krátkou dobu, takže celková životnost bude dodržena. Nicméně je třeba tento fakt mít na paměti a zkontrolovat, zda opravdu není životnost ložiska v některém stupni překročena. Všechny výsledné bezpečnosti jsou uvedeny v příloze č. 1.

7.3 Ověření vypočtené geometrie ozubení

Pro ověření správnosti výpočtu v SW KISSsoft byla provedena rychlá validace jednoho ze soukolí manuálním výpočtem. Bylo vybráno soukolí v prvním stupni převodovky mezi centrálním kolem (gear 1) a planetovým kolem (gear 2).

$$m_n = 1.25mm$$

$$z_1 = 17mm$$

$$z_2 = 16mm$$

$$a = 23mm$$

$$\alpha = 20^\circ$$

$$\beta = 20^\circ$$

$$x_1 = 0,475mm$$

$$x_2 = 0,4836mm$$

$$\alpha_t = \arctan\left(\frac{\tan\alpha}{\cos\beta}\right) = 21,17^\circ$$

Gear 1

Lead height (mm)	[pz]	195.190
Axial pitch (mm)	[px]	11.482
Profile shift coefficient	[x]	0.4750
Tooth thickness, arc, in module	[sn*]	1.9166
Tip alteration (mm)	[k*mn]	-0.147
Reference diameter (mm)	[d]	22.614
Base diameter (mm)	[db]	21.087
Tip diameter (mm)	[da]	26.007
(mm)	[da.e/i]	26.007 / 25.986
Tip diameter allowances (mm)	[Ada.e/i]	0.000 / -0.021
Tip form diameter (mm)	[dFa]	26.007
(mm)	[dFa.e/i]	26.007 / 25.986
Root diameter (mm)	[df]	20.676
Generating Profile shift coefficient	[xE.e/i]	0.4157/ 0.3827
Generated root diameter with xE (mm)	[df.e/i]	20.528 / 20.445
Root form diameter (mm)	[dFf]	21.569
(mm)	[dFf.e/i]	21.487 / 21.444
Internal toothing: Calculation dFf with pinion type cutter (z0=		
	25 , x0=0.000)	
Involute length (mm)	[l_dFa-l_dFf]	2.503
Addendum, $m_n(h_{ap}^*+x+k)$ (mm)	[ha]	1.697
(mm)	[ha.e/i]	1.697 / 1.686
Dedendum (mm)	[hf=mn*(hfP*-x)]	0.969
(mm)	[hf.e/i]	1.043 / 1.084
Tooth height (mm)	[h]	2.665
Virtual gear no. of teeth	[zn]	20.175
Normal tooth thickness at tip circle (mm)	[san]	0.814
(mm)	[san.e/i]	0.766 / 0.719
Normal tooth thickness at tip form circle (mm)	[sFan]	0.814
(mm)	[sFan.e/i]	0.766 / 0.719
Normal space width at root circle (mm)	[efn]	0.000
(mm)	[efn.e/i]	0.000 / 0.000

Obrázek 33 vypočítané parametry centrálního kola gear 1

$$d_1 = \frac{m \cdot z_1}{\cos\beta} = 22,614\text{mm}$$

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos\alpha_t = 21,09\text{mm}$$

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot h_f + 2 \cdot m \cdot x_1 = 20,676\text{mm}$$

$$a_w = \left\{ \left[\frac{d_1 + d_2}{4} \right] \right\} * 2 + 2 = 23$$

$$d_{a1} = 2 \cdot \left(a_w - \frac{d_{f2}}{2} - m \cdot c_a^* \right) = 26,007\text{mm}$$

Gear 2

Lead height (mm)	[pz]	183.708
Axial pitch (mm)	[px]	11.482
Profile shift coefficient	[x]	0.4836
Tooth thickness, arc, in module	[sn*]	1.9228
Tip alteration (mm)	[k*mn]	-0.147
Reference diameter (mm)	[d]	21.284
Base diameter (mm)	[db]	19.847
Tip diameter (mm)	[da]	24.699
(mm)	[da.e/i]	24.699 / 24.678
Tip diameter allowances (mm)	[Ada.e/i]	0.000 / -0.021
Tip form diameter (mm)	[dFa]	24.699
(mm)	[dFa.e/i]	24.699 / 24.678
Root diameter (mm)	[df]	19.368
Sum of profile shift coefficients	[Σxi]	0.9586

Obrázek 34 vypočítané parametry centrálního planetového kola gear 2 a součtová korekce soukolí

$$d_2 = \frac{m \cdot z_2}{\cos\beta} = 21,284\text{mm}$$

$$d_{b2} = d_2 \cdot \cos\alpha_t = 19,85\text{mm}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot h_f + 2 \cdot m \cdot x_2 = 19,368\text{mm}$$

$$d_{a2} = 2 \cdot \left(a_w - \frac{d_{f1}}{2} - m \cdot c_a^* \right) = 24,699\text{mm}$$

	KISSsoft	Kontrolní výpočet
d ₁	22,614 mm	22,614 mm
d ₂	21,284 mm	21,284 mm
d _{b1}	21,087 mm	21,09 mm
d _{b2}	19,847 mm	19,85 mm
d _{f1}	20,676 mm	20,676 mm
d _{f2}	19,368 mm	19,368 mm
d _{a1}	26,007 mm	26,007 mm
d _{a2}	24,699 mm	24,699 mm

Tabulka 12 porovnání výstupů z KISSsoftu a manuálního výpočtu

7.4 Motor

Jak bylo zmíněno výše, pro aplikaci byl zvolen motor 1FT7086-5SH7. Detailní parametry motoru jsou uvedeny v příloze č. 4.



Obrázek 35 – motor 1FT7086-5SH7

7.5 Kontrola těsného pera

Z tab. 13 bylo na základě (76) vybráno pero **8e7 x 7 x 40 ČSN 02 2562**.

$$d_{vstup} = 28mm \quad (76)$$

Efektivní délka pera

$$l_{ef} = l - b = 40 - 8 = 32mm \quad (77)$$

Efektivní výška pera

$$h_{st} = h - 2 \cdot a = 7 - 1,4 = 5,6mm \quad (78)$$

Kontrola na měrný tlak ve styku pera

$$P = \frac{\frac{M_t}{d_{hřídle}}}{c_{ef} \cdot n_{per} \cdot \frac{h_{st}}{2} \cdot l_{st}} = \frac{\frac{35}{0.024}}{1.1 \cdot \frac{0.0056}{2} \cdot 0.032} = 16,27 \text{ MPa} \quad (79)$$

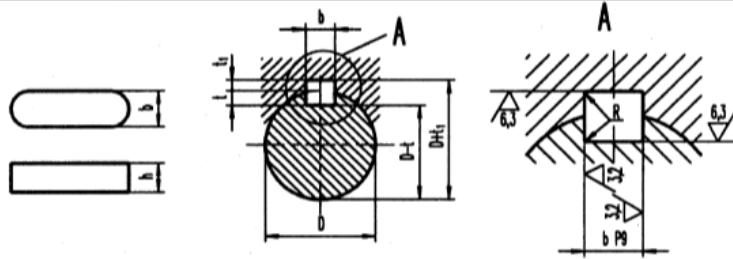
Pro ČSN 11 600 platí následující dovolené hodnoty:

$$\sigma_{kt} = 0,6 \cdot \sigma_{pt} = 0,6 \cdot 600 = 360 \text{ MPa}$$

$$P_{dov_{poh}} = \frac{\sigma_{kt}}{2,5} \cdot 0,2 = \frac{360}{2,5} \cdot 0,2 = 28.8 \text{ MPa} \quad (80)$$

$$P < P_{dov_{poh}}$$

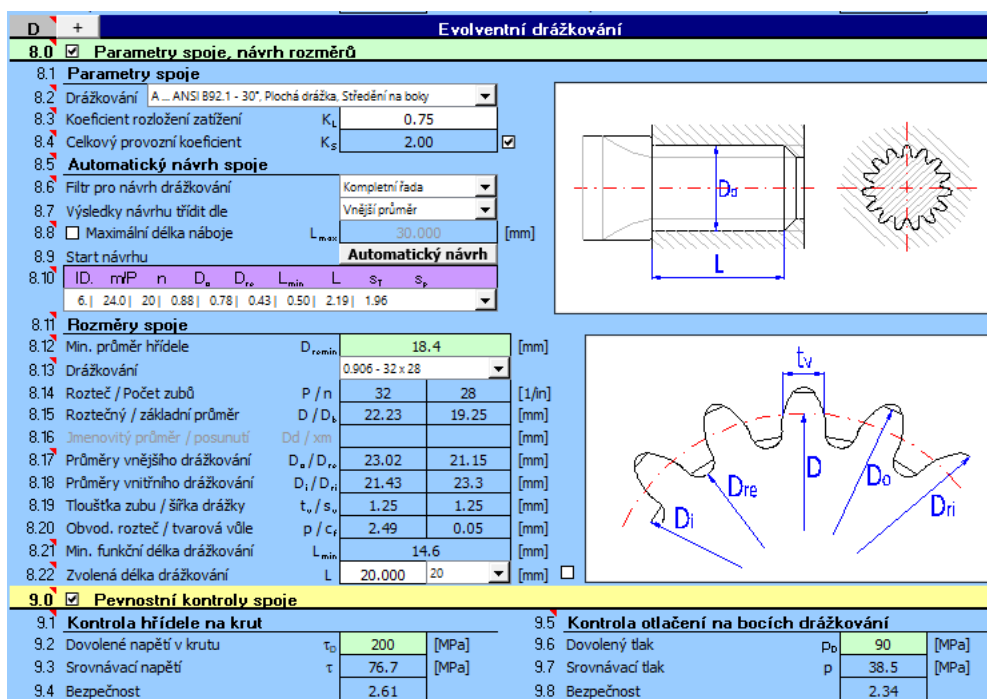
Pero vyhovuje



Hřídél / díra		Pero		Drážka							
Průměr D	do	Šířka b	Výška h	v hřídéli			v náboji			b P9	R
přes				t	úchytky	0	t1	úchytky	0		
6	8	2	2	1,1	+0,1	0	0,9	+0,2	+0,1	2	0,2
8	10	3	3	1,7	+0,1	0	1,3	+0,2	+0,1	3	0,2
10	12	4	4	2,4	+0,1	0	1,6	+0,2	+0,1	4	0,4
12	17	5	5	2,9	+0,1	0	2,1	+0,2	+0,1	5	0,4
17	22	6	6	3,5	+0,2	0	2,5	+0,2	+0,1	6	0,4
22	30	8	7	4,1	+0,2	0	2,9	+0,2	+0,1	8	0,4
30	38	10	8	4,7	+0,2	0	3,3	+0,4	+0,2	10	0,4
38	44	12	8	4,9	+0,2	0	3,1	+0,4	+0,2	12	0,6
44	50	14	9	5,5	+0,2	0	3,5	+0,4	+0,2	14	0,6
50	58	16	10	6,2	+0,2	0	3,8	+0,4	+0,2	16	0,6
58	65	18	11	6,8	+0,2	0	4,2	+0,4	+0,2	18	0,6
65	75	20	12	7,4	+0,2	0	4,6	+0,4	+0,2	20	0,6
75	85	22	14	8,5	+0,2	0	5,5	+0,4	+0,2	22	0,6
85	95	25	14	8,7	+0,2	0	5,3	+0,4	+0,2	25	1
95	110	28	16	9,9	+0,2	0	6,1	+0,4	+0,2	28	1
110	130	32	18	11,1	+0,3	0	6,9	+0,4	+0,2	32	1
130	150	36	20	12,3	+0,3	0	7,7	+0,4	+0,2	36	1
150	170	40	22	13,5	+0,3	0	8,5	+0,4	+0,2	40	1
170	200	45	25	15,3	+0,3	0	9,7	+0,6	+0,3	45	1,6
200	230	50	28	17,0	+0,3	0	11,0	+0,6	+0,3	50	1,6
230	260	56	32	19,3	+0,3	0	12,7	+0,6	+0,3	56	1,6
260	290	63	32	19,6	+0,3	0	12,4	+0,6	+0,3	63	1,6
290	330	70	36	22,0	+0,3	0	14,0	+0,6	+0,3	70	2,5
330	380	80	40	24,6	+0,3	0	15,4	+0,6	+0,3	80	2,5
380	440	90	45	27,5	+0,3	0	17,5	+0,6	+0,3	90	2,5

Tabulka 13 - těsná pera

7.6 Kontrola drážkování na hřídeli mezi prvním a druhým stupněm



8.0 Parametry spoje, návrh rozměrů

8.1 Parametry spoje

8.2 Drážkování A...ANSI 892.1 - 30°, Plochá drážka, Středění na boji

8.3 Koefficient rozložení zatížení K_L 0.75

8.4 Celkový provozní koeficient K_S 2.00

8.5 Automatický návrh spoje

8.6 Filtr pro návrh drážkování Kompletní řada

8.7 Výsledky návrhu třídít die Vnější průměr

8.8 Maximální délka náboje L_{max} 30.000 [mm]

8.9 Start návrhu Automatický návrh

8.10 ID, mP, n, D_o , D_{re} , L_{min} , L, s_T , s_p

6.	24.0	20	0.88	0.78	0.43	0.50	2.19	1.96
----	------	----	------	------	------	------	------	------

8.11 Rozměry spoje

8.12 Min. průměr hřídele D_{rmin} 18.4 [mm]

8.13 Drážkování 0.906 - 32 x 28

8.14 Rozteč / Počet zubů P / n 32 / 28 [1/in]

8.15 Roztečný / základní průměr D / D_b 22.23 / 19.25 [mm]

8.16 Jmenovitý průměr / posunutí D_d / x_m

8.17 Průměry vnějšího drážkování D_o / D_{re} 23.02 / 21.15 [mm]

8.18 Průměry vnitřního drážkování D_i / D_{ri} 21.43 / 23.3 [mm]

8.19 Tloušťka zubu / šířka drážky t_v / s_v 1.25 / 1.25 [mm]

8.20 Obvod. rozteč / tvarová vůle p / c_f 2.49 / 0.05 [mm]

8.21 Min. funkční délka drážkování L_{min} 14.6 [mm]

8.22 Zvolená délka drážkování L 20.000 / 20 [mm]

9.0 Pevnostní kontroly spoje

9.1 Kontrola hřídele na krut

9.2 Dovolené napětí v krutu τ_0 200 [MPa]

9.3 Srovnávací napětí τ 76.7 [MPa]

9.4 Bezpečnost 2.61

9.5 Kontrola otláčení na bocích drážkování

9.6 Dovolný tlak p_0 90 [MPa]

9.7 Srovnávací tlak p 38.5 [MPa]

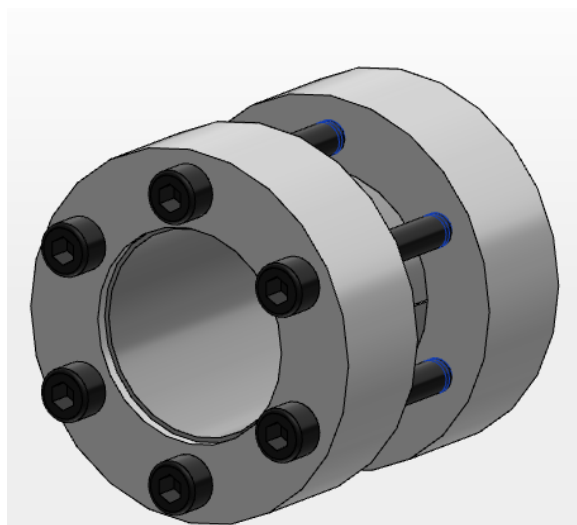
9.8 Bezpečnost 2.34

Obrázek 36 – výpočet drážkování mezi prvním a druhým stupněm

7.7 Kontrola spojky na výstupním hřídeli

Pro připojení výstupního hřídele převodovky s obráběcím strojem byla vybrána pevná spojka. (Obr. 37). Maximální přenášený moment je dle výrobce (81), což postačuje pro přenos maximálního spočítaného momentu na výstupu ($M_{max} = 90 \text{ Nm}$)

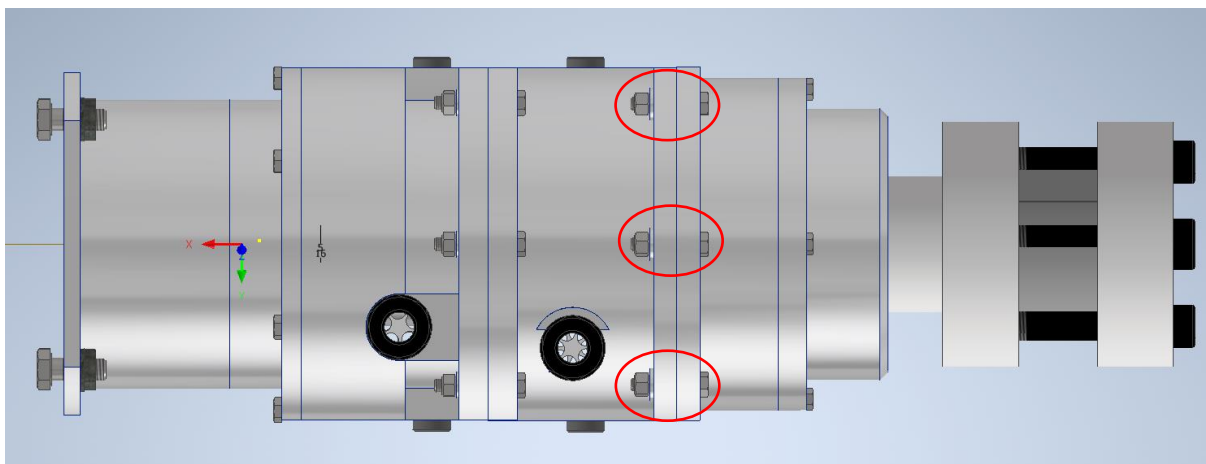
$$M_{kdov} = 1670 \text{ Nm} \quad (81)$$



Obrázek 37 pevná spojka na výstupu z převodovky (www.ameco.cz)

7.8 Kontrola šroubových spojů

Byla provedena kontrola nejvíce zatíženého spoje Obr. 38. Nejprve byl proveden výpočet pomocí SW KISSsys a poté ještě manuální přepočet.



Obrázek 38 kontrolované šroubové spoje

Vstupní hodnoty byly odvozeny od výstupu z předchozího výpočtu z KISSsys (Obr. 39) Vzhledem k tomu, že šroubové spoje na prvním stupni jsou řešeny naprosto identicky a zatížení jsou tam menší, stačí spočítat jen spoje vyznačené na obr. 38.

Axial force (N)	[Fa]	231.6		
Axial force (N)	[Fa]		231.6 / 231.6	
Axial force (N)	[Fa]			231.6
Total axial force (N)	[Fatot=Fa* 3]	694.7		694.7
Radial force (N)	[Fr]	311.249	163.752	
Circumferential speed reference circle (m/s)	[v]	0.18	(Planet)	

		----- Gear 1 -----	Gear 2 -----	Gear 3 ----
Nominal circum. force at pitch circle (N)	[Ft]	1901.731	1901.731	
Axial force (N)	[Fa]	692.2	692.2	692.2
Total axial force (N)	[Fatot=Fa* 3]	2076.5		2076.5
Radial force (N)	[Fr]	736.596		736.596
Normal force (N)	[Fnorm]	2153.7	2153.7	2153.7

Obrázek 39 Zatížení na prvním (výše) a druhém stupni

Number of bolts	<input type="text" value="6"/>	Axial force (min/max)	F_a	<input type="text" value="0.0000"/> <input type="text" value="2100.0000"/> N
Bolt pitch diameter	D_t <input type="text" value="141.0000"/> mm	Torque	M_t	<input type="text" value="0.0000"/> Nm
Shearing force	F_Q <input type="text" value="900.0000"/> N	Bending moment	M_b	<input type="text" value="2.5000"/> Nm
Clamping force for sealing	F_{cl} <input type="text" value="4500.0000"/> N	Coefficient of friction between parts	μ_r	<input type="text" value="0.4000"/>

Bolt data	
Bolt type	Hexagon cap screw with flange, strong series, form F DIN EN 1665:1998
Nominal diameter	d <input type="text" value="5.0000"/> mm
Bolt length	l <input type="text" value="35.0000"/> mm
Strength class	8.8
Surface roughness of thread	N8 Rz=16 (Milling) R_a <input type="text" value="16.0"/>
Surface roughness of head support	N8 Rz=16 (Milling) R_a <input type="text" value="16.0"/>

Type of bolting	Washer	Tightening technique
<input type="radio"/> Blind hole	<input checked="" type="checkbox"/> under bolt head	Torque wrench (by estimating the coefficient of friction) (VDI2230:1988)
<input checked="" type="radio"/> Nut	<input checked="" type="checkbox"/> under nut	Minimum
<input type="checkbox"/> Length of engagement	Extension sleeves without external forces	Tightening factor α_s <input type="text" value="1.6000"/>
	<input type="checkbox"/> under bolt head	
	<input type="checkbox"/> under nut	

Results (basic calculation)		
Forces and torques		
Required preload (N)	[FMmin]/ [FMmax]	2634.48 / 4215.17
Required tightening torque (Nm)	[Mmin]/ [Mmax]	2.04 / 3.27
Attained preload (N)	[FM0]/ [FM]	4617.24 / 7387.59
Attained tightening torque (Nm)	[MA_FM0]/ [MA_FM]	3.58 / 5.73
Safeties with maximal attained preload		
Yield point	[S _{pp}]	1.17
Pressure	[S _p]	1.92
Fatigue failure	[S _f]	41.92
Safeties with minimal attained preload		
Sliding	[S _s]	3.64
Shearing	[S _d]	49.17

Obrázek 40 nastavené parametry v SW KISSsoft

Výsledné hodnoty bezpečností vyhovují. (Obr. 41)

Summary:

The yield point must not be exceeded.

Calculation with the maximum required assembly preload with tightening factor:	1.60
Safety against yield point	[SF] 2.37
Safety against fatigue	[SD] 41.92
Safety against pressure	[SP] 3.91

Obrázek 41 výsledné hodnoty z výpočtu v KISSsoft

Ruční přepoččet byl proveden na axiální zatížení, proti posuvu a proti protlačení hlavy šroubu. Pomocí hodnoty axiální síly (82), koeficientu odlehnutí (83) a bezpečnosti proti posuvu (84) byla spočítána potřebná předepínací síla ve šroubu (85) a touto byl zkontrolován šroub na tah (86) a na protlačení (87). Ve spoji je kruhově rozmístěných 6 šroubů M5x35 ISO 4014

$$F_{ax} = 2100 \text{ N} \quad (82)$$

$$\psi = 1,4 \quad (83)$$

$$k = 2 \quad (84)$$

$$F_{axšr} = \frac{2100}{6} \cdot 1,4 = 490 \text{ N} \quad (85)$$

$$K = \frac{F_N \cdot f}{F_{smyk}} = \frac{F_N \cdot 0,4}{910} = 2 \rightarrow \frac{F_N}{6} = 758,3 \text{ N} \quad (86)$$

$$F_{celkšr} = 490 + 758,3 = 1248,3 \text{ N} \quad (87)$$

Kontrola na axiální namáhání	
Napětí ve šroubu	70,639 MPa
(k) koeficient bezpečnosti	1,812
Kontrola na protlačení hlavy šroubu	
Max dovolená síla	39,81 kN
(k) koeficient bezpečnosti	31,899

Tabulka 14 - Kontrola na protlačení hlavy šroubu

I zde tedy šrouby vyhovují.

7.9 Mazání převodovky

Dle pokynu zadavatele je mazání převodovky zajištěno broděním v olejové lázni. Jako mazadlo byl navržen olej pro převodovky VG 220. Podle citovaných pramenů je pro rychlosti do $8 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ vhodné mazání rozstříkem a pro rychlosti pod $3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ je vhodné mazání broděním. Aby byl zajištěn rozstřík maziva a zároveň nedocházelo k přílišným hydrodynamickým ztrátám, kola by měla být ponořena do lázně z $1/3$ až $1/6$ průměru. [30]. Tyto dvě podmínky budou v konstrukčním návrhu zohledněny. Otáčky unašečů obou stupňů převodovky jsou patrné z Obr. 57.

1.Stupeň	Otáčky min ⁻¹	2.Stupeň	Otáčky min ⁻¹
Bin 1	49,28	Bin 1	12,69
Bin 2	68,99	Bin 2	17,77
Bin 3	78,84	Bin 3	20,31
Bin 4	492,75	Bin 4	126,92
Bin 5	985,51	Bin 5	253,84
Bin 6	985,51	Bin 6	253,84
Bin 7	492,75	Bin 7	126,92
Bin 8	78,84	Bin 8	20,31
Bin 9	68,99	Bin 9	17,77
Bin 10	49,28	Bin 10	12,69

Tabulka 15 - Otáčky unašečů převodovky

Max. Otáčky (80) budou použity pro kontrolní výpočet.

$$n_{1max} = 985,7 \text{ min}^{-1} \quad (80)$$

Dále pomocí průměru unašeče (81) dopočítáme obvodovou rychlost (82)

$$d_{1carrier} = 74 \text{ mm} \quad (81)$$

$$v_{obv} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \cdot \frac{d_{1carrier}}{2} = 3,81 \text{ ms}^{-1} \quad (82)$$

Všechny ostatní obvodové rychlosti v převodovce budou nižší, obvodová rychlost tedy nepřesahuje maximální doporučenou rychlost, kdy by docházelo k hydrodynamickým ztrátám.

7.10 Skříň převodovky

Z důvodu požadavku úspory hmotnosti byla zvolena odlévaná dělená skříň z hliníkové slitiny ČSN EN 573-3. Odlitek bude následně třískově obroben na CNC centru. Povrch jednotlivých součástí může být eloxován. Součástí skříně je příruba pro uchycení převodovky k motoru.

8 Porovnání stávajícího a alternativního řešení

	Stávající řešení	Alternativní řešení
Rozměry	0,023m ³	0,0067m ³
Životnost	10000 h	15000+ h
Hmotnost	16kg	21,2 kg
údržba	velmi příznivá	Celkem příznivá

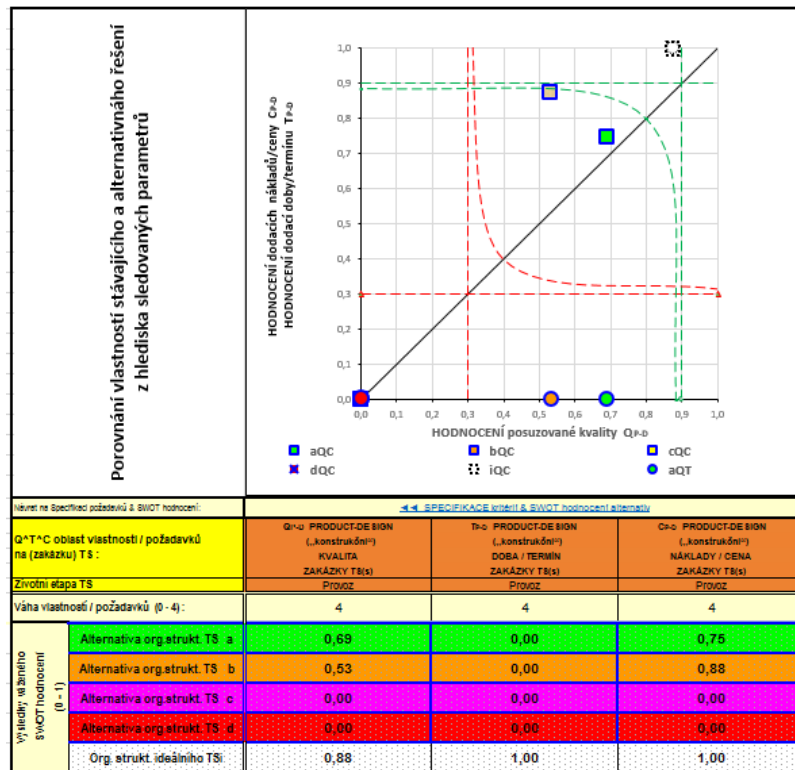
Tabulka 16 porovnání hodnot původního řešení a vypočtené hodnoty řešení nového

Porovnání bylo provedeno na základě informací získaných průzkumem stavu techniky v kapitole 2 a údaji získanými z výpočtového SW KISSsys a výsledného technického návrhu. K porovnání byl použit SW EAOS [Hosnedl&Skřivánek 2019]. [29] Alternativa a představuje nové řešení planetovou převodovku, alternativa b je původní řešení.

SPECIFIKACE kritérií pro hodnocení				SWOT hodnocení alternativ					
TS(s) :	Porovnání čelní a planetové převodovky			Volitelné:	dolní mez	0,3	horní mez	0,9	
Stupnice hodnocení [VDI-2225 1977]	DIAGR ▶	Požadavek / kritérium	Váha (0 ÷ 4)	Alternativa orgánové struktury TS(s)					
	Oblast Q*°C	Porovnatelná konkurenční vlastnost		a	b	c	d	Ideal	
	Q	životnost	4	4	2	-	-	4	
		Montáž a manipulace	4	2	3	-	-	4	
		Hmotnost	2	2	3	-	-	4	
		rozměry	4	4	2	-	-	4	
		Σ hodnocení vhodnosti Q		2,8	2,1	-	-	3,5	
		Σ normované hodnocení Q (0 ÷ 1)		0,69	0,53	0,00	0,00	0,88	
	T	Dodací doba/termín	Celková dodací doba - shodná	4	-	-	-	-	4
			---		-	-	-	-	-
			---		-	-	-	-	-
			Σ hodnocení vhodnosti T		-	-	-	-	4,0
		Σ normované hodnocení T (0 ÷ 1)		0,00	0,00	0,00	0,00	1,00	
C	Dodací náklady/cena	Celkové dodací náklady	4	4	4	-	-	4	
		náklady na údržbu	4	2	3	-	-	4	
		---		-	-	-	-	-	
		Σ hodnocení vhodnosti C		3,0	3,5	-	-	4,0	
		Σ normované hodnocení C (0 ÷ 1)		0,75	0,88	0,00	0,00	1,00	

Tabulka 17 – sledované parametry nového (a) a původního řešení (b) [29]

Na základě informací a technických výpočtů se projevila výhoda nového řešení především z hlediska rozměrů a životnosti, která dokonce přesahuje stanovených 15 000 hodin. Na druhou stranu se zde projevily i její nedostatky oproti původnímu řešení, což jsou především větší vyšší pořizovací náklady, vyšší hmotnost a nutnost výměny oleje. Z porovnání vychází (blíže ideálnímu řešení představovaném diagonálou) na obr. 42.



Obrázek 42 – sledované parametry nového (a) a původního řešení (b) [29]

9 Závěr

Primárním cílem této bakalářské práce bylo vyvinout alternativní řešení převodového mechanismu pro posuv stolu obráběcího stroje. Konstrukce měla nabídnout výhodnější charakteristiky životnosti a rozměrů při zachování přijatelných nákladů, hmotnosti a zachování (či zlepšení) funkčních parametrů, požadovaných pro správnou funkci posuvu.

Nejprve byla provedena teoretická rešerše včetně průzkumu současného stavu techniky a stanovení parametrů současného řešení, které bylo třeba porovnat s novým řešením. V druhé části bylo přistoupeno k praktickému návrhu alternativního řešení. Na základě vstupních výpočtů byla zvolena jako optimální konstrukce dvoustupňová planetová převodovka. Mazání bylo vyřešeno broděním v olejové lázni. Kontrola hladiny oleje je umožněna pomocí olejoznaků, umístěných zvláště pro každá stupeň převodovky. Skříň převodovky je vyrobena z hliníkové slitiny a umožňuje uchycení k motoru, případně uložení na rovnou plochu.

Výpočtový návrh byl proveden v SW KISSsoft a KISSsys, následný model vytvořen v Autodesk Inventor. Kontroly spojů byly provedeny v programu MITCalc a KISSsoft.

Výsledné porovnání sledovaných parametrů bylo provedeno pomocí [29]. Na základě finálního zhodnocení lze konstatovat, že tohoto cíle bylo dosaženo a výsledný produkt v požadovaných parametrech převyšuje původní řešení, v oblasti životnosti a rozměrů dokonce velmi výrazně. Dále byla potvrzena původní hypotéza, že nové řešení bude méně výhodné z hlediska hmotnosti a údržby, protože díky složitějšímu mechanismu je jeho hmotnost značně vyšší a je třeba kontrolovat a měnit olej v převodovce.

10 Seznam použitých zdrojů

- [1] KOPÁČEK, Jaroslav. Pohony a převody. 2. vyd. [i.e. 3. vyd.]. Ostrava: VŠB Technická univerzita Ostrava, 2012. ISBN 978 80 248 2780 3
- [2] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. Částistrojů. 5. přeprac. vyd. Praha: SNTL Nakladatelství technické literatury, 1990. Technický průvodce. ISBN 80 03 00426 8.
- [3] KRÁTKÝ, Jaroslav, Eva KUBEC KRÓNEROVÁ a Stanislav HOSNEDL. Obecné strojní části 2: základní a složené převodové mechanismy. V Plzni: Západočeská univerzita, 2011. ISBN 978 80 261 0066 9
- [4] Free CAD Designs, Files & 3D Models | The GrabCAD Community Library. GrabCAD: Design Community, CAD Library, 3D Printing Software [online]. Copyright © 2020 GrabCAD, a STRATASYS solution [cit. 06.11.2020]. Dostupné z: https://grabcad.com/library/epicyclic_planetary_gear_box_1.
- [5] Křen, Jiří: Řešené příklady z kinematiky. I. část, Plzeň: VŠSE, 1986
- [6] PŘEHLED TECHNICKÝCH ÚDAJŮ PRVKŮ [online]. s. 4 [cit. 2020 11 12]. Dostupné z: www.elesa-ganter.cz
- [7] PALÁT, Hynek. Podřezání zubů a korekce ozubení [online]. Opava, 2012 [cit. 2020 11 12]. Dostupné z: https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=&cad=rja&uact=8&ved=2ahUKEwjWrdamnv3sAhUc5uAKHVHACLEQFjAAegQIARAC&url=https%3A%2F%2Fwww.sspu.opava.cz%2Fstatic%2FUserFiles%2FFile%2F_sablony%2FSPS_III%2FVY_32_INOVACE_C_08_07.pdf&usg=AOvVaw0UoshHQHFw5qMDamSmqoB. Vzdělávací materiál. Střední škola průmyslová a umělecká.
- [8] KLAPKA, Milan. KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ | strojní součásti: Ozubená kola [online]. Brno, 2010 [cit. 2020 11 13]. Dostupné z: https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=&cad=rja&uact=8&ved=2ahUKEwjepKL2nf_sAhUdCWMBHVn6CvYQFjALegQIBRAC&url=https%3A%2F%2Fkfe.zcu.cz%2Fabout%2Fprojekty%2Fenazp%2Fprojekty%2F02_Silnicni_vozidla_46%2F5_MMP%2F004_Ozubena_kola_Klapka_P1.pdf&usg=AOvVaw18BHfvU90e50vjPJM7qS 1. Prezentace. Vysoké učení technické v Brně.
- [9] LAŠOVÁ, Václava. Základy stavby obráběcích strojů: KKS/ZSVS [online]. Fakulta strojní, Západočeská univerzita v Plzni, Západočeská univerzita v Plzni, 2012 [cit. 2020 11 19]. ISBN 978 80 261 0126 0.

- [10] Wikipedie: Otevřená encyklopedie: Kartáčový stejnosměrný motor [online]. c2020 [citováno 19. 11. 2020]. Dostupný z WWW: <https://cs.wikipedia.org/w/index.php?title=Kart%C3%A1%C4%8Dov%C3%BD_stejnosp%C4%9Brn%C3%BD_motor&oldid=18751246>
- [11] Www.elektromotory.cz: FREKVENČNÍ MĚNÍČE A VŠE O NICH [online]. [cit. 2020 11 19]. Dostupné z: https://www.elektromotory.cz/frekvencni_menice_proc_a_jak
- [12] Www.promacz.cz: soustruh_s_variátorem_SPB700V [online]. [cit. 2020 11 19]. Dostupné z: https://www.promacz.cz/univerzalni_soustruh_s_variátorem_SPB700V.html
- [13] PAVLOK, Bohuslav, Lumír HRUŽÍK a Miroslav BOVA. HYDRAULICKÁ ZAŘÍZENÍ [online]. Ostrava, 2007 [cit. 2020 11 19]. CZ.04.1.03/3.2.15.3/0414. Dostupné z: https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=&cad=rja&uact=8&ved=2ahUKEwiXOLLNu47tAhUBCRoKHeZ9DBYQFjABegQIAhAC&url=http%3A%2F%2Fprojekty.fs.vsb.cz%2F414%2Fhydraulicka_zarizeni_stroju.pdf&usq=AOvVaw18k1VD4Z2bZL7i3TusgO R. Učební text. VŠB – Technická univerzita Ostrava.
- [14] Hydraulika pro obráběcí stroje. MM spektrum [online]. 2008, 03.09.2008, (2008 / 9), str. 34 [cit. 2020 11 19]. Dostupné z: https://www.mmspektrum.com/clanek/hydraulika_pro_obrabeci_stroje.html
- [15] Řízení otáček změnou počtu pólů: Dahlandegovo zapojení AM [online]. In: . VSB, Ostrava, s. 1 5 [cit. 2020 11 19]. Dostupné z: https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=&cad=rja&uact=8&ved=2ahUKEwiMyqWe2Y7tAhU18uAKHWQaDmQQFjADegQIBhAC&url=http%3A%2F%2Ffeil.vsb.cz%2Fkat410%2Fstudium%2Fstudijni_materialy%2Fpves%2FDahlander.pdf&usq=AOvVaw11ZkCUcIFeNfcZjMBRvA2n
- [16] KRÓNEROVÁ, Eva a Jaroslav KRÁTKÝ. Pohonný systém z hlediska specifikace požadovaných vlastností [online]. Plzen: KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ, ZCU, 2014 [cit. 2020 11 23].
- [17] Wikipedie: Otevřená encyklopedie: Stejnospměrný motor [online]. c2020 [citováno 23. 11. 2020]. Dostupný z WWW: <https://cs.wikipedia.org/w/index.php?title=Stejnosp%C4%9Brn%C3%BD_motor&oldid=18995757>
- [18] Wikipedie: Otevřená encyklopedie: Asynchronní motor [online]. c2020 [citováno 23. 11. 2020]. Dostupný z WWW: <https://cs.wikipedia.org/w/index.php?title=Asynchronn%C3%AD_motor&oldid=19166442>
- [19] Krokový motor – druhy a příklady aplikací krokových motorů | Elektronické díly. Distributor a obchod online Transfer Multisort Elektronik. Redirecting to /cz/ [online]. Dostupné z: https://www.tme.eu/cz/news/library_articles/page/41861/krokovy_motor_druhy_a_prikklady_aplikaci_krokovych_motoru/

- [20] Wikipedie: Otevřená encyklopedie: Lineární elektromotor [online]. c2020 [citováno 24. 11. 2020]. Dostupný z WWW: https://cs.wikipedia.org/w/index.php?title=Line%C3%A1rn%C3%AD_elektromotor&oldid=18712827
- [21] ROMAN, Jan. ŘÍZENÍ LINEÁRNÍCH POHONŮ HIWIN [online]. Brno, 2014 [cit. 2020 11 24]. Dostupné z: https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=&ved=2ahUKEwj9kau415vtAhWGjKQKHY_MA9sQFjAAegQIBxAC&url=https%3A%2F%2Fcore.ac.uk%2Fdownload%2Fpdf%2F30309044.pdf&usq=AOvVawIwyRunjmRXt_VtVAbRaQrA. DIPLOMOVÁ PRÁCE. VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ. Vedoucí práce Ing. Pavel Houška Ph.D.
- [22] PRABHAKAR VITTHAL PAWAR a P.R. KULKARNI. DESIGN OF TWO STAGE PLANETARY GEAR TRAIN FOR HIGH REDUCTION RATIO. International Journal of Research in Engineering and Technology [online]. 2015, June 2015, 4(6), 150 157 [cit. 2020 11 25]. ISSN 2319 1163. Dostupné z: https://www.academia.edu/21491173/DESIGN_OF_TWO_STAGE_PLANETARY_GEAR_TRAIN_FOR_HIGH_REDUCION_RATIO
- [23] What are the best reduction ratios?. RECKON Low backlash planetary gearboxes and high precision racks [online]. Copyright ©RECKON DRIVES INTERNATIONAL 2020 [cit. 24.11.2020]. Dostupné z: http://www.reckondrives.com/servo_helical_low_backlash_planetary_gearboxes_quality/how_to_select_a_planetary_gearbox/best_ratios_planetary_gearbox.htm
- [24] Yu, Zhiyuan & Gong, Jiawei. (2019). Introducing Kinematic Fundamentals of Strain Wave Gear for Robotic Arm Joint. [online] Copyright ©2019 [cit. 24.11.2020]. Dostupné z https://www.researchgate.net/publication/336230481_Introducing_Kinematic_Fundamentals_of_Strain_Wave_Gear_for_Robotic_Arm_Joint
- [25] DR. ZHIYUAN YU a DR. KWUN LON TING. Application of Finite Element Analysis for the Strain Wave Gear Tooth Surfaces Design and Modification. Gearsolutions.com [online]. 2019, September 15, 2019 [cit. 2020 11 25]. Dostupné z: https://gearsolutions.com/features/application_of_finite_element_analysis_for_the_strain_wave_gear_tooth_surfaces_design_and_modification/
- [26] Seite „Harmonic Drive“. In: Wikipedia, Die freie Enzyklopädie. Bearbeitungsstand: 1. November 2020, 20:33 UTC. URL: https://de.wikipedia.org/w/index.php?title=Harmonic_Drive&oldid=205113018
- [27] BERNARDIN, Petr. Pos_mech_stul2 [online]. Plzeň, 2021 [cit. 2021-5-1]. Západočeská univerzita v Plzni.
- [28] Provozní návod ZF-Duoplan dvoustupňová převodovka 2K250/2K30 Průmyslové pohony, Friedrichshafen, 2018

- [29] Hosnedl & Skřivánek 2019b] HOSNEDL, S., SKŘIVÁNEK, P.: SW podpora hodnocení konkurenceschopnosti alternativ orgánových struktur TS. Plzeň: ZČU, FST, KKS. 2019. <https://portal.zcu.cz/portal/studium/courseware/kks/zkm>
- [30] HOLÝ, Petr. Konstrukční návrh mazací jednotky pro převodovky. Plzeň, 2012. BAKALÁŘSKÁ PRÁCE. ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI. Vedoucí práce Doc. Ing. Zdeněk Hudec, CSc.
- [31] 301 Moved Permanently [online]. Copyright ©Ig [cit. 19.05.2021]. Dostupné z: https://www.nord.com/media/documents/forms/industrialgearunit_inquiryform_en_e19.pdf
- [32] RAVEO s.r.o. | WORLD OF MOTION [online]. Copyright © [cit. 19.05.2021]. Dostupné z: https://www.raveo.cz/sites/default/files/download/2018/08/dkm_gearboxes_technical_data_2015_en.pdf

PŘÍLOHA č. 1

Výpočtový protokol KISSsys

KISSsoft – student license (not for commercial use)

File

Name : Unnamed

Changed by: x5650 on: 19.05.2021 at: 21:29:08

stage_2_i4_20210512

Power inputs:

_O.Boundary2		
Speed	[1/min]	-12.692
Torque	[Nm]	-361.353
Power	[kW]	0.48

Power outputs:

_O.Boundary1		
Speed	[1/min]	-200
Torque	[Nm]	21.58
Power	[kW]	0.452

Calculations:

- _O.Stage1.CalcStage
- _O.Stage1.Carrier.Planet.Planet_calc
- _O.Stage1.Stage1_calc
- _O.Stage2.CalcStage
- _O.Stage2.Carrier.Planet.Planet_calc
- _O.Stage2.Stage2_calc0

_O.Stage1.CalcStage

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

1-> Calculation of scuffing:

The entered gear pair data is outside the boundary of the calculation method!

The application of ISO/TS 6336-21 has following limitations:

wBt (=90.1 N/mm) >= 150.0 N/mm

1.0 m/s <= v(=0.2 m/s) <= 50.0 m/s

2-> Gear 3: Measurement over pins is smaller than tip circle.

Special attention required for measurement!

3-> Gear 3: The measurement between balls/pins is bigger than the tip diameter.

This might produce an incorrect measurement!

Calculation of a helical planetary gear stage

Drawing or article number:

Gear 1: 0.000.0

Gear 2: 0.000.0

Gear 3: 0.000.0

Calculation method ISO 6336:2006 (replaced)

		----- Sun ----- Planets -----		
----- Internal gear ---				
Number of planets	[p]	1	3	1
Power (W)	[P]	451.970		
Speed (1/min)	[n]	200.0		0.0
Speed difference for planet bearing calculation (1/min)			[n2]	160.1
Speed planet carrier (1/min)	[nSteg]	49.3		
Power (kW)	[P]	0.452		0.000
Planet carrier performance (kW)	[PSteg]	0.452		
Torque (Nm)	[T]	21.6	0.0	66.0
Torque Pl.-Carrier (Nm)	[TSteg]	87.589		
Application factor	[KA]	1.25		

Distribution factor	[K _γ]	1.00		
Required service life (h)	[H]	15000.00		
Gear driving (+) / driven (-)		-	+/-	+
Working flank gear 1:	Right flank			
Gear 1 direction of rotation:		Counterclockwise		
Planet carrier direction of rotation:		counterclockwise		

Tooth geometry and material

Geometry calculation according to ISO 21771:2007

			----- Gear 1 -----	Gear 2 ----
----- Gear 3 ---				
Center distance (mm)	[a]	23.000		
Center distance tolerance	ISO 286:2010 Measure js7			
Normal module (mm)	[m _n]	1.2500		
Normal pressure angle (°)	[α _n]	20.0000		
Helix angle at reference circle (°)	[β]	20.0000		
Number of teeth	[z]	17	16	-52
Facewidth (mm)	[b]	16.00	17.00	16.00
Hand of gear		right	left	left
Planetary axes can be placed in regular pitch.:	120 °			
Accuracy grade	[Q-ISO 1328:1995]	6	6	6
Inner diameter (mm)	[d _i]	5.00	15.00	
External diameter (mm)	[d _e]			90.00
Inner diameter of gear rim (mm)	[d _{bi}]	0.00	0.00	
Outer diameter of gear rim (mm)	[d _{be}]			0.00

Material

Gear1

18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened

ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), Core hardness ≥25HRC Jominy J=12mm<HRC28

Gear2

18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened

ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), Core hardness ≥25HRC Jominy J=12mm<HRC28

Gear3

18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened

ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), Core hardness ≥25HRC Jominy J=12mm<HRC28

----- Gear 1 ----- Gear 2 ----

----- Gear 3 ---

		HRC 61	HRC 61	
Surface hardness		HRC 61	HRC 61	
HRC 61				
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	430.00
Fatigue strength for Hertzian pressure (N/mm ²)	[σ_{Hlim}]	1500.00	1500.00	1500.00
Tensile strength (N/mm ²)	[σ_B]	1200.00	1200.00	1200.00
Yield point (N/mm ²)	[σ_S]	850.00	850.00	850.00
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	206000	206000	206000
Poisson's ratio	[ν]	0.300	0.300	0.300
Roughness average value DS, flank (μm)	[RAH]	0.60	0.60	0.60
Roughness average value DS, root (μm)	[RAF]	3.00	3.00	3.00
Mean roughness height, Rz, flank (μm)	[RZH]	4.80	4.80	4.80
Mean roughness height, Rz, root (μm)	[RZF]	20.00	20.00	20.00

Gear reference profile

1:

Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53:1998 Profil A		
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250	
Root radius factor	[ρ_{fP}^*]	0.380	($\rho_{fPmax}^* = 0.472$)
Addendum coefficient	[haP*]	1.000	
Tip radius factor	[ρ_{aP}^*]	0.000	
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	
Protuberance angle	[α_{prP}]	0.000	
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	
Ramp angle	[α_{KP}]	0.000	
	not topping		

Gear reference profile

2:

Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53:1998 Profil A		
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250	
Root radius factor	[ρ_{fP}^*]	0.380	($\rho_{fPmax}^* = 0.472$)
Addendum coefficient	[haP*]	1.000	
Tip radius factor	[ρ_{aP}^*]	0.000	
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	
Protuberance angle	[α_{prP}]	0.000	
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	
Ramp angle	[α_{KP}]	0.000	
	not topping		

Gear reference profile

3:

Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53:1998 Profil A		
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250	
Root radius factor	[ρfP*]	0.380	(ρfPmax*= 0.472)
Addendum coefficient	[haP*]	1.000	
Tip radius factor	[ρaP*]	0.000	
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	
Protuberance angle	[αprP]	0.000	
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	
Ramp angle	[αKP]	0.000	
			not topping

Information on final machining

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

Type of profile modification:	none (only running-in)			
Tip relief (μm)	[Ca L/R]	2.0 / 2.0	2.0 / 2.0	2.0 /
2.0				

Lubrication type	Oil bath lubrication		
Type of oil	ISO-VG 220		
Lubricant base	Mineral-oil base		
Oil nominal kinematic viscosity at 40°C (mm²/s)	[v40]	220.00	
Oil nominal kinematic viscosity at 100°C (mm²/s)	[v100]		17.50
Specific density at 15°C (kg/dm³)	[ρ]	0.895	
Oil temperature (°C)	[TS]	70.000	

Gear pair 1

Overall transmission ratio	[itot]	0.246
Gear ratio	[u]	1.063
Transverse module (mm)	[mt]	1.330
Transverse pressure angle (°)	[αt]	21.173
Working pressure angle (°)	[αwt]	27.143
	[αwt.e/i]	27.194 / 27.092
Working pressure angle at normal section (°)	[αwn]	25.595
Helix angle at operating pitch circle (°)	[βw]	20.877
Base helix angle (°)	[βb]	18.747

Reference center distance (mm)	[ad]	21.949	
Pitch on reference circle (mm)	[pt]	4.179	
Base pitch (mm)	[pbt]	3.897	
Transverse pitch on contact-path (mm)	[pet]	3.897	
Sum of profile shift coefficients	[Σx_i]	0.9586	
Transverse contact ratio	[ε_α]	1.147	
Transverse contact ratio with allowances	[$\varepsilon_{\alpha.e/m/i}$]	1.153	/1.142 /1.132
Overlap ratio	[ε_β]	1.394	
Total contact ratio	[ε_γ]	2.540	
Total contact ratio with allowances	[$\varepsilon_{\gamma.e/m/i}$]	2.546	/2.536 /2.525
Length of path of contact (mm)	[ga, e/i]	4.469 (4.492 / 4.410)
Length T1-A (mm)	[T1A]	7.611 (7.611 / 7.593)
Length T1-B (mm)	[T1B]	7.039 (7.016 / 7.080)
Length T1-C (mm)	[T1C]	5.405 (5.394 / 5.417)
Length T1-D (mm)	[T1D]	3.714 (3.714 / 3.696)
Length T1-E (mm)	[T1E]	3.142 (3.119 / 3.183)
Length T2-A (mm)	[T2A]	2.882 (2.859 / 2.923)
Length T2-B (mm)	[T2B]	3.454 (3.454 / 3.436)
Length T2-C (mm)	[T2C]	5.087 (5.076 / 5.099)
Length T2-D (mm)	[T2D]	6.779 (6.756 / 6.820)
Length T2-E (mm)	[T2E]	7.351 (7.351 / 7.333)
Length T1-T2 (mm)	[T1 T2]	10.493 (10.470 / 10.516)
Minimal length of contact line (mm)	[Lmin]	18.675	

Gear pair 2

Overall transmission ratio	[itot]	0.246	
Gear ratio	[u]	-3.250	
Transverse module (mm)	[mt]	1.330	
Transverse pressure angle (°)	[α_t]	21.173	
Working pressure angle (°)	[α_{wt}]	13.888	
	[$\alpha_{wt.e/i}$]	13.781 / 13.993	
Working pressure angle at normal section (°)	[α_{wn}]	13.137	
Helix angle at operating pitch circle (°)	[β_w]	19.271	
Base helix angle (°)	[β_b]	18.747	
Reference center distance (mm)	[ad]	23.944	

Pitch on reference circle (mm)	[pt]	4.179	
Base pitch (mm)	[pbt]	3.897	
Transverse pitch on contact-path (mm)	[pet]	3.897	
Sum of profile shift coefficients	$[\Sigma x_i]$	0.6396	
Transverse contact ratio	$[\varepsilon_\alpha]$	1.262	
Transverse contact ratio with allowances	$[\varepsilon_{\alpha.e/m/i}]$	1.289	/1.267 /1.246
Overlap ratio	$[\varepsilon_\beta]$	1.394	
Total contact ratio	$[\varepsilon_\gamma]$	2.655	
Total contact ratio with allowances	$[\varepsilon_{\gamma.e/m/i}]$	2.682	/2.661 /2.639
Length of path of contact (mm)	[ga, e/i]	4.917 (5.023 / 4.855)
Length T1-A (mm)	[T1A]	7.351 (7.351 / 7.333)
Length T1-B (mm)	[T1B]	6.331 (6.224 / 6.375)
Length T1-C (mm)	[T1C]	2.454 (2.473 / 2.434)
Length T1-D (mm)	[T1D]	3.454 (3.454 / 3.436)
Length T1-E (mm)	[T1E]	2.434 (2.328 / 2.478)
Length T2-A (mm)	[T2A]	12.871 (12.915 / 12.809)
Length T2-B (mm)	[T2B]	11.851 (11.788 / 11.851)
Length T2-C (mm)	[T2C]	7.974 (8.037 / 7.911)
Length T2-D (mm)	[T2D]	8.974 (9.018 / 8.912)
Length T2-E (mm)	[T2E]	7.954 (7.892 / 7.954)
Length T1-T2 (mm)	[T1T2]	5.520 (5.564 / 5.477)
Minimal length of contact line (mm)	[Lmin]	20.069	

Gear 1

Lead height (mm)	[pz]	195.190	
Axial pitch (mm)	[px]	11.482	
Profile shift coefficient	[x]	0.4750	
Tooth thickness, arc, in module	[sn*]	1.9166	
Tip alteration (mm)	[k*mn]	-0.147	
Reference diameter (mm)	[d]	22.614	
Base diameter (mm)	[db]	21.087	
Tip diameter (mm)	[da]	26.007	
(mm)	[da.e/i]	26.007 / 25.986	
Tip diameter allowances (mm)	[Ada.e/i]	0.000 / -0.021	
Tip form diameter (mm)	[dFa]	26.007	
(mm)	[dFa.e/i]	26.007 / 25.986	

Root diameter (mm)	[df]	20.676
Generating Profile shift coefficient	[xE.e/i]	0.4157/ 0.3827
Generated root diameter with xE (mm)	[df.e/i]	20.528 / 20.445
Root form diameter (mm)	[dFf]	21.569
(mm)	[dFf.e/i]	21.487 / 21.444
Internal toothing: Calculation dFf with pinion type cutter ($z_0=$ 25 , $x_0=$ 0.000)		
Involute length (mm)	[l_dFa-l_dFf]	2.503
Addendum, $m_n(h_{aP^*}+x+k)$ (mm)	[ha]	1.697
(mm)	[ha.e/i]	1.697 / 1.686
Dedendum (mm)	[hf=mn*(hfP*-x)]	0.969
(mm)	[hf.e/i]	1.043 / 1.084
Tooth height (mm)	[h]	2.665
Virtual gear	no. of teeth [zn]	20.175
Normal tooth thickness at tip circle (mm)	[san]	0.814
(mm)	[san.e/i]	0.766 / 0.719
Normal tooth thickness at tip form circle (mm)	[sFan]	0.814
(mm)	[sFan.e/i]	0.766 / 0.719
Normal space width at root circle (mm)	[efn]	0.000
(mm)	[efn.e/i]	0.000 / 0.000

Gear 2

Lead height (mm)	[pz]	183.708
Axial pitch (mm)	[px]	11.482
Profile shift coefficient	[x]	0.4836
Tooth thickness, arc, in module	[sn*]	1.9228
Tip alteration (mm)	[k*mn]	-0.147
Reference diameter (mm)	[d]	21.284
Base diameter (mm)	[db]	19.847
Tip diameter (mm)	[da]	24.699
(mm)	[da.e/i]	24.699 / 24.678
Tip diameter allowances (mm)	[Ada.e/i]	0.000 / -0.021
Tip form diameter (mm)	[dFa]	24.699
(mm)	[dFa.e/i]	24.699 / 24.678
Root diameter (mm)	[df]	19.368
Generating Profile shift coefficient	[xE.e/i]	0.4242/ 0.3913
Generated root diameter with xE (mm)	[df.e/i]	19.219 / 19.137
Root form diameter (mm)	[dFf]	20.269
(mm)	[dFf.e/i]	20.189 / 20.149
Internal toothing: Calculation dFf with pinion type cutter ($z_0=$ 25 , $x_0=$ 0.000)		
Involute length (mm)	[l_dFa-l_dFf]	2.509
Addendum, $m_n(h_{aP^*}+x+k)$ (mm)	[ha]	1.707
(mm)	[ha.e/i]	1.707 / 1.697
Dedendum (mm)	[hf=mn*(hfP*-x)]	0.958

(mm)	[hf.e/i]	1.032 / 1.073
Tooth height (mm)	[h]	2.665
Virtual gear	no. of teeth [zn]	18.988
Normal tooth thickness at tip circle (mm)	[san]	0.791
(mm)	[san.e/i]	0.744 / 0.696
Normal tooth thickness at tip form circle (mm)	[sFan]	0.791
(mm)	[sFan.e/i]	0.744 / 0.696
Normal space width at root circle (mm)	[efn]	0.000
(mm)	[efn.e/i]	0.000 / 0.000

Gear 3

Lead height (mm)	[pz]	597.051
Axial pitch (mm)	[px]	11.482
Profile shift coefficient	[x]	0.1560
Tooth thickness, arc, in module	[sn*]	1.6843
Tip alteration (mm)	[k*mn]	0.000
Reference diameter (mm)	[d]	69.172
Base diameter (mm)	[db]	64.502
Tip diameter (mm)	[da]	66.282
(mm)	[da.e/i]	66.282 / 66.252
Tip diameter allowances (mm)	[Ada.e/i]	0.000 / -0.030
Chamfer 1 / Tip rounding	in transverse section: 2, in axial section: 3,	
	In normal section: 4	
		1
Tip chamfer (mm)	[hK]	0.077
Tooth tip chamfer angle (°)	[δhK]	45.000
Tip form diameter (mm)	[dFa]	66.435
(mm)	[dFa.e/i]	66.435 / 66.405
Root diameter (mm)	[df]	71.907
Generating Profile shift coefficient	[xE.e/i]	0.0791/ 0.0351
Generated root diameter with xE (mm)	[df.e/i]	72.209 / 72.099
Root form diameter (mm)	[dFf]	71.164
(mm)	[dFf.e/i]	71.583 / 71.440
Internal toothing: Calculation dFf with pinion type cutter (z0=		
	34, x0= 0.000)	
Involute length (mm)	[l_dFa-l_dFf]	2.522
Addendum, $m_n(h_{aP}^*+x+k)$ (mm)	[ha]	1.445
(mm)	[ha.e/i]	1.460 / 1.445
Dedendum (mm)	[hf=mn*(hfP*-x)]	1.368
(mm)	[hf.e/i]	1.464 / 1.519
Tooth height (mm)	[h]	2.813
Virtual gear	no. of teeth [zn]	61.712
Normal tooth thickness at tip circle (mm)	[san]	1.181
(mm)	[san.e/i]	1.113 / 1.068
without consideration of tip chamfer/tip rounding		

Normal tooth thickness at tip form circle (mm)	[sFan]	1.218
(mm)	[sFan.e/i]	1.151 / 1.105
Normal space width at root circle (mm)	[efn]	0.733
(mm)	[efn.e/i]	0.718 / 0.709

Gear specific pair data Gear pair 1, Gear 1

Operating pitch diameter (mm)	[dw]	23.697
(mm)	[dw.e/i]	23.708 / 23.686
Active tip diameter (mm)	[dNa]	26.007
(mm)	[dNa.e/i]	26.007 / 25.986
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	0.313
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	0.449 / 0.376
Active root diameter (mm)	[dNf]	22.004
(mm)	[dNf.e/i]	22.027 / 21.991
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	0.292 / 0.252
Max. sliding velocity at tip (m/s)	[vga]	0.074
Specific sliding at the tip	[ζa]	0.598
Specific sliding at the root	[ζf]	-1.485
Mean specific sliding	[ζm]	0.598
Sliding factor on tip	[Kga]	0.384
Sliding factor on root	[Kgf]	-0.394
Roll angle at dFa (°)	[ξdFa.e/i]	41.359 / 41.262
Roll angle to dNa (°)	[ξdNa.e/i]	41.359 / 41.262
Roll angle to dNf (°)	[ξdNf.e/i]	17.297 / 16.951
Roll angle at dFf (°)	[ξdFf.e/i]	11.203 / 10.583
Diameter of single contact point B (mm)	[d-B]	25.355 (25.329 / 25.400)
Diameter of single contact point D (mm)	[d-D]	22.357 (22.357 / 22.345)
Addendum contact ratio	[ε]	0.566 (0.569 / 0.558)

Gear specific pair data Gear pair 1, Gear 2

Operating pitch diameter (mm)	[dw]	22.303
(mm)	[dw.e/i]	22.313 / 22.293
Active tip diameter (mm)	[dNa]	24.699
(mm)	[dNa.e/i]	24.699 / 24.678
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	0.313
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	0.449 / 0.376
Active root diameter (mm)	[dNf]	20.667
(mm)	[dNf.e/i]	20.690 / 20.654
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	0.271 / 0.232
Max. sliding velocity at tip (m/s)	[vga]	0.072
Specific sliding at the tip	[ζa]	0.598
Specific sliding at the root	[ζf]	-1.486

Mean specific sliding	[ζm]	0.598
Sliding factor on tip	[Kga]	0.394
Sliding factor on root	[Kgf]	-0.384
Roll angle at dFa (°)	[ξdFa.e/i]	42.440 / 42.339
Roll angle to dNa (°)	[ξdNa.e/i]	42.440 / 42.339
Roll angle to dNf (°)	[ξdNf.e/i]	16.876 / 16.507
Roll angle at dFf (°)	[ξdFf.e/i]	10.688 / 10.029
Diameter of single contact point B (mm)	[d-B]	21.014 (21.014 / 21.003)
Diameter of single contact point D (mm)	[d-D]	24.036 (24.010 / 24.082)
Addendum contact ratio	[ε]	0.581 (0.584 / 0.573)

Gear specific pair data Gear pair 2, Gear 2

Operating pitch diameter (mm)	[dw]	20.444
(mm)	[dw.e/i]	20.435 / 20.454
Active tip diameter (mm)	[dNa]	24.699
(mm)	[dNa.e/i]	24.699 / 24.678
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	0.604
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	0.776 / 0.690
Active root diameter (mm)	[dNf]	20.435
(mm)	[dNf.e/i]	20.456 / 20.385
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	0.154 / 0.098
Max. sliding velocity at tip (m/s)	[vga]	0.000
Specific sliding at the tip	[ζa]	0.461
Specific sliding at the root	[ζf]	-0.006
Mean specific sliding	[ζm]	0.459
Sliding factor on tip	[Kga]	0.332
Sliding factor on root	[Kgf]	-0.001
Roll angle at dFa (°)	[ξdFa.e/i]	42.440 / 42.339
Roll angle to dNa (°)	[ξdNa.e/i]	42.440 / 42.339
Roll angle to dNf (°)	[ξdNf.e/i]	14.307 / 13.439
Roll angle at dFf (°)	[ξdFf.e/i]	10.688 / 10.029
Diameter of single contact point B (mm)	[d-B]	23.542 (23.428 / 23.589)
Diameter of single contact point D (mm)	[d-D]	21.014 (21.014 / 21.003)
Addendum contact ratio	[ε]	1.257 (1.252 / 1.246)

Gear specific pair data Gear pair 2, Gear 3

Operating pitch diameter (mm)	[dw]	66.444
(mm)	[dw.e/i]	66.475 / 66.414
Active tip diameter (mm)	[dNa]	66.435
(mm)	[dNa.e/i]	66.435 / 66.405
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	0.457

Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	0.583 / 0.506
Active root diameter (mm)	[dNf]	69.449
(mm)	[dNf.e/i]	69.481 / 69.404
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	1.090 / 0.979
Max. sliding velocity at tip (m/s)	[vga]	0.060
Specific sliding at the tip	[ζa]	0.006
Specific sliding at the root	[ζf]	-0.856
Mean specific sliding	[ζm]	0.459
Sliding factor on tip	[Kga]	0.001
Sliding factor on root	[Kgf]	-0.332
Roll angle at dFa (°)	[ξdFa.e/i]	14.020 / 14.131
Roll angle to dNa (°)	[ξdNa.e/i]	14.020 / 14.131
Roll angle to dNf (°)	[ξdNf.e/i]	22.757 / 22.943
Roll angle at dFf (°)	[ξdFf.e/i]	27.279 / 27.573
Diameter of single contact point B (mm)	[d-B]	68.719 (68.676 / 68.719)
Diameter of single contact point D (mm)	[d-D]	66.953 (66.976 / 66.920)
Addendum contact ratio	[ε]	0.005 (0.037 / 0.000)

General influence factors

		----- Gear 1 ----- Gear 2 ----
----- Gear 3 ----		
Nominal circum. force at pitch circle (N)	[Ft]	636.190 636.190
Axial force (N)	[Fa]	231.6 231.6 231.6
Total axial force (N)	[Fatot=Fa* 3	694.7 694.7]
Radial force (N)	[Fr]	246.415 246.415
Normal force (N)	[Fnorm]	720.5 720.5 720.5
Nominal circumferential force per mm (N/mm)	[w]	39.76 39.76
Only as information: Forces at operating pitch circle:		
Nominal circumferential force (N)	[Ftw]	607.110 662.302
Axial force (N)	[Fa]	231.6
Axial force (N)	[Fa]	231.6 / 231.6
Axial force (N)	[Fa]	231.6
Total axial force (N)	[Fatot=Fa* 3	694.7 694.7]
Radial force (N)	[Fr]	311.249 163.752
Circumferential speed reference circle (m/s)	[v]	0.18 (Planet)
Running-in value (μm)	[yp]	0.487 0.525
Running-in value (μm)	[yf]	0.412 0.487
Gear blank factor	[CR]	1.000 1.000
Correction factor	[CM]	0.800 0.800
Basic rack factor	[CBS]	0.975 0.975
Material coefficient	[E/Est]	1.000 1.000

Singular tooth stiffness (N/mm/μm)	[c']	10.759	12.220
Meshing stiffness (N/mm/μm)	[cγ α]	11.943	14.618
Meshing stiffness (N/mm/μm)	[cγ β]	10.151	12.425
Reduced mass (kg/mm)	[mRed]	0.0005	0.0014
Resonance speed (min ⁻¹)	[nE1]	90155	61396
Resonance ratio (-)	[N]	0.002	0.003
Running-in value (μm)	[y α]	0.487	0.525
Planet runs on rolling bearings. Planet pin fixed on both sides in the carrier..			
lp α (mm) = 22.10 b (mm) = 16.00dsh (mm) = 10.64			
Tooth trace deviation (active) (μm)	[F β y]	2.98	4.17
from deformation of shaft (μm)	[fsh*B1]	2.02	0.44
(fsh (μm) = 2.02 / 0.44 , B1 = 1.00 / 1.00 , fh β 5 (μm) = 5.00 / 5.50)			
Tooth trace		0	0
(0: without, 1: crowned, 2: end relief, 3: full modification)			
(4: slightly crowned, 5: helix angle modification, 6: helix angle modification with crowning)			
from production tolerances (μm)	[fma*B2]	9.90	10.26
B2 = 1.00 / 1.00			
Tooth trace deviation, theoretical (μm)	[F β x]	3.50	4.91
Running-in value y β (μm)	[y β]	0.53	0.74
Dynamic factor	[Kv=max(Kv12,Kv23)]	1.00	
	[Kv12,Kv23]	1.00	1.00
Face load factor - 1.52	flank	[KH β]	1.30
- Tooth root	[KF β]	1.25	1.41
- Scuffing	[KB β]	1.30	1.52
Transverse load factor - flank	[KH α]	1.39	1.46
- Tooth root	[KF α]	1.39	1.46
- Scuffing	[KB α]	1.39	1.46
Number of load cycles (in mio.)	[NL]	407.0	144.1 133.0

Tooth root load capacity

Calculation of Tooth form coefficients according method: B

Internal toothing:

Calculation of pF and sFn according to
ISO 6336-3:2007-04-

01

Internal toothing:
cutter, z0=

Calculation of YF, YS with pinion type

34 , x0=
0.000 , paP0*= 0.380

----- Gear 1 ----- Gear 2 ----

----- Gear 3 ----

Calculated with generating profile shift coefficient	[xE.e]	0.4157	0.4242
		0.0791	
Tooth form factor	[YF]	1.62	
	[YF]		1.62 /1.39
	[YF]		1.39
Stress correction factor	[YS]	1.98	
	[YS]		1.98 /2.10
	[YS]		2.10
Bending moment arm (mm)	[hF]	1.68	
(mm)	[hF]		1.67 /1.41
(mm)	[hF]		2.15
Load application angle (°)	[αFen]	27.62	
(°)	[αFen]		27.96 /25.53
(°)	[αFen]		16.29
Tooth thickness at root (mm)	[sFn]	2.71	
(mm)	[sFn]		2.70 /2.70
(mm)	[sFn]		3.44
Tooth root radius (mm)	[ρF]	0.55	
(mm)	[ρF]		0.55 /0.55
(mm)	[ρF]		0.60
hF* = 1.345 /1.339 /1.125 / 1.721 sFn* = 2.168 /2.161 / 2.161 /2.756			
ρF* = 0.444 / 0.443 / 0.443 / 0.481 dsFn = 20.953 / 19.639 / 19.639 /			
-71.937 αsFn = 30.0 /30.0 /30.0 /60.0			
Helix angle factor	[Yβ]	0.83	0.83
Deep tooth factor	[YDT]	1.00	1.00
Gear rim thickness (mm)	[sr]	7.72	2.07 8.90
Gear rim factor	[YB]	1.00	1.70 1.00
Effective facewidth (mm)	[beff]	16.00	
(mm)	[beff]		17.00 /17.00
(mm)	[beff]		16.00
Nominal stress at tooth root (N/mm ²)	[σF0]	84.90	
(N/mm ²)	[σF0]		135.46 /123.47
(N/mm ²)	[σF0]		77.18
Tooth root stress (N/mm ²)	[σF]	183.94	
(N/mm ²)	[σF]		293.48 /318.23
(N/mm ²)	[σF]		198.92
Permissible bending stress at root of Test-gear			
Notch sensitivity factor	[YdreIT]	0.999	
Notch sensitivity factor	[YdreIT]		0.999 /0.999
Notch sensitivity factor	[YdreIT]		1.003
Surface factor	[YRreIT]	0.957	0.957 0.957
Size factor, tooth root	[YX]	1.000	1.000 1.000
Finite life factor	[YNT]	0.906	0.925 0.927
Alternating bending factor, mean stress influence coefficient	[YM]	1.000	0.700 1.000
Stress correction factor	[Yst]		2.00

Yst*σFlim (N/mm ²)	[σFE]	860.00	860.00	860.00
Permissible tooth root stress (N/mm ²)	[σFP=σFG/SFmin]	532.35		
Permissible tooth root stress (N/mm ²)	[σFP=σFG/SFmin]	380.47	/380.47	
Permissible tooth root stress (N/mm ²)	[σFP=σFG/SFmin]			546.54
Limit strength tooth root (N/mm ²)	[σFG]	745.29		
Limit strength tooth root (N/mm ²)	[σFG]		532.65	/532.65
Limit strength tooth root (N/mm ²)	[σFG]			765.16
Required safety	[SFmin]	1.40	1.40	1.40
Safety for tooth root stress	[SF=σFG/σF]	4.05		
	[SF=σFG/σF]		1.81	/1.67
	[SF=σFG/σF]			3.85
Transmittable power (W)	[WRating]	1308.10		
(W)	[WRating]		585.93	/540.36
(W)	[WRating]			1241.83

Flank safety

			----- Gear 1 -----	Gear 2 ----
----- Gear 3 ----				
Zone factor	[ZH]	2.06	2.97	
Elasticity factor ($\sqrt{N/mm^2}$)	[ZE]	189.81	189.81	
Contact ratio factor	[Zε]	0.934	0.890	
Helix angle factor	[Zβ]	1.032	1.032	
Effective facewidth (mm)	[beff]	16.00	16.00	
Nominal contact stress (N/mm ²)	[σH0]	717.73	588.42	
Contact stress at operating pitch circle (N/mm ²)	[σHw]	1080.19	980.72	
Single tooth contact factor	[ZB,ZD]	1.00	1.00	/1.00 1.00
Contact stress (N/mm ²)	[σHB, σHD]	1080.19	1080.19	/980.72
		980.72		
Lubrication factor for NL	[ZL]	1.020	1.020	/1.020 1.020
Speed factor for NL	[ZV]	0.940	0.940	/0.940 0.940
Roughness factor for NL	[ZR]	0.929	0.929	/0.937 0.937
Material hardening factor for NL	[ZW]	1.000	1.000	/1.000 1.000
Finite life factor	[ZNT]	0.938	0.968	0.970
Limited pitting is permitted:		No		
Size factor (flank)	[ZX]	1.000	1.000	1.000
Permissible contact stress, σHG/SHmin (N/mm ²)	[σHP]	1253.85	1294.42	/1304.87
		1308.08		
Pitting stress limit (N/mm ²)	[σHG]	1253.85	1294.42	/1304.87
		1308.08		
Required safety	[SHmin]	1.00	1.00	1.00
Safety factor for contact stress at operating pitch circle	[SHw]		1.16	1.20 /1.33
		1.33		

Safety for stress at single tooth contact	[SHBD= σ_{HG}/σ_{HBD}]	1.16	1.20	/1.33
		1.33		
Safety regarding transmittable torque	[(SHBD) ²]	1.35	1.44	/1.77
Transmittable power (W)	[WRating]	608.98	649.02	/800.12
804.06				

Micropitting according to

ISO/TS 6336-22:2018

Pairing Gear 1 -2 :

Calculation has not been carried out, lubricant: Load stage micropitting test not known

Pairing Gear 2 -3 :

Calculation has not been carried out, lubricant: Load stage micropitting test not known

Scuffing load capacity

Calculation method according to

ISO/TS 6336-20/21:2017

Helical load factor for scuffing	[KB γ]	1.23	1.25
Lubrication coefficient for lubrication type	[XS]	1.000	
Scuffing test and load stage - 1)	[FZGtest]	FZG - Test A / 8.3 / 90 (ISO 14635 12)	
Multiple meshing factor	[Xmp]	2.0	2.0
Relative structural factor, scuffing	[XWrelT]	1.000	1.000
Thermal contact factor (N/mm/s ^{0.5} /K)	[BM]	13.780	13.780 13.780
Relevant tip relief (μ m)	[Ca]	2.00	2.00 / 2.00 2.00
Optimal 3.40	tip relief (μ m)	[Ceff]	4.16
Ca taken as optimal in the calculation (0=no, 1=yes)		0	0 / 0 0
Effective facewidth (mm)	[beff]	16.000	16.000
Applicable circumferential force/facewidth (N/mm)	[wBt]	90.063	
110.454			
(1) KB γ =		1.231	wBt*KB γ = 110.827
(2) KB γ =		1.248	wBt*KB γ = 137.835
Angle factor	[X $\alpha\beta$]	1.067	0.870
Flash temperature-criteria			
Lubricant factor	[XL]	0.830	0.830
Tooth mass temperature (°C)	[θM_i]	75.25	74.14
$\theta M_i = \theta_{oil} + XS * 0.47 * Xmp * \theta_{flm}$			
Average flash temperature 4.41	(°C)	[θ_{flm}]	5.59
Scuffing temperature (°C)	[θS]	348.80	348.80

Γ coordinates (point of highest temperature)	[Γ]	-0.419	1.996	
(1) [Γ.A]=0.408 [Γ.E]=		-0.419		
(2) [Γ.A]=1.996 [Γ.E]=		-0.008		
Highest contact temp. (°C)	[θB]	87.42	83.65	
Flash factor (°K*N ^{-.75} *s ^{.5} *m ^{-.5} *mm)	[XM]	50.058	50.058	
Approach factor	[XJ]	1.000	1.028	
Load sharing factor	[XΓ]	1.000	1.000	
Dynamic viscosity (mPa*s)	[ηM]	41.90	41.90	(
		70.0	°C)	
Coefficient of friction	[μ _m]	0.112	0.125	
Required safety	[SBmin]	2.000		
Margin of safety for scuffing, flash temperature	[SB]	16.008	20.419	
Integral temperature-criteria				
Lubricant factor	[XL]	1.000		
Tooth mass temperature (°C)	[θMC]	79.02	75.40	
θMC = θoil + XS*0.70*θflaint				
Mean flash temperature	(°C)	[θflaint]	6.44	
3.86				
Integral scuffing temperature (°C)	[θSint]	360.78	360.78	
Flash factor (°K*N ^{-.75} *s ^{.5} *m ^{-.5} *mm)	[XM]	50.058	50.058	
Running-in factor, well run in	[XE]	1.000	1.000	
Contact ratio factor	[Xε]	0.399	0.413	
Dynamic viscosity (mPa*s)	[ηOil]	41.90	41.90	
Mean coefficient of friction	[μ _m]	0.167	0.176	
Geometry factor	[XBE]	0.331	0.177	
Meshing factor	[XQ]	1.000	0.600	
Tip relief factor	[XCa]	1.204	1.881	
Integral tooth flank temperature (°C)	[θint]	88.69	81.18	
Required safety	[SSmin]	1.800		
Safety factor for scuffing (intg.-temp.)	[SSint]	4.07	4.44	
Safety referring to transmittable torque	[SSL]	15.56	26.00	

Measurements for tooth thickness

		Gear 1	Gear	2
		Gear 3		
Tooth thickness tolerance		DIN 3967 cd25		DIN
3967 cd25		DIN 3967 cd25		
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[As.e/i]	-0.054 / -0.084	0.054 / -0.084	-
0.070 /		-0.110		
Number of teeth spanned	[k]	3.000	3.000	-0.000
(Internal toothing: k = (Measurement gap number)				
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	9.987	9.973	-0.000
Base tangent length with allowance (mm)	[Wk.e/i]	9.936 / 9.908	9.923 / 9.894	-0.000 / -
0.000				

Diameter of measuring circle (mm)	[dMWk.m]	23.086	21.953	-0.000
Theoretical diameter of ball/pin (mm)	[DM]	2.457	2.491	2.049
Effective diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	2.500	2.500	2.000
Radial single-ball measurement backlash free (mm)	[MrK]	13.773	13.104	
		33.145		
Radial single-ball measurement (mm)	[MrK.e/i]	13.723 / 13.695	13.055 / 13.027	
		33.308 / 33.249		
Diameter of measuring circle (mm)	[dMMr.m]	23.741	22.392	69.222
Diametral measurement over two balls without clearance (mm)	[MdK]	27.439		26.208
		66.290		
Diametral two ball measure (mm)	[MdK.e/i]	27.339 / 27.284	26.110 / 26.054	
		66.616 / 66.498		
Measurement over pins according to DIN 3960 (mm)	[MdR.e/i]	27.446 / 27.390	26.110 / 26.054	-0.000 / -0.000
Measurement over 2 pins, free, according to AGMA 2002 (mm)	[dk2f.e/i]	27.319 / 27.264		0.000 / 0.000
		0.000 / 0.000		0.000 / 0.000
Measurement over 2 pins, transverse, according to AGMA 2002 (mm)	[dk2t.e/i]	27.548 / 27.492	0.000 / 0.000	
		0.000 / 0.000		
Measurement over 3 pins, axial, according to AGMA 2002 (mm)	[dk3A.e/i]	27.446 / 27.390	26.110 / 26.054	-0.000 / -0.000
		0.000 / 0.000		0.000 / 0.000
Measurement over 3 pins with allowance (mm)	[Md3R.e/i]	0.000 / 0.000	0.000 / 0.000	-0.000 / -0.000
Note: Internal gears with helical teeth cannot be measured with rollers.				
Chordal tooth thickness in reference circle (mm)	[sc]	2.392	2.400	2.105
(mm)	[sc.e/i]	2.340 / 2.311	2.347 / 2.318	2.034 / 1.994
Reference chordal height from da.m (mm)	[ha]	1.748	1.762	1.438
Tooth thickness, arc (mm)	[sn]	2.396	2.404	2.105
(mm)	[sn.e/i]	2.342 / 2.312	2.350 / 2.320	2.035 / 1.995
Backlash free center distance (mm)	[aControl.e/i]	22.881 / 23.359	22.814 / 23.237	
Backlash free center distance, allowances (mm)	[jta]	-0.119 / -0.186	0.237 / 0.359	
dNf.i with aControl (mm)	[dNf0.i]	21.782	20.452 / 19.953	
70.490				
Reserve (dNf0.i-dFf.e)/2 (mm)	[cF0.i]	0.148	0.131 / -0.118	
0.475				
Tip clearance (mm) [c0.i(aControl)]		0.201	0.201 / 0.463	
0.157				
Center distance allowances (mm)	[Aa.e/i]	0.011 / -0.011	-0.011 / 0.011	
Circumferential backlash from Aa (mm)	[jtw_Aa.e/i]	0.011 / -0.011	0.005 / -0.005	
Radial backlash (mm)	[jrw]	0.196 / 0.108	0.370 / 0.227	

Circumferential backlash, transverse section (mm)		[jtw]0.198 /	0.1100.204	/
	0.122			
Normal backlash (mm)		[jnw]	0.165 /0.094	0.189 /0.109
Torsional angle on input with output fixed:				
Total torsional angle (°)		[j.tSys]	0.4810/0.3082	

Toothing tolerances

		----- Gear 1 -----	Gear 2	----
----- Gear 3 ---				
According to ISO 1328-1:1995, ISO 1328-2:1997				
Accuracy grade	[Q]	6	6	6
Single pitch deviation (µm)	[fptT]	7.00	7.00	7.50
Base circle pitch deviation (µm)	[fpbT]	6.50	6.50	7.00
Sector pitch deviation over k/8 pitches (µm)	[Fpk/8T]	9.50	9.50	13.00
Profile form deviation (µm)	[ffaT]	5.50	5.50	6.50
Profile slope deviation (µm)	[fHαT]	4.60	4.60	5.50
Total profile deviation (µm)	[FαT]	7.50	7.50	8.50
Helix form deviation (µm)	[ffbT]	7.00	7.00	7.50
Helix slope deviation (µm)	[fHβT]	7.00	7.00	7.50
Total helix deviation (µm)	[FβT]	10.00	10.00	11.00
Total cumulative pitch deviation (µm)	[FpT]	20.00	20.00	26.00
Runout (µm)	[FrT]	16.00	16.00	21.00
Single flank composite, total (µm)	[FisT]	31.00	30.00	37.00
Single flank composite, tooth-to-tooth	(µm)	[fisT]	10.00	10.00
		11.00		
Radial composite, total (µm)	[FidT]	23.00	23.00	27.00
Radial composite, tooth-to-tooth (µm)	[fidT]	6.50	6.50	6.50
FidT (Fi''), fidT (fi'') according to ISO 1328:1997 calculated with the geometric mean values for mn and d				

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

	6		
Maximum value for deviation error of axis (µm) [fΣβ]		6.91	6.91
Maximum value for inclination error of axes (µm)		[fΣδ]	13.81
13.81			

Modifying and defining the tooth form

Data for the tooth form calculation :

Data not available.

Please run the calculation in the "Tooth form" tab and open the main report again.

Supplementary data

Mass (g)	[m]	51.15	27.23	327.26
Total mass (g)	[mGes]	460.10		

Moment of inertia for system, relative to the input:

calculation without consideration of the exact tooth shape

Single gears (da+df)/2...di (kg*m ²)	[J]	3.643e-06	2.418e-06	
0.0005266				

System (da+df)/2...di (kg*m ²)	[J]	1.512e+24		
--	-----	-----------	--	--

Torsional stiffness at driving gear with fixed driven gear:

Torsional stiffness (MNm/rad)	[cr]	0.275		
-------------------------------	------	-------	--	--

Torsion when subjected to nominal torque (°)	[δcr]	0.014		
--	-------	-------	--	--

Mean coefficient of friction (as defined in Niemann)	[μm]	0.138	0.147	
--	------	-------	-------	--

Wear sliding coef. by Niemann	[ζw]	0.685	0.009	
-------------------------------	------	-------	-------	--

Loss factor	[HV]	0.206	0.189	
-------------	------	-------	-------	--

Meshing power (W)		340.615	340.615	
-------------------	--	---------	---------	--

Gear power loss (W)	[PVZ]	3.212	3.162	
---------------------	-------	-------	-------	--

Total power loss (W)		19.123		
----------------------	--	--------	--	--

Total efficiency		0.958		
------------------	--	-------	--	--

Sound pressure level according to Masuda, without contact analysis

	[dB(A)]	29.2	31.2	
--	---------	------	------	--

Indications for the manufacturing by wire cutting:

Deviation from theoretical tooth trace (μm)	[WireErr]	372.9	395.9	122.5
---	-----------	-------	-------	-------

Permissible deviation (μm)	[Fb/2]	5.0	5.0	5.5
----------------------------	--------	-----	-----	-----

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+06	1e+06	1e+06
-----------------------------	---------	-------	-------	-------

Tooth flank service life (h)	[HHatt]	1e+06	1e+06	1e+06
------------------------------	---------	-------	-------	-------

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 (15000.0 h)

F1%	F2%	F3%	H1%	H2%	H3%
0.00	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000

Reliability calculation

Calculation method according to B. Bertsche, Reliability in Automotive and Mechanical Engineering,
Springer Verlag Berlin Heidelberg 2008

Reliability of material data for σ_{Hlim} , (%) [R σ_{Hlim}] 99.00
 Reliability of material data for σ_{Flim} , (%) [R σ_{Flim}] 99.00

Calculation of coefficients for reliability R(t)
 $R(t) = 100 * [\text{Exp}(-((t * \text{fac} - t_0) / (T - t_0))^b)]^p \%$

Gear	Type	fac	b	t0	T	R(H)
[-]	[-]	[cycles/h]	[-]	[-]	[cycles]	[%]
1	Tooth root	27130	1.7	9.654e+29	1.484e+30	100.00
1	Tooth flank	27130	1.3	9.014e+29	4.295e+30	100.00
2	Tooth root	9609	1.7	9.654e+29	1.484e+30	100.00
2	Tooth flank	9609	1.3	9.014e+29	4.295e+30	100.00
3	Tooth root	8870	1.7	9.654e+29	1.484e+30	100.00
3	Tooth flank	8870	1.3	9.014e+29	4.295e+30	100.00

fac = Number of load cycles per hour
 b = Weibull shape parameter
 t0 = Number of failure-free load cycles
 T = Characteristic service life (in load cycles) for 63.2% failure probability
 R(H) = Reliability for required service life

Required service life (h) [H_{min}] 15000.00
 Reliability R, tooth roots subsystem (%) [R_{sub}] 100.00
 Reliability R, tooth flanks subsystem (%) [R_{sub}] 100.00
 Reliability R, gears subsystem (%) [R_{sub}] 100.00

Required reliability (%) [R_{min}] 99.00
 Service life H, tooth roots subsystem (h)
 Service life H, tooth flanks subsystem (h)
 Service life H, gears subsystem (h)

Remarks:

- Specifications with [.e/i] imply: Maximum [e] and minimum value [i] for
Taking all tolerances into account
Specifications with [.m] imply: Mean value within tolerance
- For the backlash tolerance, the center distance tolerances and the tooth thickness allowance are taken into account.

The maximum and minimum clearance according to the largest or smallest allowances are defined..

The calculation is performed for the operating pitch circle.

- Calculation of Z_{β} according to Corrigendum 1 ISO 6336-2:2008 with $Z_{\beta} = 1/(\cos(\beta)^{0.5})$
- Details of calculation method:
 - c_{γ} according to Method B
 - K_v according to Method B
 - $K_{H\beta}$ and $K_{F\beta}$ according to Method C
 - $f_{m\alpha}$ according to Equation 64, $F_{\beta x}$ according to 52/53/56
 - f_{sh} calculated by exactly following the method in Annex D,
ISO 6336-1:2006

Literature: Journal "Antriebstechnik", 6/2007, p.64.

$K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$ 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 Z_L , Z_V , Z_R , Z_W , Z_X , Y_{dreIT} , Y_{RreIT} and Y_X ..

_O.Stage1.Carrier.Planet.Planet_calc

Analysis of shafts, axle and beams

Input data

Coordinate system shaft: see picture W-002

Label	Pin		
Drawing			
Initial position (mm)		0.000	
Length (mm)		22.000	
Speed (1/min)		49.28	
Direction of rotation:		counterclockwise	
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 (g)		13.529	
Weight of shaft, including additional masses (g)		13.529	
Mass moment of inertia (kg*mm ²)		0.169	
Momentum of mass GD2 (Nm ²)		0.000	
Label	Planet		
Drawing			
Initial position (mm)		3.000	
Length (mm)		16.000	
Speed (1/min)		110.87	
Direction of rotation:		clockwise	
Material	C45 (1)		
Young's modulus (N/mm ²)		206000.000	
Poisson's ratio nu		0.300	
Density (kg/m ³)		7830.000	
Coefficient of thermal expansion		(10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature (°C)		20.000	
Weight of shaft (g)		28.694	
Weight of shaft, including additional masses (g)		28.694	
Mass moment of inertia (kg*mm ²)		1.583	
Momentum of mass GD2 (Nm ²)		0.000	

The direction of the weight is not considered

Consider deformations due to shearing

Shear correction factor 1.100

Rolling bearing stiffness is calculated from inner bearing geometry

Tolerance field: Mean value

Reference temperature (°C) 20.000

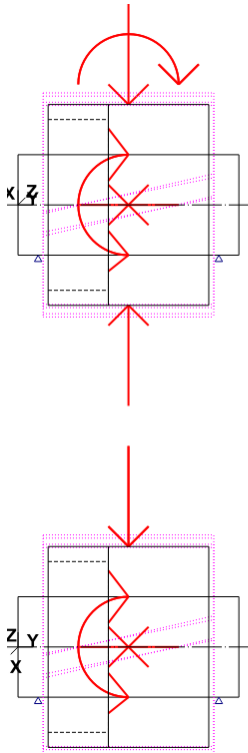


Figure: Load applications

Shaft definition

(Pin)

Outer contour

Cylinder (Cylinder)

0.000 mm ... 22.000 mm

Diameter (mm) [d] 10.0000

Length (mm) [l] 22.0000

Surface roughness (µm) [Rz] 8.0000

Bearing

Label in the model		Support1	
Bearing type		Own Input	
Bearing position (mm)	[y _{lokal}]		2.000
Bearing position (mm)	[y _{global}]		2.000
Degrees of freedom			
X: fixed			
Y: fixed			
Z: fixed			
Rx: fixed			
Ry: fixed			
Rz: fixed			

Label in the model		Support2	
Bearing type		Own Input	
Bearing position (mm)	[y _{lokal}]		20.000
Bearing position (mm)	[y _{global}]		20.000
Degrees of freedom			
X: fixed			
Y: free			
Z: fixed			
Rx: free			
Ry: free			
Rz: free			

Shaft definition (Planet)

Outer contour

Cylinder (Cylinder)		0.000 mm ... 16.000 mm
Diameter (mm) [d]		20.0000
Length (mm) [l]		16.0000
Surface roughness (µm) [Rz]		8.0000

Inner contour

Cylindrical bore (Cylindrical bore)	0.000 mm ...	6.000 mm
Diameter (mm) [d]		17.0000
Length (mm) [l]		6.0000
Surface roughness (µm) [Rz]		8.0000

Forces

Type of force element		Cylindrical gear
Label in the model		zs(-0.0)
Position on shaft (mm) [y _{local}]		8.0000
Position in global system (mm) [y _{global}]		11.0000
Operating pitch diameter (mm)		20.4445
Helix angle (°)		19.2708 left
Working pressure angle at normal section (°)		13.1382

Position of contact (°)	-0.0000	
Length of load application (mm)	17.0000	
Power (kW)	0.0802	driven (input)
Torque (Nm)	6.9084	
Axial force (N)	236.2799	
Shearing force X (N)	-167.1055	
Shearing force Z (N)	-675.8153	
Bending moment X (Nm)	0.0000	
Bending moment Z (Nm)	2.4153	
Type of force element	Cylindrical gear	
Label in the model	zs(180.0)	
Position on shaft (mm) [y _{local}]	8.0000	
Position in global system (mm) [y _{global}]		11.0000
Operating pitch diameter (mm)	22.3030	
Helix angle (°)	20.8771	left
Working pressure angle at normal section (°)	25.5951	
Position of contact (°)	180.0000	
Length of load application (mm)	17.0000	
Power (kW)	0.0802	driving (output)
Torque (Nm)	-6.9084	
Axial force (N)	-236.2799	
Shearing force X (N)	317.6010	
Shearing force Z (N)	-619.5000	
Bending moment X (Nm)	0.0000	
Bending moment Z (Nm)	2.6349	

CONNECTIONS

INA HK1015 (cBearing)

11.000 mm

Shaft 'Pin' <-> Shaft 'Planet'

Fixed bearing

d = 10.000 (mm), D = 14.000 (mm), b = 15.000 (mm), r = 0.000 (mm)

C = 6.800(kN), C0 = 8.800 (kN), Cu = 1.230 (kN)

C_{theo} = 6.800 (kN), C0_{theo} = 8.800 (kN)

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

Calculation with approximate bearings internal geometry (*)

Z = 14 , Dpw = 11.456 (mm), Dw = 1.456 (mm)

Lwe = 11.240 (mm)

Diameter, external race (mm) [d_o] 12.928

Diameter, internal race (mm) [d_i] 9.984

Bearing clearance DIN 620:1988 C0 (32.50 μm)

Results

Shaft

Maximum deflection 24.134(μm) (Planet pos = 3.000 mm)

Mass center of gravity

Pin(mm) 11.000

Planet (mm) 9.858

Total axial load

Pin(N) 0.000

Planet (N) -0.000

Torsion under torque

Pin($^{\circ}$) -0.000

Planet ($^{\circ}$) -0.000

Bearing

Probability of failure [n] 10.00 %

Axial clearance (ISO 281) [u_A] 10.00 μm

Lubricant ISO-VG 220

Lubricant - service temperature [T_B] 70.00 $^{\circ}\text{C}$

Rolling bearing stiffness calculated from internal geometry

Shaft 'Pin' Bearing 'Support1'

Position (Y-coordinate) [y] 2.00 mm

Bearing reaction force [F_x] -0.370 kN

Bearing reaction force [F_y] 0.000 kN

Bearing reaction force [F_z] 0.856 kN

Bearing reaction force [F_r] 0.933 kN(113.39 $^{\circ}$)

Bearing reaction moment [M_x] 3.75 Nm

Bearing reaction moment [M_y] -0.00 Nm

Bearing reaction moment [M_z] 0.26 Nm

Bearing reaction moment [M_r] 3.76 Nm(3.97 $^{\circ}$)

Displacement of bearing [u_x] 0.000 μm

Displacement of bearing [u_y] 0.000 μm

Displacement of bearing [u_z] 0.000 μm

Displacement of bearing [u_r] 0.000 μm

Misalignment of bearing [r_x] 0.000 mrad (0')

Misalignment of bearing [r_y] 0.000 mrad (0')

Misalignment of bearing [r_z] 0.000 mrad (0')

Misalignment of bearing [r_r] 0.000 mrad (0')

Shaft 'Pin' Bearing 'Support2'

Position (Y-coordinate)	[y]	20.00 mm		
Bearing reaction force	[F _x]	0.220 kN		
Bearing reaction force	[F _y]	0.000 kN		
Bearing reaction force	[F _z]	0.439 kN		
Bearing reaction force	[F _r]	0.491 kN(63.42°)		
Displacement of bearing	[u _x]		0.000 μm	
Displacement of bearing	[u _y]		-0.000 μm	
Displacement of bearing	[u _z]		0.000 μm	
Displacement of bearing	[u _r]		0.000 μm	
Misalignment of bearing	[r _x]		0.185 mrad	
	(0.64')			
Misalignment of bearing	[r _y]		0.000 mrad	(0')
Misalignment of bearing	[r _z]		0.037 mrad	
	(0.13')			
Misalignment of bearing	[r _r]		0.189 mrad	
	(0.65')			

Rolling bearing 'cBearing'

Position (Y-coordinate)	[y]	11.00 mm		
Dynamic equivalent load	[P]	1.30 kN		
Static equivalent load	[P ₀]		1.30 kN	
Minimum EHL lubricant film thickness	[h _{min}]		0.006 μm	
Life modification factor for reliability[a ₁]			1.000	

Results according to ISO 281:

Lubricant		ISO-VG 220		
Load ratio	[C/P]		5.215	
Operating viscosity	[v]		48.884 mm ² /s	
Reference viscosity	[v ₁]		0.000 mm ² /s	
Viscosity ratio	[κ]		0.000	
Basic bearing rating life	[L _{nh}]		2.5593e+04 h	
Static safety factor	[S ₀]		6.75	
Operating bearing clearance	[Pd]		32.500 μm	
Reference rating life	[L _{nrh}]		1.8678e+04 h	
Bearing reaction force	[F _x]	0.150 kN		
Bearing reaction force	[F _y]	-0.000 kN		
Bearing reaction force	[F _z]	-1.295 kN		
Bearing reaction force	[F _r]	1.304 kN(-83.37°)		
Bearing reaction moment	[M _x]	-0.00 Nm		
Bearing reaction moment	[M _y]	0.00 Nm		
Bearing reaction moment	[M _z]	5.05 Nm		

Bearing reaction moment	[Mr]	5.05 Nm(90.01°)	
Oil level	[H]	0.000 mm	
Load-independent moment of friction			[M ₀] 0.001 Nm
Load-dependent moment of friction			[M ₁] 0.008 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}]	0.009 Nm	
Power loss	[P _{loss}]	0.146 W	
The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 1994.			
Displacement of bearing	[u _x]	-2.754 μm	
Displacement of bearing	[u _y]	-0.323 μm	
Displacement of bearing	[u _z]	20.497 μm	
Displacement of bearing	[u _r]	20.681 μm (97.65°)	
Misalignment of bearing 0.02')	[r _x]	-0.007 mrad	(-
Misalignment of bearing	[r _y]	0.000 mrad	(0')
Misalignment of bearing 1.64')	[r _z]	-0.476 mrad	(-
Misalignment of bearing (1.64')	[r _r]	0.476 mrad	

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

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

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

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

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

Damage (%)	[Lreq] (15000.000)
Bin no B1			
1 58.61			

Σ 58.61			

Utilization (%)	[Lreq] (15000.000)
B1			
85.19			

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

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

B 1 : cBearing (Connecting rolling bearing)

Calculation of the factors required to define reliability R(t) using the Weibull distribution n. t in (h):

Calculation method: Bertsche

Bearing p	fac	b	t0	T	R(H)%	
1	Bearing	5632	135	2.883e+07	6.395e+08	96.14

Reliability of the configuration for required service life (%) 99.00

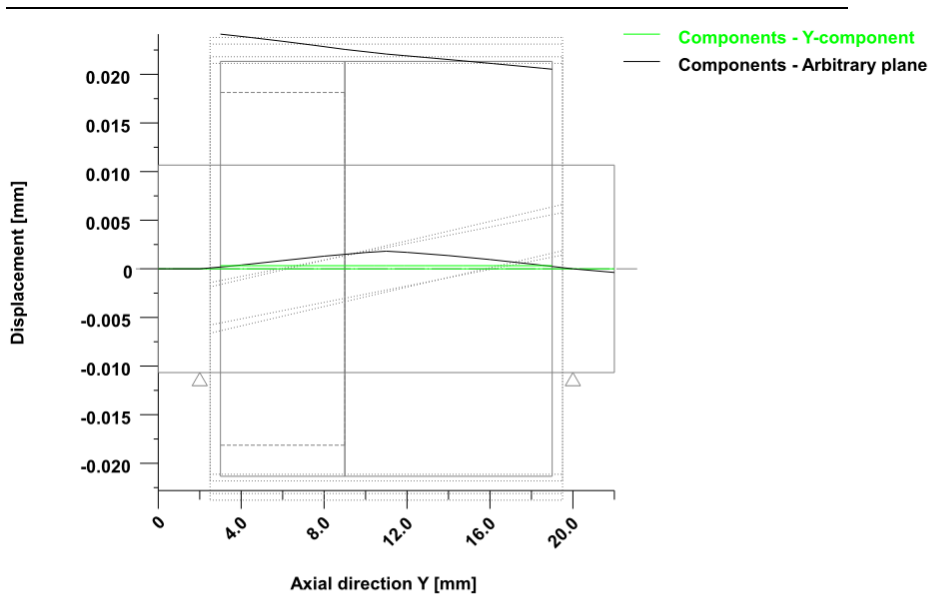
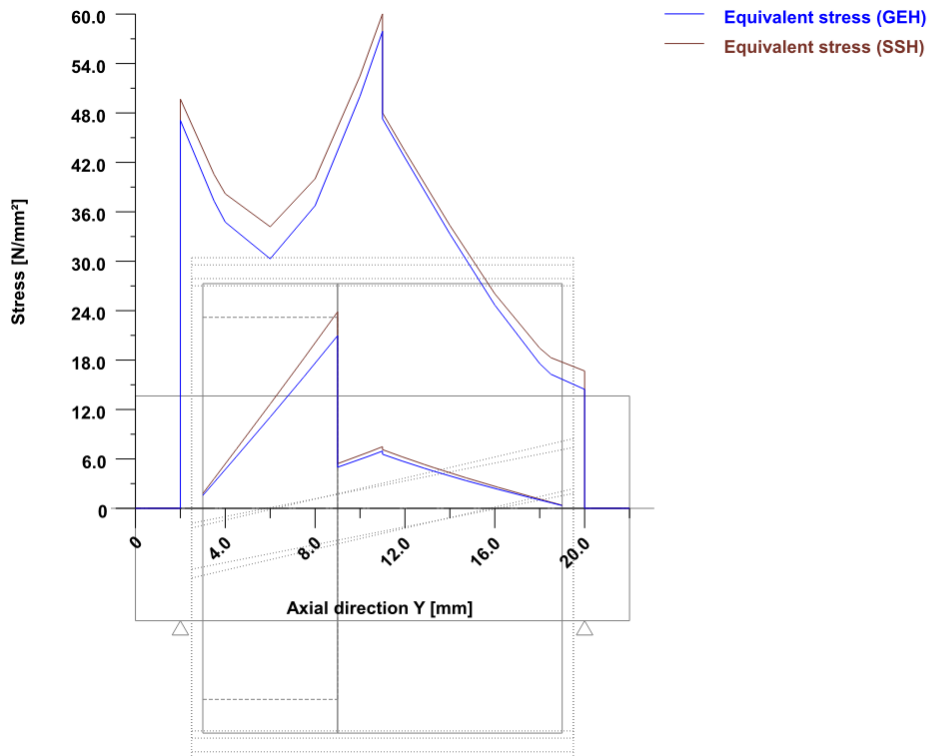


Figure: Deformation (bending etc.) (Arbitrary plane 289.1139811 124)



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

_O.Stage1.Stage1_calc

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

1-> Only some of the entries for the internal geometry for bearing "SKF 61809" are present. The other values will be approximated.

2-> Only some of the entries for the internal geometry for bearing "SKF 61809" are present. The other values will be approximated.

3-> Shaft 'Carrier', Rolling bearing 'RollerBearing1':
The minimal load of the bearing is not achieved!
(P = 0.0 kN, Pmind = 0.1 kN, Condition: P/C > 1.000 %)

4-> Shaft 'Shaft1', Rolling bearing 'RollerBearing3':
The axial force is significantly bigger than the radial force!
It is better to use an axial bearing.

Analysis of shafts, axle and beams

Input data

Coordinate system shaft: see picture W-002

Label	Carrier	
Drawing		
Initial position (mm)		119.000
Length (mm)		62.000
Speed (1/min)		49.28
Direction of rotation:		counterclockwise
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)		0.534
Weight of shaft, including additional masses (kg)		0.534
Mass moment of inertia (kg*mm ²)		176.818

Momentum of mass GD2 (Nm ²)		0.007	
Label	Ring		
Drawing			
Initial position (mm)		115.000	
Length (mm)		30.000	
Speed (1/min)		0.00	
Direction of rotation:		clockwise	
Material	C45 (1)		
Young's modulus (N/mm ²)		206000.000	
Poisson's ratio nu		0.300	
Density (kg/m ³)		7830.000	
Coefficient of thermal expansion		(10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature (°C)		20.000	
Weight of shaft (kg)		0.351	
Weight of shaft, including additional masses (kg)		0.351	
Mass moment of inertia (kg*mm ²)		793.077	
Momentum of mass GD2 (Nm ²)		0.031	
Label	Shaft1		
Drawing			
Initial position (mm)		0.000	
Length (mm)		120.000	
Speed (1/min)		200.00	
Direction of rotation:		counterclockwise	
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)		0.928	
Weight of shaft, including additional masses (kg)		0.928	
Mass moment of inertia (kg*mm ²)		305.718	
Momentum of mass GD2 (Nm ²)		0.012	
Label	Sun		
Drawing			
Initial position (mm)		90.000	
Length (mm)		46.000	
Speed (1/min)		200.00	
Direction of rotation:		counterclockwise	
Material	C45 (1)		
Young's modulus (N/mm ²)		206000.000	

Poisson's ratio ν	0.300	
Density (kg/m ³)	7830.000	
Coefficient of thermal expansion	(10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature (°C)	20.000	
Weight of shaft (g)	52.543	
Weight of shaft, including additional masses (g)	52.543	
Mass moment of inertia (kg*mm ²)	2.136	
Momentum of mass GD ² (Nm ²)	0.000	

The direction of the weight is not considered

Consider deformations due to shearing

Shear correction factor 1.100

Rolling bearing stiffness is calculated from inner bearing geometry

Tolerance field: Mean value

Reference temperature (°C) 20.000

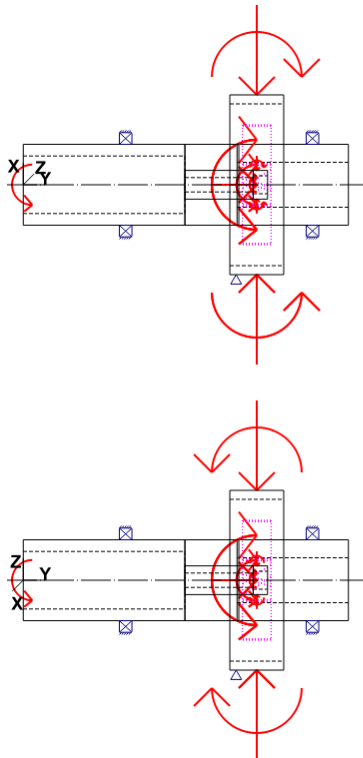


Figure: Load applications

Shaft definition

(Carrier)

Outer contour

Cylinder (Cylinder)

0.000 mm ... 62.000 mm

Diameter (mm)	[d]	45.0000
Length (mm)	[l]	62.0000
Surface roughness (µm) [Rz]		8.0000

Inner contour

Cylindrical bore (Cylinder inside)	0.000 mm ...	62.000 mm
Diameter (mm)	[d]	25.0000
Length (mm)	[l]	62.0000
Surface roughness (µm) [Rz]		8.0000

Forces

Type of force element		Coupling	
Label	in	the	model
		CarrierCoupling(CouplingCarrierS	
un)			
Position on shaft (mm)	[y _{local}]	11.0000	
Position in global system (mm)		[y _{global}]	130.0000
Effective diameter (mm)		40.0000	
Radial force factor (-)		0.0000	
Direction of the radial force (°)		0.0000	
Axial force factor (-)		0.0000	
Length of load application (mm)		10.0000	
Power (kW)		0.4660	driven (input)
Torque (Nm)		-90.3112	
Axial force (N)		0.0000	
Shearing force X (N)		0.0000	
Shearing force Z (N)		0.0000	
Bending moment X (Nm)		0.0000	
Bending moment Z (Nm)		0.0000	
Mass (kg)		0.0000	
Mass moment of inertia J _p (kg*m ²)		0.0000	
Mass moment of inertia J _{xx} (kg*m ²)		0.0000	
Mass moment of inertia J _{zz} (kg*m ²)		0.0000	
Eccentricity (mm)		0.0000	

Type of force element		Coupling	
Label in the model		CarrierCoupling(PlanetRing)	
Position on shaft (mm)	[y _{local}]	11.0000	
Position in global system (mm)		[y _{global}]	130.0000
Effective diameter (mm)		40.0000	
Radial force factor (-)		0.0000	
Direction of the radial force (°)		0.0000	
Axial force factor (-)		0.0000	
Length of load application (mm)		10.0000	
Power (kW)		0.2477	driving (output)

Torque (Nm)	48.0061
Axial force (N)	0.0000
Shearing force X (N)	0.0000
Shearing force Z (N)	0.0000
Bending moment X (Nm)	0.0000
Bending moment Z (Nm)	0.0000
Mass (kg)	0.0000
Mass moment of inertia Jp (kg*m ²)	0.0000
Mass moment of inertia Jxx (kg*m ²)	0.0000
Mass moment of inertia Jzz (kg*m ²)	0.0000
Eccentricity (mm)	0.0000

Type of force element	Coupling	
Label in the model	CarrierCoupling(SunPlanet)	
Position on shaft (mm) [y _{local}]	11.0000	
Position in global system (mm) [y _{global}]		130.0000
Effective diameter (mm)	40.0000	
Radial force factor (-)	0.0000	
Direction of the radial force (°)	0.0000	
Axial force factor (-)	0.0000	
Length of load application (mm)	10.0000	
Power (kW)	0.2183	driving (output)
Torque (Nm)	42.3051	
Axial force (N)	0.0000	
Shearing force X (N)	0.0000	
Shearing force Z (N)	0.0000	
Bending moment X (Nm)	0.0000	
Bending moment Z (Nm)	0.0000	
Mass (kg)	0.0000	
Mass moment of inertia Jp (kg*m ²)	0.0000	
Mass moment of inertia Jxx (kg*m ²)	0.0000	
Mass moment of inertia Jzz (kg*m ²)	0.0000	
Eccentricity (mm)	0.0000	

Bearing

Label in the model	RollerBearing1	
Bearing type	SKF 61809	
Bearing type	Deep groove ball bearing (single row)	
Bearing position (mm) [y _{local}]	42.000	
Bearing position (mm) [y _{global}]		161.000
Attachment of external ring	Fixed bearing	
Inner diameter (mm) [d]	45.000	
External diameter (mm) [D]	58.000	

Width (mm)	[b]	7.000	
Corner radius (mm)	[r]	0.300	
Number of rolling bodies	[Z]	21	
Rolling body reference circle (mm)		[D _{pw}]	51.000
Diameter rolling body (mm)	[D _w]	3.969	
Diameter, external race (mm)	[d _o]	54.976	
Diameter, internal race (mm)	[d _i]	47.024	
Radius of curvature, external race (mm)		[r _o]	2.104
Radius of curvature, internal race (mm)		[r _i]	2.064
Calculation with approximate bearings internal geometry (*)			
Bearing clearance		ISO 5753-1:2009 C0 (14.50 µm)	
Axial clearance		Pe = 106.30 µm	
Basic static load rating (kN)	[C ₀]	6.100	
Basic dynamic load rating (kN)	[C]	6.600	
Fatigue load limit (kN)	[C _u]	0.260	
Values for approximated geometry:			
Basic dynamic load rating (kN)	[C _{theo}]	6.203	
Basic static load rating (kN)	[C _{0theo}]	5.378	
Correction factor Basic dynamic load rating		[f _c]	1.000
Correction factor Basic static load rating		[f _{c0}]	1.000

Shaft definition (Ring)

Outer contour

Cylinder (Cylinder)		0.000 mm ... 30.000 mm
Diameter (mm)	[d]	100.0000
Length (mm)	[l]	30.0000
Surface roughness (µm) [Rz]		8.0000

Inner contour

Cylindrical bore (Cylindrical bore)		0.000 mm ... 30.000 mm
Diameter (mm)	[d]	90.0000
Length (mm)	[l]	30.0000
Surface roughness (µm) [Rz]		8.0000

Forces

Type of force element		Coupling
Label in the model		cBrake(Brake)
Position on shaft (mm)	[y _{local}]	15.0000
Position in global system (mm)		[y _{global}] 130.0000
Effective diameter (mm)		80.0000

Radial force factor (-)	0.0000	
Direction of the radial force (°)	0.0000	
Axial force factor (-)	0.0000	
Length of load application (mm)	10.0000	
Power (kW)	0.0000	driving (output)
Torque (Nm)	-68.7312	
Axial force (N)	0.0000	
Shearing force X (N)	0.0000	
Shearing force Z (N)	0.0000	
Bending moment X (Nm)	0.0000	
Bending moment Z (Nm)	0.0000	
Mass (kg)	0.0000	
Mass moment of inertia Jp (kg*m ²)	0.0000	
Mass moment of inertia Jxx (kg*m ²)	0.0000	
Mass moment of inertia Jzz (kg*m ²)	0.0000	
Eccentricity (mm)	0.0000	

Type of force element	Cylindrical gear	
Label in the model	z2(0.0)	
Position on shaft (mm) [y _{local}]	15.0000	
Position in global system (mm) [y _{global}]		130.0000
Operating pitch diameter (mm)	-66.4447	
Helix angle (°)	19.2708	left
Working pressure angle at normal section (°)	13.1382	
Position of contact (°)	0.0000	
Length of load application (mm)	16.0000	
Power (kW)	0.0000	driven (input)
Torque (Nm)	22.9104	
Axial force (N)	241.1020	
Shearing force X (N)	170.5158	
Shearing force Z (N)	-689.6075	
Bending moment X (Nm)	-0.0000	
Bending moment Z (Nm)	8.0100	

Type of force element	Cylindrical gear	
Label in the model	z2(120.0)	
Position on shaft (mm) [y _{local}]	15.0000	
Position in global system (mm) [y _{global}]		130.0000
Operating pitch diameter (mm)	-66.4447	
Helix angle (°)	19.2708	left
Working pressure angle at normal section (°)	13.1382	
Position of contact (°)	120.0000	
Length of load application (mm)	16.0000	
Power (kW)	0.0000	driven (input)
Torque (Nm)	22.9104	
Axial force (N)	241.1020	
Shearing force X (N)	511.9598	

Shearing force Z (N)	492.4748	
Bending moment X (Nm)	-6.9368	
Bending moment Z (Nm)	-4.0050	
Type of force element	Cylindrical gear	
Label in the model	z2(240.0)	
Position on shaft (mm) [y _{local}]	15.0000	
Position in global system (mm) [y _{global}]	130.0000	
Operating pitch diameter (mm)	-66.4447	
Helix angle (°)	19.2708	left
Working pressure angle at normal section (°)	13.1382	
Position of contact (°)	240.0000	
Length of load application (mm)	16.0000	
Power (kW)	0.0000	driven (input)
Torque (Nm)	22.9104	
Axial force (N)	241.1020	
Shearing force X (N)	-682.4755	
Shearing force Z (N)	197.1328	
Bending moment X (Nm)	6.9368	
Bending moment Z (Nm)	-4.0050	

Bearing

Label in the model	Support4
Bearing type	Own Input
Bearing position (mm) [y _{lokal}]	3.500
Bearing position (mm) [y _{global}]	118.500
Degrees of freedom	
X: fixed Y: fixed Z: fixed	
Rx: free Ry: free Rz: free	

Shaft definition (Shaft1)

Outer contour

Cylinder (Cylinder)	0.000 mm ... 120.000 mm
Diameter (mm) [d]	45.0000
Length (mm) [l]	120.0000
Surface roughness (µm) [Rz]	8.0000

Inner contour

Cylindrical bore (Cylindrical bore)	0.000 mm ... 90.000 mm
Diameter (mm) [d]	32.0000

Length (mm)	[l]	90.0000
Surface roughness (µm) [Rz]		8.0000

Forces

Type of force element		Coupling
Label in the model		cIn(Boundary1)
Position on shaft (mm)	[y _{local}]	5.0000
Position in global system (mm)		[y _{global}] 5.0000
Effective diameter (mm)		55.0000
Radial force factor (-)		0.0000
Direction of the radial force (°)		0.0000
Axial force factor (-)		0.0000
Length of load application (mm)		10.0000
Power (kW)		0.4520 driving (output)
Torque (Nm)		21.5800
Axial force (N)		0.0000
Shearing force X (N)		0.0000
Shearing force Z (N)		0.0000
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		0.0000
Mass (kg)		0.0000
Mass moment of inertia J _p (kg*m ²)		0.0000
Mass moment of inertia J _{xx} (kg*m ²)		0.0000
Mass moment of inertia J _{zz} (kg*m ²)		0.0000
Eccentricity (mm)		0.0000

Bearing

Label in the model		RollerBearing3
Bearing type		SKF 61809
Bearing type		Deep groove ball bearing (single row)
Bearing position (mm)	[y _{local}]	57.000
Bearing position (mm)	[y _{global}]	57.000
Attachment of external ring		Fixed bearing
Inner diameter (mm)	[d]	45.000
External diameter (mm)	[D]	58.000
Width (mm)	[b]	7.000
Corner radius (mm)	[r]	0.300
Number of rolling bodies	[Z]	21
Rolling body reference circle (mm)		[D _{pw}] 51.000
Diameter rolling body (mm)	[D _w]	3.969
Diameter, external race (mm)	[d _o]	54.976
Diameter, internal race (mm)	[d _i]	47.024

Radius of curvature, external race (mm)	[r _o]	2.104
Radius of curvature, internal race (mm)	[r _i]	2.064
Calculation with approximate bearings internal geometry (*)		
Bearing clearance	ISO 5753-1:2009 C0 (14.50 μm)	
Axial clearance	Pe = 106.30 μm	
Basic static load rating (kN) [C ₀]		6.100
Basic dynamic load rating (kN) [C]		6.600
Fatigue load limit (kN) [C _u]		0.260
Values for approximated geometry:		
Basic dynamic load rating (kN) [C _{theo}]		6.203
Basic static load rating (kN) [C _{0theo}]		5.378
Correction factor Basic dynamic load rating [f _c]		1.000
Correction factor Basic static load rating [f _{c0}]		1.000

Shaft definition (Sun)

Outer contour

Cylinder (Cylinder)	0.000 mm ... 46.000 mm
Diameter (mm) [d]	16.0000
Length (mm) [l]	46.0000
Surface roughness (μm) [Rz]	8.0000

Inner contour

Cylindrical bore (Cylinder inside)	0.000 mm ... 38.000 mm
Diameter (mm) [d]	8.0000
Length (mm) [l]	38.0000
Surface roughness (μm) [Rz]	8.0000

Cylindrical bore (Cylinder inside)	38.000 mm ... 46.000 mm
Diameter (mm) [d]	10.0000
Length (mm) [l]	8.0000
Surface roughness (μm) [Rz]	8.0000

Forces

Type of force element	Cylindrical gear	
Label in the model	z1(0.0)	
Position on shaft (mm) [y _{local}]	40.0000	
Position in global system (mm) [y _{global}]	130.0000	
Operating pitch diameter (mm)	23.6970	
Helix angle (°)	20.8771 right	
Working pressure angle at normal section (°)	25.5951	

Position of contact (°)	0.0000	
Length of load application (mm)	16.0000	
Power (kW)	0.1507	driven (input)
Torque (Nm)	-7.1933	
Axial force (N)	231.5543	
Shearing force X (N)	-311.2490	
Shearing force Z (N)	607.1099	
Bending moment X (Nm)	-0.0000	
Bending moment Z (Nm)	2.7436	

Type of force element	Cylindrical gear	
Label in the model	z1(120.0)	
Position on shaft (mm) [y _{local}]	40.0000	
Position in global system (mm) [y _{global}]		130.0000
Operating pitch diameter (mm)	23.6970	
Helix angle (°)	20.8771	right
Working pressure angle at normal section (°)	25.5951	
Position of contact (°)	120.0000	
Length of load application (mm)	16.0000	
Power (kW)	0.1507	driven (input)
Torque (Nm)	-7.1933	
Axial force (N)	231.5543	
Shearing force X (N)	-370.1481	
Shearing force Z (N)	-573.1045	
Bending moment X (Nm)	-2.3760	
Bending moment Z (Nm)	-1.3718	

Type of force element	Cylindrical gear	
Label in the model	z1(240.0)	
Position on shaft (mm) [y _{local}]	40.0000	
Position in global system (mm) [y _{global}]		130.0000
Operating pitch diameter (mm)	23.6970	
Helix angle (°)	20.8771	right
Working pressure angle at normal section (°)	25.5951	
Position of contact (°)	240.0000	
Length of load application (mm)	16.0000	
Power (kW)	0.1507	driven (input)
Torque (Nm)	-7.1933	
Axial force (N)	231.5543	
Shearing force X (N)	681.3971	
Shearing force Z (N)	-34.0054	
Bending moment X (Nm)	2.3760	
Bending moment Z (Nm)	-1.3718	

CONNECTIONS

(cShaft1Sun)

104.000 mm

Degrees of freedom

X: fixed Y: fixed Z: fixed

Rx: fixed Ry: fixed Rz: fixed

Results

Shaft

Maximum deflection 0.000(μm) (Ring pos = 145.000 mm)

Mass center of gravity

Carrier (mm) 31.000

Ring (mm) 15.000

Shaft1 (mm) 69.165

Sun(mm) 22.360

Total axial load

Carrier (N) 0.000

Ring (N) 723.306

Shaft1 (N) 0.000

Sun(N) 694.663

Torsion under torque

Carrier (°) 0.000

Ring (°) 0.000

Shaft1 (°) -0.005

Sun(°) -0.068

Bearing

Probability of failure [n] 10.00 %

Axial clearance (ISO 281) [u_A] 10.00 μm

Lubricant ISO-VG 220

Lubricant - service temperature [T_B] 70.00 °C

Rolling bearing stiffness calculated from internal geometry

Shaft 'Carrier' Rolling bearing 'RollerBearing1'

Position (Y-coordinate) [y] 42.00 mm

Dynamic equivalent load [P] 0.00 kN

Static equivalent load	[P ₀]	0.00	kN
Minimum EHL lubricant film thickness		[h _{min}]	-nan(ind) μm
Spin to roll ratio	[ω _s /ω _{roll}]	0.000	
Life modification factor for reliability[a ₁]		1.000	

Results according to ISO 281:

Lubricant	ISO-VG 220		
Load ratio	[C/P]	inf	
Operating viscosity	[ν]	0.000	mm ² /s
Reference viscosity	[ν ₁]	0.000	mm ² /s
Viscosity ratio	[κ]	0.000	
Basic bearing rating life	[L _{nh}]	1.0000e+10	h
Static safety factor	[S ₀]	9999.99	
Operating bearing clearance	[Pd]	11.921	μm
Reference rating life	[L _{nrh}]	3.3824e+08	h
Bearing reaction force	[F _x]	0.000	kN
Bearing reaction force	[F _y]	0.000	kN
Bearing reaction force	[F _z]	0.000	kN
Bearing reaction force	[F _r]	0.000	kN
Oil level	[H]	0.000	mm
Load-independent moment of friction		[M ₀]	0.004 Nm
Load-dependent moment of friction		[M ₁]	0.000 Nm
Moment of friction, cylindrical roller bearing[M ₂]		0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 4000/IV T DE:1994			
Torque of friction	[M _{loss}]	0.004	Nm
Power loss	[P _{loss}]	0.019	W
The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 1994.			
Displacement of bearing	[u _x]	-0.000	μm
Displacement of bearing	[u _y]	-0.000	μm
Displacement of bearing	[u _z]	-0.000	μm
Displacement of bearing	[u _r]	0.000	μm
Misalignment of bearing	[r _x]	-0.000	mrad (0°)
Misalignment of bearing	[r _y]	0.000	mrad (0°)
Misalignment of bearing	[r _z]	-0.000	mrad (0°)
Misalignment of bearing	[r _r]	0.000	mrad (0°)

Shaft 'Ring' Bearing 'Support4'

Position (Y-coordinate)	[y]	3.50	mm
Bearing reaction force	[F _x]	-0.000	kN
Bearing reaction force	[F _y]	-0.723	kN
Bearing reaction force	[F _z]	-0.000	kN
Bearing reaction force	[F _r]	0.000	kN
Displacement of bearing	[u _x]	0.000	μm
Displacement of bearing	[u _y]	0.000	μm
Displacement of bearing	[u _z]	0.000	μm

Displacement of bearing	[u _r]	0.000	μm	
Misalignment of bearing	[r _x]	-0.000	mrad	(0')
Misalignment of bearing	[r _y]	0.000	mrad	(0')
Misalignment of bearing	[r _z]	-0.000	mrad	(0')
Misalignment of bearing	[r _r]	0.000	mrad	(0')

Shaft 'Shaft1' Rolling bearing 'RollerBearing3'

Position (Y-coordinate)	[y]	57.00	mm	
Dynamic equivalent load	[P]	0.94	kN	
Static equivalent load	[P ₀]	0.35	kN	
Minimum EHL lubricant film thickness	[h _{min}]	0.030	μm	
Spin to roll ratio	[ω _s /ω _{roll}]	0.049		
Life modification factor for reliability[a ₁]		1.000		

Results according to ISO 281:

Lubricant	ISO-VG 220			
Load ratio	[C/P]	7.028		
Operating viscosity	[v]	48.884	mm ² /s	
Reference viscosity	[v ₁]	0.000	mm ² /s	
Viscosity ratio	[κ]	0.000		
Basic bearing rating life	[L _{nh}]	2.8930e+04	h	
Static safety factor	[S ₀]	17.57		
Operating bearing clearance	[Pd]	12.039	μm	
Reference rating life	[L _{nrh}]	4.4578e+04	h	
Bearing reaction force	[F _x]	0.000	kN	
Bearing reaction force	[F _y]	-0.695	kN	
Bearing reaction force	[F _z]	0.000	kN	
Bearing reaction force	[F _r]	0.000	kN	
Bearing reaction moment	[M _x]	0.00	Nm	
Bearing reaction moment	[M _y]	0.00	Nm	
Bearing reaction moment	[M _z]	0.00	Nm	
Bearing reaction moment	[M _r]	0.00	Nm(6.64°)	
Oil level	[H]	0.000	mm	
Load-independent moment of friction	[M ₀]	0.011	Nm	
Load-dependent moment of friction	[M ₁]	0.014	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}]	0.025	Nm	
Power loss	[P _{loss}]	0.517	W	
The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 1994.				
Displacement of bearing	[u _x]	0.000	μm	
Displacement of bearing	[u _y]	69.795	μm	
Displacement of bearing	[u _z]	-0.000	μm	
Displacement of bearing	[u _r]	0.000	μm	
Misalignment of bearing	[r _x]	-0.000	mrad	(0')

Misalignment of bearing 0.16')	[r _y]	-0.047 mrad	(-
Misalignment of bearing	[r _z]	-0.000 mrad	(0')
Misalignment of bearing	[r _r]	0.000 mrad	(0')

Bearing 'cShaft1Sun'

Position (Y-coordinate)	[y]	104.00 mm	
Bearing reaction force	[F _x]	0.000 kN	
Bearing reaction force	[F _y]	-0.695 kN	
Bearing reaction force	[F _z]	0.000 kN	
Bearing reaction force	[F _r]	0.000 kN	
Bearing reaction moment	[M _x]	0.00 Nm	
Bearing reaction moment	[M _y]	21.58 Nm	
Bearing reaction moment	[M _z]	0.00 Nm	
Bearing reaction moment	[M _r]	0.00 Nm (17.09°)	
Displacement of bearing	[u _x]	0.000 μm	
Displacement of bearing	[u _y]	0.000 μm	
Displacement of bearing	[u _z]	0.000 μm	
Displacement of bearing	[u _r]	0.000 μm	
Misalignment of bearing	[r _x]	0.000 mrad	(0')
Misalignment of bearing	[r _y]	0.000 mrad	(0')
Misalignment of bearing	[r _z]	0.000 mrad	(0')
Misalignment of bearing	[r _r]	0.000 mrad	(0')

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

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

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

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

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

Damage (%) [Lreq] (15000.000)

Bin no B1 B2

1 0.00 51.85

Σ 0.00 51.85

Utilization (%) [Lreq] (15000.000)

B1 B2

1.14 80.34

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

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

B1 : RollerBearing1

B2 : RollerBearing3

**Calculation of the factors required to define reliability $R(t)$ using the Weibull distribution n .
 t in (h):**

Calculation method: Bertsche

Bearing p	fac	b	t0	T	R(H)%	
1	Bearing	0	110	8.87e+06	2.833e+08	100.00
2	Bearing	6222	110	3.6e+07	1.15e+09	96.25

Reliability of the configuration for required service life (%) 99.00

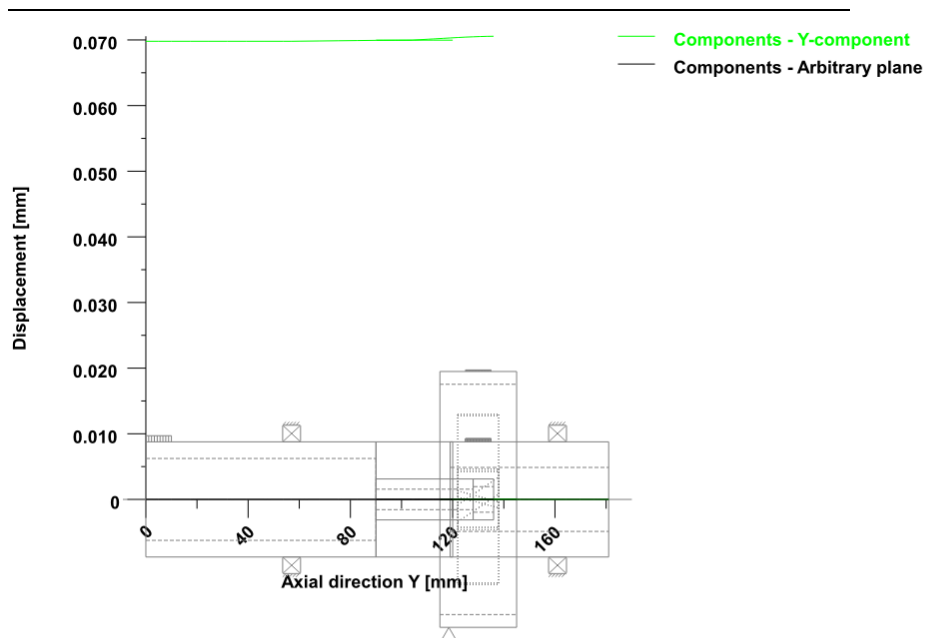
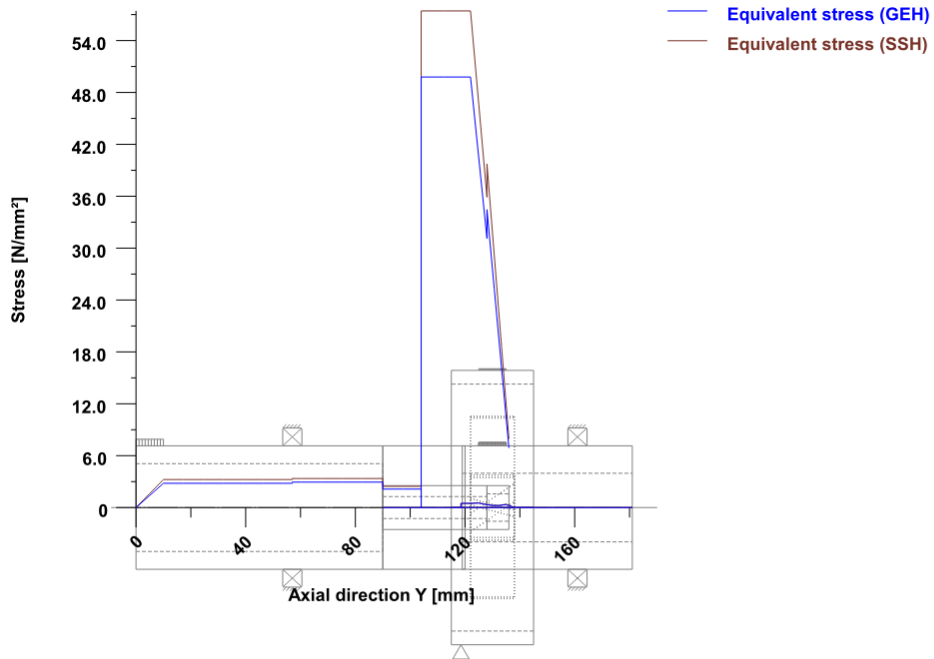


Figure: Deformation (bending etc.) (Arbitrary plane 355.0983298 124)



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

Figure: Equivalent stress

_O.Stage2.CalcStage

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

1-> Calculation of scuffing:

The entered gear pair data is outside the boundary of the calculation method!

The application of ISO/TS 6336-21 has following limitations:

1.0 m/s <= v(=0.1 m/s) <= 50.0 m/s

Calculation of a helical planetary gear stage

Drawing or article number:

Gear 1: 0.000.0
 Gear 2: 0.000.0
 Gear 3: 0.000.0

Calculation method ISO 6336:2006 (replaced)

		----- Sun ----- Planets -----		
----- Internal gear ---				
Number of planets	[p]	1	3	1
Power (W)	[P]	466.015		
Speed (1/min)	[n]	49.3		-0.0
Speed difference for planet bearing calculation (1/min)			[n2]	41.5
Speed planet carrier (1/min)	[nSteg]	12.7		
Power (kW)	[P]	0.466		0.000
Planet carrier performance (kW)	[PSteg]	0.466		
Torque (Nm)	[T]	90.3	0.0	260.3
Torque Pl.-Carrier (Nm)	[TSteg]	350.620		
Application factor	[KA]	1.25		
Distribution factor	[Kγ]	1.00		
Required service life (h)	[H]	15000.00		
Gear driving (+) / driven (-)		-	+/-	+
Working flank gear 1:	Right flank			
Gear 1 direction of rotation:	Counterclockwise			
Planet carrier direction of rotation:	counterclock wise			

Tooth geometry and material

Geometry calculation according to ISO 21771:2007

		----- Gear 1 -----	Gear 2 ----	
----- Gear 3 ---				
Center distance (mm)	[a]	31.000		
Center distance tolerance	ISO 286:2010 Measure js7			
Normal module (mm)	[mn]	1.7500		
Normal pressure angle (°)	[αn]	20.0000		
Helix angle at reference circle (°)	[β]	20.0000		
Number of teeth	[z]	17	15	-49
Facewidth (mm)	[b]	20.00	19.00	20.00
Hand of gear		right	left	left
Planetary axles can be placed in regular pitch.:	120 °			
Accuracy grade	[Q-ISO 1328:1995]	6	6	6
Inner diameter (mm)	[di]	5.00	15.00	
External diameter (mm)	[di]			110.00
Inner diameter of gear rim (mm)	[dbi]	0.00	0.00	
Outer diameter of gear rim (mm)	[dbi]			0.00

Material

Gear1

18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened

ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), Core hardness $\geq 25\text{HRC}$ Jominy $J=12\text{mm} < \text{HRC}28$

Gear2

18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened

ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), Core hardness $\geq 25\text{HRC}$ Jominy $J=12\text{mm} < \text{HRC}28$

Gear3

18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened

ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), Core hardness $\geq 25\text{HRC}$ Jominy $J=12\text{mm} < \text{HRC}28$

		----- Gear 1 -----	Gear 2 ----	
----- Gear 3 ---				
Surface hardness		HRC 61	HRC 61	
HRC 61				
Material treatment 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	430.00
Fatigue strength for Hertzian pressure (N/mm ²)	[σHlim]	1500.00	1500.00	1500.00

Tensile strength (N/mm ²)	[σB]	1200.00	1200.00	1200.00
Yield point (N/mm ²)	[σS]	850.00	850.00	850.00
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	206000	206000	206000
Poisson's ratio	[ν]	0.300	0.300	0.300
Roughness average value DS, flank (μm)	[RAH]	0.60	0.60	0.60
Roughness average value DS, root (μm)	[RAF]	3.00	3.00	3.00
Mean roughness height, Rz, flank (μm)	[RZH]	4.80	4.80	4.80
Mean roughness height, Rz, root (μm)	[RZF]	20.00	20.00	20.00

Gear reference profile

1:

Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53:1998 Profil A			
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250		
Root radius factor	[ρfP*]	0.380	(ρfPmax*=	
		0.472)		
Addendum coefficient	[haP*]	1.000		
Tip radius factor	[ρaP*]	0.000		
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000		
Protuberance angle	[αprP]	0.000		
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000		
Ramp angle	[αKP]	0.000		
				not topping

Gear reference profile

2:

Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53:1998 Profil A			
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250		
Root radius factor	[ρfP*]	0.380	(ρfPmax*=	
		0.472)		
Addendum coefficient	[haP*]	1.000		
Tip radius factor	[ρaP*]	0.000		
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000		
Protuberance angle	[αprP]	0.000		
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000		
Ramp angle	[αKP]	0.000		
				not topping

Gear reference profile

3:

Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53:1998 Profil A			
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250		
Root radius factor	[ρfP*]	0.380	(ρfPmax*=	
		0.472)		
Addendum coefficient	[haP*]	1.000		
Tip radius factor	[ρaP*]	0.000		
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000		

Protuberance angle	[α_{prP}]	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000
Ramp angle	[α_{KP}]	0.000
	not topping	

Information on final machining

Dedendum reference profile	[hfP*]	1.250	1.250	1.250
Tooth root radius Refer. profile	[ρ_{fP}]	0.380	0.380	0.380
Addendum Reference profile	[haP*]	1.000	1.000	1.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	0.000	0.000
Protuberance angle (°)	[α_{prP}]	0.000	0.000	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	0.000	0.000
Ramp angle (°)	[α_{KP}]	0.000	0.000	0.000

Type of profile modification:	none (only running-in)
Tip relief (μm)	[Ca L/R] 2.0 / 2.0 2.0 / 2.0 2.0 /
2.0	

Lubrication type	Oil bath lubrication
Type of oil	ISO-VG 220
Lubricant base	Mineral-oil base
Oil nominal kinematic viscosity at 40°C (mm ² /s)	[v40] 220.00
Oil nominal kinematic viscosity at 100°C (mm ² /s)	[v100] 17.50
Specific density at 15°C (kg/dm ³)	[ρ] 0.895
Oil temperature (°C)	[TS] 70.000

Gear pair 1

Overall transmission ratio	[itot]	0.258
Gear ratio	[u]	1.133
Transverse module (mm)	[mt]	1.862
Transverse pressure angle (°)	[α_t]	21.173
Working pressure angle (°)	[α_{wt}]	26.323
	[$\alpha_{wt.e/i}$]	26.370 / 26.276
Working pressure angle at normal section (°)	[α_{wn}]	24.829
Helix angle at operating pitch circle (°)	[β_w]	20.740
Base helix angle (°)	[β_b]	18.747
Reference center distance (mm)	[ad]	29.797
Pitch on reference circle (mm)	[pt]	5.851
Base pitch (mm)	[pbt]	5.456
Transverse pitch on contact-path (mm)	[pet]	5.456
Sum of profile shift coefficients	[Σx_i]	0.7699

Transverse contact ratio	[$\varepsilon\alpha$]	1.175	
Transverse contact ratio with allowances	[$\varepsilon\alpha.e/m/i$]	1.180	/1.171 /1.162
Overlap ratio	[$\varepsilon\beta$]	1.182	
Total contact ratio	[$\varepsilon\gamma$]	2.357	
Total contact ratio with allowances	[$\varepsilon\gamma.e/m/i$]	2.362	/2.353 /2.344
Length of path of contact (mm)	[ga, e/i]	6.409	(6.437 / 6.338)
Length T1-A (mm)	[T1A]	9.817	(9.817 / 9.794)
Length T1-B (mm)	[T1B]	8.863	(8.835 / 8.912)
Length T1-C (mm)	[T1C]	7.303	(7.288 / 7.318)
Length T1-D (mm)	[T1D]	4.361	(4.361 / 4.338)
Length T1-E (mm)	[T1E]	3.408	(3.379 / 3.456)
Length T2-A (mm)	[T2A]	3.930	(3.902 / 3.981)
Length T2-B (mm)	[T2B]	4.883	(4.883 / 4.863)
Length T2-C (mm)	[T2C]	6.444	(6.430 / 6.457)
Length T2-D (mm)	[T2D]	9.386	(9.357 / 9.436)
Length T2-E (mm)	[T2E]	10.339	(10.339 / 10.319)
Length T1-T2 (mm)	[T1 T2]	13.746	(13.718 / 13.775)
Minimal length of contact line (mm)	[Lmin]	23.031	

Gear pair 2

Overall transmission ratio	[itot]	0.258	
Gear ratio	[u]	-3.267	
Transverse module (mm)	[mt]	1.862	
Transverse pressure angle (°)	[α_t]	21.173	
Working pressure angle (°)	[α_{wt}]	17.763	
	[$\alpha_{wt.e/i}$]	17.691	/ 17.835
Working pressure angle at normal section (°)	[α_{wn}]	16.792	
Helix angle at operating pitch circle (°)	[β_w]	19.616	
Base helix angle (°)	[β_b]	18.747	
Reference center distance (mm)	[ad]	31.659	
Pitch on reference circle (mm)	[pt]	5.851	
Base pitch (mm)	[pbt]	5.456	
Transverse pitch on contact-path (mm)	[pet]	5.456	
Sum of profile shift coefficients	[Σx_i]	0.3486	
Transverse contact ratio	[$\varepsilon\alpha$]	1.302	

Transverse contact ratio with allowances	[$\varepsilon\alpha.e/m/i$]	1.321	/1.306 /1.291
Overlap ratio	[$\varepsilon\beta$]	1.182	
Total contact ratio	[$\varepsilon\gamma$]	2.484	
Total contact ratio with allowances	[$\varepsilon\gamma.e/m/i$]	2.503	/2.488 /2.473
Length of path of contact (mm)	[ga, e/i]	7.105	(7.207 / 7.044)
Length T1-A (mm)	[T1A]	10.339	(10.339 / 10.319)
Length T1-B (mm)	[T1B]	8.689	(8.587 / 8.731)
Length T1-C (mm)	[T1C]	4.172	(4.190 / 4.154)
Length T1-D (mm)	[T1D]	4.883	(4.883 / 4.863)
Length T1-E (mm)	[T1E]	3.234	(3.132 / 3.275)
Length T2-A (mm)	[T2A]	19.796	(19.837 / 19.735)
Length T2-B (mm)	[T2B]	18.147	(18.086 / 18.147)
Length T2-C (mm)	[T2C]	13.630	(13.689 / 13.571)
Length T2-D (mm)	[T2D]	14.341	(14.382 / 14.279)
Length T2-E (mm)	[T2E]	12.691	(12.630 / 12.691)
Length T1-T2 (mm)	[T1T2]	9.457	(9.498 / 9.416)
Minimal length of contact line (mm)	[Lmin]		
25.196			

Gear 1

Lead height (mm)	[pz]	273.266	
Axial pitch (mm)	[px]	16.074	
Profile shift coefficient	[x]	0.1666	
Tooth thickness, arc, in module	[sn*]	1.6921	
Tip alteration (mm)	[k*mn]	-0.144	
Reference diameter (mm)	[d]	31.659	
Base diameter (mm)	[db]	29.522	
Tip diameter (mm)	[da]	35.454	
(mm)	[da.e/i]	35.454 / 35.429	
Tip diameter allowances (mm)	[Ada.e/i]	0.000 / -0.025	
Tip form diameter (mm)	[dFa]	35.454	
(mm)	[dFa.e/i]	35.454 / 35.429	
Root diameter (mm)	[df]	27.867	
Generating Profile shift coefficient	[xE.e/i]	0.1242/ 0.1007	
Generated root diameter with xE (mm)	[df.e/i]	27.719 / 27.637	
Root form diameter (mm)	[dFf]	29.713	
(mm)	[dFf.e/i]	29.669 / 29.647	
Internal toothing: Calculation dFf with pinion type cutter (z0=			
25 , x0= 0.000)			

Involute length (mm)	[l_dFa-l_dFf]	3.169
Addendum, $m_n(h_{aP^*+x+k})$ (mm)	[ha]	1.898
(mm)	[ha.e/i]	1.898 / 1.885
Dedendum (mm)	[hf=mn*(hfP*-x)]	1.896
(mm)	[hf.e/i]	1.970 / 2.011
Tooth height (mm)	[h]	3.794
Virtual gear	no. of teeth [zn]	20.175
Normal tooth thickness at tip circle (mm)	[san]	1.286
(mm)	[san.e/i]	1.241 / 1.193
Normal tooth thickness at tip form circle (mm)	[sFan]	1.286
(mm)	[sFan.e/i]	1.241 / 1.193
Normal space width at root circle (mm)	[efn]	0.000
(mm)	[efn.e/i]	0.000 / 0.000

Gear 2

Lead height (mm)	[pz]	241.117
Axial pitch (mm)	[px]	16.074
Profile shift coefficient	[x]	0.6033
Tooth thickness, arc, in module	[sn*]	2.0100
Tip alteration (mm)	[k*mn]	-0.144
Reference diameter (mm)	[d]	27.935
Base diameter (mm)	[db]	26.049
Tip diameter (mm)	[da]	33.258
(mm)	[da.e/i]	33.258 / 33.233
Tip diameter allowances (mm)	[Ada.e/i]	0.000 / -0.025
Tip form diameter (mm)	[dFa]	33.258
(mm)	[dFa.e/i]	33.258 / 33.233
Root diameter (mm)	[df]	25.671
Generating Profile shift coefficient	[xE.e/i]	0.5609/ 0.5374
Generated root diameter with xE (mm)	[df.e/i]	25.523 / 25.441
Root form diameter (mm)	[dFf]	26.787
(mm)	[dFf.e/i]	26.694 / 26.646

Internal toothing: Calculation dFf with pinion type cutter ($z_0=$

25, $x_0= 0.000$)

Involute length (mm)	[l_dFa-l_dFf]	3.729
Addendum, $m_n(h_{aP^*+x+k})$ (mm)	[ha]	2.662
(mm)	[ha.e/i]	2.662 / 2.649
Dedendum (mm)	[hf=mn*(hfP*-x)]	1.132
(mm)	[hf.e/i]	1.206 / 1.247
Tooth height (mm)	[h]	3.793
Virtual gear	no. of teeth [zn]	17.801
Normal tooth thickness at tip circle (mm)	[san]	0.883
(mm)	[san.e/i]	0.838 / 0.785
Normal tooth thickness at tip form circle (mm)	[sFan]	0.883
(mm)	[sFan.e/i]	0.838 / 0.785

Normal space width at root circle (mm)	[efn]	0.000
(mm)	[efn.e/i]	0.000 / 0.000

Gear 3

Lead height (mm)	[pz]	787.648
Axial pitch (mm)	[px]	16.074
Profile shift coefficient	[x]	-0.2547
Tooth thickness, arc, in module	[sn*]	1.3854
Tip alteration (mm)	[k*mn]	0.000
Reference diameter (mm)	[d]	91.253
Base diameter (mm)	[db]	85.093
Tip diameter (mm)	[da]	88.645
(mm)	[da.e/i]	88.645 / 88.610
Tip diameter allowances (mm)	[Ada.e/i]	0.000 / -0.035
Chamfer 1 / Tip rounding	in transverse section: 2, in axial section: 3,	
In normal section: 4		1
Tip chamfer (mm)	[hK]	0.077
Tooth tip chamfer angle (°)	[δhK]	45.000
Tip form diameter (mm)	[dFa]	88.798
(mm)	[dFa.e/i]	88.798 / 88.763
Root diameter (mm)	[df]	96.520
Generating Profile shift coefficient	[xE.e/i]	-0.3097/ -0.3411
Generated root diameter with xE (mm)	[df.e/i]	96.822 / 96.712
Root form diameter (mm)	[dFf]	95.762
(mm)	[dFf.e/i]	96.041 / 95.942
Internal toothing: Calculation dFf with pinion type cutter (z0=		
32, x0= 0.000)		
Involute length (mm)	[L_dFa-L_dFf]	3.776
Addendum, $m_n(h_{aP^*}+x+k)$ (mm)	[ha]	1.304
(mm)	[ha.e/i]	1.322 / 1.304
Dedendum (mm)	[hf=mn*(hfP*-x)]	2.633
(mm)	[hf.e/i]	2.729 / 2.784
Tooth height (mm)	[h]	3.938
Virtual gear	no. of teeth [zn]	58.151
Normal tooth thickness at tip circle (mm)	[san]	1.535
(mm)	[san.e/i]	1.467 / 1.418
without consideration of tip chamfer/tip rounding		
Normal tooth thickness at tip form circle (mm)	[sFan]	1.581
(mm)	[sFan.e/i]	1.512 / 1.463
Normal space width at root circle (mm)	[efn]	0.884
(mm)	[efn.e/i]	0.862 / 0.850

Gear specific pair data Gear pair 1, Gear 1

Operating pitch diameter (mm)	[dw]	32.938
(mm)	[dw.e/i]	32.951 / 32.924
Active tip diameter (mm)	[dNa]	35.454
(mm)	[dNa.e/i]	35.454 / 35.429
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	0.437
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	0.578 / 0.499
Active root diameter (mm)	[dNf]	30.299
(mm)	[dNf.e/i]	30.320 / 30.286
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	0.337 / 0.308
Max. sliding velocity at tip (m/s)	[vga]	0.032
Specific sliding at the tip	[ζa]	0.546
Specific sliding at the root	[ζf]	-2.439
Mean specific sliding	[ζm]	0.645
Sliding factor on tip	[Kga]	0.326
Sliding factor on root	[Kgf]	-0.505
Roll angle at dFa (°)	[ξdFa.e/i]	38.103 / 38.016
Roll angle to dNa (°)	[ξdNa.e/i]	38.103 / 38.016
Roll angle to dNf (°)	[ξdNf.e/i]	13.414 / 13.117
Roll angle at dFf (°)	[ξdFf.e/i]	5.722 / 5.279
Diameter of single contact point B (mm)	[d-B]	34.435 (34.406 / 34.485)
Diameter of single contact point D (mm)	[d-D]	30.784 (30.784 / 30.771)
Addendum contact ratio	[ε]	0.461 (0.464 / 0.454)

Gear specific pair data Gear pair 1, Gear 2

Operating pitch diameter (mm)	[dw]	29.063
(mm)	[dw.e/i]	29.074 / 29.051
Active tip diameter (mm)	[dNa]	33.258
(mm)	[dNa.e/i]	33.258 / 33.233
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	0.437
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	0.578 / 0.499
Active root diameter (mm)	[dNf]	27.209
(mm)	[dNf.e/i]	27.238 / 27.193
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	0.296 / 0.249
Max. sliding velocity at tip (m/s)	[vga]	0.021
Specific sliding at the tip	[ζa]	0.709
Specific sliding at the root	[ζf]	-1.204
Mean specific sliding	[ζm]	0.645
Sliding factor on tip	[Kga]	0.505
Sliding factor on root	[Kgf]	-0.326
Roll angle at dFa (°)	[ξdFa.e/i]	45.482 / 45.393
Roll angle to dNa (°)	[ξdNa.e/i]	45.482 / 45.393
Roll angle to dNf (°)	[ξdNf.e/i]	17.511 / 17.164

Roll angle at dFf (°)	[ξdFf.e/i]	12.835 / 12.333
Diameter of single contact point B (mm)	[d-B]	27.820 (27.820 / 27.805)
Diameter of single contact point D (mm)	[d-D]	32.108 (32.075 / 32.167)
Addendum contact ratio	[ε]	0.714 (0.716 / 0.708)

Gear specific pair data Gear pair 2, Gear 2

Operating pitch diameter (mm)	[dw]	27.353
(mm)	[dw.e/i]	27.342 / 27.364
Active tip diameter (mm)	[dNa]	33.258
(mm)	[dNa.e/i]	33.258 / 33.233
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	0.631
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	0.807 / 0.714
Active root diameter (mm)	[dNf]	26.840
(mm)	[dNf.e/i]	26.860 / 26.791
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	0.107 / 0.048
Max. sliding velocity at tip (m/s)	[vga]	0.003
Specific sliding at the tip	[ζa]	0.414
Specific sliding at the root	[ζf]	-0.201
Mean specific sliding	[ζm]	0.381
Sliding factor on tip	[Kga]	0.313
Sliding factor on root	[Kgf]	-0.048

Roll angle at dFa (°)	[ξdFa.e/i]	45.482 / 45.393
Roll angle to dNa (°)	[ξdNa.e/i]	45.482 / 45.393
Roll angle to dNf (°)	[ξdNf.e/i]	14.406 / 13.776
Roll angle at dFf (°)	[ξdFf.e/i]	12.835 / 12.333
Diameter of single contact point B (mm)	[d-B]	31.314 (31.201 / 31.360)
Diameter of single contact point D (mm)	[d-D]	27.820 (27.820 / 27.805)
Addendum contact ratio	[ε]	1.130 (1.127 / 1.130)

Gear specific pair data Gear pair 2, Gear 3

Operating pitch diameter (mm)	[dw]	89.353
(mm)	[dw.e/i]	89.389 / 89.317
Active tip diameter (mm)	[dNa]	88.798
(mm)	[dNa.e/i]	88.798 / 88.763
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	0.487
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	0.615 / 0.531
Active root diameter (mm)	[dNf]	93.853
(mm)	[dNf.e/i]	93.888 / 93.802
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	1.120 / 1.027
Max. sliding velocity at tip (m/s)	[vga]	0.017
Specific sliding at the tip	[ζa]	0.168
Specific sliding at the root	[ζf]	-0.706

Mean specific sliding	[ζm]	0.381
Sliding factor on tip	[Kga]	0.048
Sliding factor on root	[Kgf]	-0.313
Roll angle at dFa (°)	[ξdFa.e/i]	17.008 / 17.091
Roll angle to dNa (°)	[ξdNa.e/i]	17.008 / 17.091
Roll angle to dNf (°)	[ξdNf.e/i]	26.577 / 26.714
Roll angle at dFf (°)	[ξdFf.e/i]	29.840 / 29.984
Diameter of single contact point B (mm)	[d-B]	92.510 (92.462 / 92.510)
Diameter of single contact point D (mm)	[d-D]	89.797 (89.823 / 89.758)
Addendum contact ratio	[ε]	0.172 (0.194 / 0.161)

General influence factors

		----- Gear 1 -----	Gear 2 ----
----- Gear 3 ---			
Nominal circum. force at pitch circle (N)	[Ft]	1901.731	1901.731
Axial force (N)	[Fa]	692.2	692.2 692.2
Total axial force (N)	[Fatot=Fa* 2076.5	3]
Radial force (N)	[Fr]	736.596	736.596
Normal force (N)	[Fnorm]	2153.7	2153.7 2153.7
Nominal circumferential force per mm (N/mm)	[w]	100.09	100.09
Only as information: Forces at operating pitch circle:			
Nominal circumferential force (N)	[Ftw]	1827.930	1942.176
Axial force (N)	[Fa]	692.2	
Axial force (N)	[Fa]		692.2 / 692.2
Axial force (N)	[Fa]		692.2
Total axial force (N)	[Fatot=Fa* 2076.5	3]
Radial force (N)	[Fr]	904.337	622.179
Circumferential speed reference circle (m/s)	[v]	0.06	(Planet)
Running-in value (μm)	[yp]	0.487	0.525
Running-in value (μm)	[yf]	0.412	0.487
Gear blank factor	[CR]	1.000	1.000
Correction factor	[CM]	0.800	0.800
Basic rack factor	[CBS]	0.975	0.975
Material coefficient	[E/Est]	1.000	1.000
Singular tooth stiffness (N/mm/μm)	[c']	12.090	14.451
Meshing stiffness (N/mm/μm)	[cγα]	13.674	17.728
Meshing stiffness (N/mm/μm)	[cγβ]	11.623	15.069
Reduced mass (kg/mm)	[mRed]	0.0009	0.0029
Resonance speed (min-1)	[nE1]	70766	49870
Resonance ratio (-)	[N]	0.001	0.001

Running-in value (μm)	$[\gamma\alpha]$	0.487	0.525
Planet runs on rolling bearings. Planet pin fixed on both sides in the carrier..			
l_{pa} (mm) = 24.70	b (mm) = 19.00	d_{sh} (mm) = 13.97	
Tooth trace deviation (active) (μm)	$[F\beta\gamma]$	2.98	3.96
from deformation of shaft (μm)	$[fsh*B1]$	3.49	0.63
$(fsh(\mu\text{m}) = 3.49 / 0.63, B1 = 1.00 / 1.00, fh\beta 5(\mu\text{m}) = 5.00 / 5.50)$			
Tooth trace		0	0
(0: without, 1: crowned, 2: end relief, 3: full modification)			
(4: slightly crowned, 5: helix angle modification, 6: helix angle modification with crowning)			
from production tolerances (μm)	$[fma\alpha*B2]$	9.90	10.26
$B2 = 1.00 / 1.00$			
Tooth trace deviation, theoretical (μm)	$[F\beta x]$	3.50	4.66
Running-in value $\gamma\beta$ (μm)	$[\gamma\beta]$	0.53	0.70
Dynamic factor	$[Kv = \max(Kv12, Kv23)]$	1.00	
	$[Kv12, Kv23]$	1.00	1.00
Face load factor -	flank	$[KH\beta]$	1.14
1.24			
- Tooth root	$[KF\beta]$	1.11	1.19
- Scuffing	$[KB\beta]$	1.14	1.24
Transverse load factor - flank	$[KH\alpha]$	1.15	1.22
- Tooth root	$[KF\alpha]$	1.15	1.22
- Scuffing	$[KB\alpha]$	1.15	1.22
Number of load cycles (in mio.)	$[NL]$	98.8	37.3 34.3

Tooth root load capacity

Calculation of Tooth form coefficients according method: B

Internal toothing:

Calculation of pF and sFn according to

ISO 6336-3:2007-04-

01

Internal toothing:

Calculation of YF , YS with pinion type

cutter, $z0=$

32, $x0=$

0.000, $paP0^*=$ 0.380

----- Gear 1 ----- Gear 2 ----

----- Gear 3 ---

Calculated with generating profile shift coefficient

$[xE.e]$ 0.1242 0.5609

-0.3097

Tooth form factor

$[YF]$ 1.91

$[YF]$ 1.46 /1.21

$[YF]$ 1.18

Stress correction factor

$[YS]$ 1.77

$[YS]$ 2.10 /2.28

	[YS]		2.13	
Bending moment arm (mm)	[hF]	2.34		
(mm)	[hF]		2.25	/1.81
(mm)	[hF]			2.77
Load application angle (°)	[αFen]	24.63		
(°)	[αFen]		29.10	/26.22
(°)	[αFen]			19.32
Tooth thickness at root (mm)	[sFn]	3.53		
(mm)	[sFn]		3.88	/3.88
(mm)	[sFn]			4.97
Tooth root radius (mm)	[ρF]	0.93		
(mm)	[ρF]		0.72	/0.72
(mm)	[ρF]			0.93
hF* = 1.338 / 1.284 / 1.036 / 1.585 sFn* = 2.018 / 2.215 / 2.215 / 2.840				
ρF* = 0.529 / 0.413 / 0.413 / 0.529 dsFn = 28.388 / 26.079 / 26.079 /				
-96.501 αsFn = 30.0 / 30.0 / 30.0 / 60.0				
Helix angle factor	[Yβ]	0.83	0.83	
Deep tooth factor	[YDT]	1.00	1.00	
Gear rim factor	[YB]	1.00	1.00	1.00
Effective facewidth (mm)	[beff]	20.00		
(mm)	[beff]		19.00	/19.00
(mm)	[beff]			20.00
Nominal stress at tooth root (N/mm ²)	[σF0]	152.60		
(N/mm ²)	[σF0]		146.03	/131.08
(N/mm ²)	[σF0]			114.20
Tooth root stress (N/mm ²)	[σF]	242.98		
(N/mm ²)	[σF]		232.52	/238.17
(N/mm ²)	[σF]			207.50
Permissible bending stress at root of Test-gear				
Notch sensitivity factor	[YdreIT]	0.994		
Notch sensitivity factor	[YdreIT]		1.002	/1.002
Notch sensitivity factor	[YdreIT]			1.002
Surface factor	[YRrelT]	0.957	0.957	0.957
Size factor, tooth root	[YX]	1.000	1.000	1.000
Finite life factor	[YNT]	0.932	0.951	0.952
Alternating bending factor, mean stress influence coefficient				
	[YM]	1.000	0.700	1.000
Stress correction factor	[Yst]		2.00	
Yst*σFlim (N/mm ²)	[σFE]	860.00	860.00	860.00
Permissible tooth root stress (N/mm ²)	[σFP=σFG/SFmin]	544.74		
Permissible tooth root stress (N/mm ²)	[σFP=σFG/SFmin]		391.79	/391.79
Permissible tooth root stress (N/mm ²)	[σFP=σFG/SFmin]			560.68
Limit strength tooth root (N/mm ²)	[σFG]	762.63		
Limit strength tooth root (N/mm ²)	[σFG]		548.50	/548.50
Limit strength tooth root (N/mm ²)	[σFG]			784.96
Required safety	[SFmin]	1.40	1.40	1.40

Safety for tooth root stress	[SF= σ_{FG}/σ_F]	3.14		
	[SF= σ_{FG}/σ_F]		2.36	/2.30
	[SF= σ_{FG}/σ_F]			3.78
Transmittable power (W)	[WRating]	1044.74		
(W)	[WRating]		785.22	/766.58
(W)	[WRating]			1259.20

Flank safety

		----- Gear 1 -----	Gear 2 ----	
----- Gear 3 ---				
Zone factor	[ZH]	2.10	2.61	
Elasticity factor ($\sqrt{N/mm^2}$)	[ZE]	189.81	189.81	
Contact ratio factor	[Z ϵ]	0.923	0.876	
Helix angle factor	[Z β]	1.032	1.032	
Effective facewidth (mm)	[beff]	19.00	19.00	
Nominal contact stress (N/mm ²)	[σ_{H0}]	984.42	705.43	
Contact stress at operating pitch circle (N/mm ²)	[σ_{Hw}]	1258.18	971.22	
Single tooth contact factor	[ZB,ZD]	1.00	1.00	/1.00 1.00
Contact stress (N/mm ²)	[σ_{HB}, σ_{HD}]	1258.18	1258.18	/971.22 971.22
Lubrication factor for NL	[ZL]	1.020	1.019	/1.019 1.019
Speed factor for NL	[ZV]	0.936	0.939	/0.939 0.940
Roughness factor for NL	[ZR]	0.936	0.939	/0.952 0.953
Material hardening factor for NL	[ZW]	1.000	1.000	/1.000 1.000
Finite life factor	[ZNT]	0.979	1.022	1.029
Limited pitting is permitted:	No			
Size factor (flank)	[ZX]	1.000	1.000	1.000
Permissible contact stress, $\sigma_{HG}/\sigma_{Hmin}$ (N/mm ²)	[σ_{HP}]	1312.77	1377.75	/1397.61 1408.52
Pitting stress limit (N/mm ²)	[σ_{HG}]	1312.77	1377.75	/1397.61 1408.52
Required safety	[SHmin]	1.00	1.00	1.00
Safety factor for contact stress at operating pitch circle	[SHw]		1.04	1.10 /1.44 1.45
Safety for stress at single tooth contact	[SHBD= σ_{HG}/σ_{HBD}]		1.04	1.10 /1.44 1.45
Safety regarding transmittable torque	[(SHBD) ²]	1.09	1.20	/2.07 2.10
Transmittable power (W)	[WRating]	507.33	558.80	/965.03
980.15				

Micropitting according to

ISO/TS 6336-22:2018

Pairing Gear 1 -2 :

Calculation has not been carried out, lubricant: Load stage micropitting test not known

Pairing Gear 2 -3 :

Calculation has not been carried out, lubricant: Load stage micropitting test not known

Scuffing load capacity

Calculation method according to	ISO/TS 6336-20/21:2017			
Helical load factor for scuffing	[KB γ]	1.19	1.22	
Lubrication coefficient for lubrication type	[XS]	1.000		
Scuffing test and load stage - 1)	[FZGtest]	FZG - Test A / 8.3 / 90 (ISO 14635 12		
Multiple meshing factor	[Xmp]	2.0	2.0	
Relative structural factor, scuffing	[XWrelT]	1.000	1.000	
Thermal contact factor (N/mm/s ^{.5} /K)	[BM]	13.780	13.780	13.780
Relevant tip relief (μ m)	[Ca]	2.00	2.00 / 2.00	2.00
Optimal 7.06	tip relief (μ m)	[Ceff]	9.15	
Ca taken as optimal in the calculation (0=no, 1=yes)		0	0 / 0	0
Effective facewidth (mm)	[beff]	19.000	19.000	
Applicable circumferential force/facewidth (N/mm)	[wBt]	163.500		
189.722				
(1) KB γ = 1.194 , wBt*KB γ = 195.254				
(2) KB γ = 1.221 , wBt*KB γ = 231.605				
Angle factor	[X $\alpha\beta$]	1.056	0.933	
Flash temperature-criteria				
Lubricant factor	[XL]	0.830	0.830	
Tooth mass temperature (°C)	[θ Mi]	76.65	73.02	
θ Mi = θ oil + XS*0.47*Xmp* θ flm				
Average flash temperature 3.22	(°C)	[θ flm]	7.08	
Scuffing temperature (°C)	[θ S]	348.80	348.80	
Γ coordinates (point of highest temperature)	[Γ]	-0.533	1.478	
(1) [Γ .A]=0.344 [Γ .E]= -0.533				
(2) [Γ .A]=1.478 [Γ .E]= -0.225				
Highest contact temp. (°C)	[θ B]	94.82	81.04	
Flash factor (°K*N ^{-.75} *s ^{.5} *m ^{-.5} *mm)	[XM]	50.058	50.058	
Approach factor	[XJ]	1.000	1.066	
Load sharing factor	[X Γ]	1.000	0.973	
Dynamic viscosity (mPa*s)	[η M]	41.90	41.90	(
	70.0	°C)		

Coefficient of friction	[μ_m]	0.150	0.149
Required safety	[SBmin]	2.000	
Margin of safety for scuffing, flash temperature	[SB]	11.233	25.264
Integral temperature-criteria			
Lubricant factor	[XL]	1.000	
Tooth mass temperature (°C)	[θ_{MC}]	81.10	74.68
$\theta_{MC} = \theta_{oil} + X_S * 0.70 * \theta_{flaint}$			
Mean flash temperature	(°C)	[θ_{flaint}]	7.93
3.34			
Integral scuffing temperature (°C)	[θ_{Sint}]	360.78	360.78
Flash factor (°K*N ^{-0.75} *s ^{0.5} *m ^{-0.5} *mm)	[XM]	50.058	50.058
Running-in factor, well run in	[XE]	1.000	1.000
Contact ratio factor	[X ϵ]	0.340	0.350
Dynamic viscosity (mPa*s)	[η_{oil}]	41.90	41.90
Mean coefficient of friction	[μ_m]	0.207	0.182
Geometry factor	[XBE]	0.453	0.153
Meshing factor	[XQ]	1.000	0.600
Tip relief factor	[XCa]	1.158	1.401
Integral tooth flank temperature (°C)	[θ_{int}]	92.99	79.70
Required safety	[SSmin]	1.800	
Safety factor for scuffing (intg.-temp.)	[SSint]	3.88	4.53
Safety referring to transmittable torque	[SSL]	12.65	29.99

Measurements for tooth thickness

		Gear 1	Gear	2
		Gear 3		
Tooth thickness tolerance		DIN 3967 cd25		DIN
3967 cd25		DIN 3967 cd25		
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[As.e/i]	-0.054	-0.084	-0.054
0.070 /		-0.110		-
Number of teeth spanned	[k]	3.000	3.000	-0.000
(Internal toothing: k = (Measurement gap number))				
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	13.612	14.077	-0.000
Base tangent length with allowance (mm)	[Wk.e/i]	13.562	13.534	14.026
0.000 /		-0.000		-
Diameter of measuring circle (mm)	[dMWk.m]	32.189	29.234	-0.000
Theoretical diameter of ball/pin (mm)	[DM]	3.136	3.700	2.935
Effective diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	3.250	3.750	3.000
Radial single-ball measurement backlash free (mm)	[MrK]		18.521	17.888
		43.961		
Radial single-ball measurement (mm)	[MrK.e/i]	18.466	18.435	17.842
		44.114	44.059	
Diameter of measuring circle (mm)	[dMMr.m]	32.286	29.998	92.231

Diametral measurement over two balls without clearance (mm)[MdK]	36.898	35.602	
	87.875		
Diametral two ball measure (mm)	[MdK.e/i]36.787 / 36.72635.510 /35.458		
	88.181 /88.071		
Measurement over pins according to DIN 3960 (mm)[MdR.e/i]	36.931 /36.86935.685 /35.633-		
0.000 /	-0.000		
Measurement over 2 pins, free, according to AGMA 2002 (mm)[dk2f.e/i]	36.762 / 36.701		
	35.473 /35.4220.000 /0.000		
Measurement over 2 pins, transverse, according to AGMA 2002 (mm)			
	[dk2t.e/i]37.069 / 37.00735.850 /35.798		
	0.000 /0.000		
Measurement over 3 pins, axial, according to AGMA 2002 (mm)			
	[dk3A.e/i]36.931 / 36.86935.685 /35.633	-	
0.000 /	-0.000		
Measurement over 3 pins with allowance (mm)	[Md3R.e/i]0.000 / 0.0000.000 / 0.000	-	
0.000 /	-0.000		
Note: Internal gears with helical teeth cannot be measured with rollers.			
Chordal tooth thickness in reference circle (mm) [sc]	2.958	3.510	2.424
(mm)	[sc.e/i]2.905 /2.876 3.458 /3.4292.354		/
	2.313		
Reference chordal height from da.m (mm)	[ha]	1.952	2.753 1.299
Tooth thickness, arc (mm)	[sn]	2.961	3.517 2.424
(mm)	[sn.e/i]2.907 /2.877 3.463 /3.4332.354		/
	2.314		
Backlash free center distance (mm)	[aControl.e/i]	30.878 /	30.81031.196 /
		31.302	
Backlash free center distance, allowances (mm)	[jta]	-0.122 /-0.190	0.196 /0.302
dNf.i with aControl (mm)	[dNf0.i]	30.115	26.970 / 26.427
94.667			
Reserve (dNf0.i-dFf.e)/2 (mm)	[cF0.i]	0.223	0.138 / -0.134
0.637			
Tip clearance (mm) [c0.i(aControl)]	0.321	0.321 /	0.531
0.242			
Center distance allowances (mm)	[Aa.e/i]	0.013 /-0.013	-0.013 /0.013
Circumferential backlash from Aa (mm)	[jtw_Aa.e/i]	0.012 /-0.012	0.008 /-0.008
Radial backlash (mm)	[jrw]	0.203 /0.109	0.314 /0.183
Circumferential backlash, transverse section (mm)	[jtw]	0.198 /	0.1070.210 /
		0.121	
Normal backlash (mm)	[jnw]	0.166 /0.093	0.191 /0.108
Torsional angle on input with output fixed:			
Total torsional angle (°)	[j.tSys]	0.3592/0.2302	

Toothing tolerances

		----- Gear 1 -----	Gear 2 ----	
----- Gear 3 ---				
According to ISO 1328-1:1995, ISO 1328-2:1997				
Accuracy grade	[Q]	6	6	6
Single pitch deviation (µm)	[fptT]	7.00	7.00	7.50
Base circle pitch deviation (µm)	[fpbT]	6.50	6.50	7.00
Sector pitch deviation over k/8 pitches (µm)	[Fpk/8T]	9.50	7.00	13.00
Profile form deviation (µm)	[ffaT]	5.50	5.50	6.50
Profile slope deviation (µm)	[fHaT]	4.60	4.60	5.50
Total profile deviation (µm)	[FaT]	7.50	7.50	8.50
Helix form deviation (µm)	[ffbT]	7.00	7.00	7.50
Helix slope deviation (µm)	[fHβT]	7.00	7.00	7.50
Total helix deviation (µm)	[FβT]	10.00	10.00	11.00
Total cumulative pitch deviation (µm)	[FpT]	20.00	20.00	26.00
Runout (µm)	[FrT]	16.00	16.00	21.00
Single flank composite, total (µm)	[FisT]	31.00	31.00	38.00
Single flank composite, tooth-to-tooth (µm)	[fisT]	11.00	11.00	11.00
		12.00		
Radial composite, total (µm)	[FidT]	26.00	26.00	31.00
Radial composite, tooth-to-tooth (µm)	[fidT]	9.50	9.50	9.50
FidT (Fi"), fidT (fi") according to ISO 1328:1997 calculated with the geometric mean values for mn and d				

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

		6		
Maximum value for deviation error of axis (µm)	[fΣβ]	6.50	6.50	
Maximum value for inclination error of axes (µm)	[fΣδ]		13.00	
		13.00		

Modifying and defining the tooth form

Data for the tooth form calculation :

Data not available.

Please run the calculation in the "Tooth form" tab and open the main report again.

Supplementary data

Mass (kg)	[m]	0.120	0.075	0.434
Total mass (kg)	[mGes]	0.780		

Moment of inertia for system, relative to the input:
calculation without consideration of the exact tooth shape

Single gears (da+df)/2...di (kg*m ²)	[J]	1.544e-05	1.027e-05	
0.001121				
System (da+df)/2...di (kg*m ²)	[J]	4.312e+23		
Torsional stiffness at driving gear with fixed driven gear:				
Torsional stiffness (MNm/rad)	[cr]	0.621		
Torsion when subjected to nominal torque (°)	[δcr]	0.024		
Mean coefficient of friction (as defined in Niemann)	[μm]	0.123	0.118	
Wear sliding coef. by Niemann	[ζw]	0.758	0.261	
Loss factor	[HV]	0.228	0.154	
Meshing power (W)		345.981	345.981	
Gear power loss (W)	[PVZ]	3.220	2.098	
Total power loss (W)		15.956		
Total efficiency		0.966		
Sound pressure level according to Masuda, without contact analysis				
	[dB(A)]	29.4	31.3	
Indications for the manufacturing by wire cutting:				
Deviation from theoretical tooth trace (μm)	[WireErr]	376.1	425.8	131.0
Permissible deviation (μm)	[Fb/2]	5.0	5.0	5.5

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]	59921		
Tooth root service life (h)	[HFatt]	1e+06	1e+06	1e+06
Tooth flank service life (h)	[HHatt]	5.992e+04	1.586e+05	
1e+06				

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 (15000.0 h)					
F1%	F2%	F3%	H1%	H2%	H3%
0.00	0.0000	0.0000	25.0331	9.4569	0.0000

Damage calculated on basis of system service life [Hatt] (59920.7 h)					
F1%	F2%	F3%	H1%	H2%	H3%
0.00	0.0000	0.0000	100.0000	37.7778	0.0000

Reliability calculation

Calculation method according to B. Bertsche, Reliability in Automotive and Mechanical Engineering,
Springer Verlag Berlin Heidelberg 2008

Reliability of material data for σ_{Hlim} , (%) [R σ_{Hlim}] 99.00
Reliability of material data for σ_{Flim} , (%) [R σ_{Flim}] 99.00

Calculation of coefficients for reliability R(t)
R(t) = 100 * [Exp(-((t*fac - t0)/(T - t0))^b)]^p %

Gear	Type	fac	b	t0	T	R(H)
[-]	[-]	[cycles/h]	[-]	[-]	[cycles]	[%]
1	Tooth root	6585	1.7	9.654e+29	1.484e+30	100.00
1	Tooth flank	6585	1.3	3.557e+08	1.695e+09	100.00
2	Tooth root	2488	1.7	9.654e+29	1.484e+30	100.00
2	Tooth flank	2488	1.3	3.557e+08	1.695e+09	100.00
3	Tooth root	2285	1.7	9.654e+29	1.484e+30	100.00
3	Tooth flank	2285	1.3	9.014e+29	4.295e+30	100.00

fac = Number of load cycles per hour
b = Weibull shape parameter
t0 = Number of failure-free load cycles
T = Characteristic service life (in load cycles) for 63.2% failure probability
R(H) = Reliability for required service life

Required service life (h) [H_{min}] 15000.00
Reliability R, tooth roots subsystem (%) [R_{sub}] 100.00
Reliability R, tooth flanks subsystem (%) [R_{sub}] 100.00
Reliability R, gears subsystem (%) [R_{sub}] 100.00

Required reliability (%) [R_{min}] 99.00
Service life H, tooth roots subsystem (h)
Service life H, tooth flanks subsystem (h) [H_{sub}] 59920.70
Service life H, gears subsystem (h) [H_{sub}] 59920.70

Remarks:

- Specifications with [.e/i] imply: Maximum [e] and minimum value [i] for Taking all tolerances into account
Specifications with [.m] imply: Mean value within tolerance
- For the backlash tolerance, the center distance tolerances and the tooth thickness allowance are taken into account.
The maximum and minimum clearance according to the largest or smallest allowances are defined..
The calculation is performed for the operating pitch circle.
- Calculation of Z_{β} according to Corrigendum 1 ISO 6336-2:2008 with $Z_{\beta} = 1/(\cos(\beta)^{0.5})$
- Details of calculation method:
 - c_{γ} according to Method B
 - K_v according to Method B
 - $K_{H\beta}$ and $K_{F\beta}$ according to Method C
 - $f_{m\alpha}$ according to Equation 64, $F_{\beta x}$ according to 52/53/56
 - f_{sh} calculated by exactly following the method in Annex D, ISO 6336-1:2006
- Literature: Journal "Antriebstechnik", 6/2007, p.64.
 $K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$ 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 Z_L , Z_V , Z_R , Z_W , Z_X , Y_{dreIT} , Y_{RreIT} and Y_X ..

_O.Stage2.Carrier.Planet.Planet_calc

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

1-> The required service life of bearing 'Rolling bearing 'cBearing' is not achieved!

2-> For shaft with internal diameter the notch factors are not available.
None of the known calculation methods produces reliable data. It is proposed to use the data for the full shaft and to judge the results conservatively.

3-> Calculation method DIN743:
This method is not useful for the strength analysis of shafts which are mainly loaded with shear forces!

Analysis of shafts, axle and beams

Input data

Coordinate system shaft: see picture W-002

Label	Pin		
Drawing			
Initial position (mm)		0.000	
Length (mm)		28.000	
Speed (1/min)		12.69	
Direction of rotation:		counterclockwise	
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 (g)		24.795	
Weight of shaft, including additional masses (g)		24.795	
Mass moment of inertia (kg*mm ²)		0.446	
Momentum of mass GD ² (Nm ²)		0.000	

Label	Planet
Drawing	

Initial position (mm)	5.000	
Length (mm)	18.000	
Speed (1/min)	28.77	
Direction of rotation:	clockwise	
Material	C45 (1)	
Young's modulus (N/mm ²)	206000.000	
Poisson's ratio nu	0.300	
Density (kg/m ³)	7830.000	
Coefficient of thermal expansion	(10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature (°C)	20.000	
Weight of shaft (g)	23.799	
Weight of shaft, including additional masses (g)	23.799	
Mass moment of inertia (kg*mm ²)	2.787	
Momentum of mass GD ² (Nm ²)	0.000	

The direction of the weight is not considered

Consider deformations due to shearing

Shear correction factor 1.100

Rolling bearing stiffness is calculated from inner bearing geometry

Tolerance field: Mean value

Reference temperature (°C) 20.000

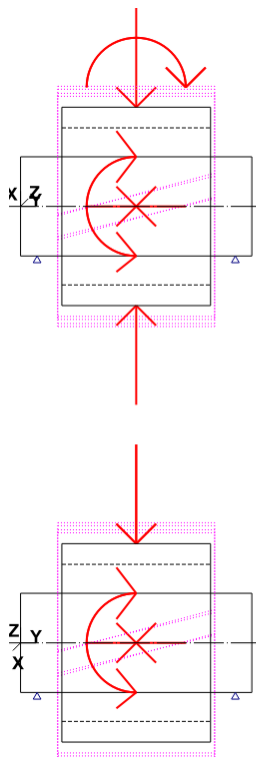


Figure: Load applications

Shaft definition (Pin)

Outer contour

Cylinder (Cylinder)		0.000 mm ... 28.000 mm
Diameter (mm)	[d]	12.0000
Length (mm)	[l]	28.0000
Surface roughness (µm) [Rz]		8.0000

Bearing

Label in the model		Support1
Bearing type		Own Input
Bearing position (mm)	[y _{lokal}]	2.000
Bearing position (mm)	[y _{global}]	2.000
Degrees of freedom		
X: fixed Y: fixed Z: fixed		
Rx: fixed Ry: fixed Rz: fixed		

Label in the model		Support2
Bearing type		Own Input
Bearing position (mm)	[y _{lokal}]	26.000
Bearing position (mm)	[y _{global}]	26.000
Degrees of freedom		
X: fixed Y: free Z: fixed		
Rx: free Ry: free Rz: free		

Shaft definition (Planet)

Outer contour

Cylinder (Cylinder)		0.000 mm ... 18.000 mm
Diameter (mm)	[d]	24.0000
Length (mm)	[l]	18.0000
Surface roughness (µm) [Rz]		8.0000

Inner contour

Cylindrical bore (Cylindrical bore) 0.000 mm ... 18.000 mm

Diameter (mm)	[d]	19.0000
Length (mm)	[l]	18.0000
Surface roughness (µm) [Rz]		8.0000

Forces

Type of force element	Cylindrical gear	
Label in the model	zs(-0.0)	
Position on shaft (mm) [y _{local}]	9.0000	
Position in global system (mm) [y _{global}]	14.0000	
Operating pitch diameter (mm)	27.3529	
Helix angle (°)	19.6156 left	
Working pressure angle at normal section (°)	16.7918	
Position of contact (°)	-0.0000	
Length of load application (mm)	19.0000	
Power (kW)	0.0817 driven (input)	
Torque (Nm)	27.1042	
Axial force (N)	706.2994	
Shearing force X (N)	-634.8775	
Shearing force Z (N)	-1981.8115	
Bending moment X (Nm)	0.0000	
Bending moment Z (Nm)	9.6597	

Type of force element	Cylindrical gear	
Label in the model	zs(180.0)	
Position on shaft (mm) [y _{local}]	9.0000	
Position in global system (mm) [y _{global}]	14.0000	
Operating pitch diameter (mm)	29.0625	
Helix angle (°)	20.7399 left	
Working pressure angle at normal section (°)	24.8287	
Position of contact (°)	180.0000	
Length of load application (mm)	19.0000	
Power (kW)	0.0817 driving (output)	
Torque (Nm)	-27.1042	
Axial force (N)	-706.2994	
Shearing force X (N)	922.7926	
Shearing force Z (N)	-1865.2346	
Bending moment X (Nm)	0.0000	
Bending moment Z (Nm)	10.2634	

CONNECTIONS

INA NK12/16-XL (cBearing) 14.000 mm

Shaft 'Pin' <-> Shaft 'Planet'

Fixed bearing

d = 12.000 (mm), D = 19.000 (mm), b = 16.000 (mm), r = 0.000 (mm)

C = 10.100(kN), C0 = 11.000 (kN), Cu = 1.950 (kN)

Ctheo = 10.100 (kN), C0theo = 11.000 (kN)

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

Calculation with approximate bearings internal geometry (*)

Z = 10, Dpw = 14.446 (mm), Dw = 2.446 (mm)

Lwe = 12.303 (mm)

Diameter, external race (mm) [d_o] 16.909

Diameter, internal race (mm) [d_i] 11.984

Bearing clearance DIN 620:1988 C0 (32.50 μm)

Results

Shaft

Maximum deflection 37.495(μm) (Planet pos = 5.000 mm)

Mass center of gravity

Pin(mm) 14.000

Planet (mm) 9.000

Total axial load

Pin(N) 0.000

Planet (N) -0.000

Torsion under torque

Pin(°) -0.000

Planet (°) -0.000

Bearing

Probability of failure [n] 10.00 %

Axial clearance (ISO 281) [u_A] 10.00 μm

Lubricant ISO-VG 220

Lubricant - service temperature [T_B] 70.00 °C

Rolling bearing stiffness calculated from internal geometry

Shaft 'Pin' Bearing 'Support1'

Position (Y-coordinate) [y] 2.00 mm

Bearing reaction force	[Fx]	-1.015	kN		
Bearing reaction force	[Fy]	0.000	kN		
Bearing reaction force	[Fz]	2.559	kN		
Bearing reaction force	[Fr]	2.753	kN(111.63°)		
Bearing reaction moment	[Mx]	15.26	Nm		
Bearing reaction moment	[My]	-0.00	Nm		
Bearing reaction moment	[Mz]	0.98	Nm		
Bearing reaction moment	[Mr]	15.30	Nm(3.69°)		
Displacement of bearing	[ux]	0.000	µm		
Displacement of bearing	[uy]	0.000	µm		
Displacement of bearing	[uz]	0.000	µm		
Displacement of bearing	[ur]	0.000	µm		
Misalignment of bearing	[rx]	0.000	mrad		(0')
Misalignment of bearing	[ry]	0.000	mrad		(0')
Misalignment of bearing	[rz]	0.000	mrad		(0')
Misalignment of bearing	[rr]	0.000	mrad		(0')

Shaft 'Pin' Bearing 'Support2'

Position (Y-coordinate)	[y]	26.00	mm		
Bearing reaction force	[Fx]	0.727	kN		
Bearing reaction force	[Fy]	0.000	kN		
Bearing reaction force	[Fz]	1.287	kN		
Bearing reaction force	[Fr]	1.479	kN(60.54°)		
Displacement of bearing	[ux]	0.000	µm		
Displacement of bearing	[uy]	-0.000	µm		
Displacement of bearing	[uz]	0.000	µm		
Displacement of bearing	[ur]	0.000	µm		
Misalignment of bearing	[rx]	0.447	mrad		
		(1.54')			
Misalignment of bearing	[ry]	0.000	mrad		(0')
Misalignment of bearing	[rz]	0.043	mrad		
		(0.15')			
Misalignment of bearing	[rr]	0.449	mrad		
		(1.54')			

Rolling bearing 'cBearing'

Position (Y-coordinate)	[y]	14.00	mm		
Dynamic equivalent load	[P]	3.86	kN		
Static equivalent load	[Po]	3.86	kN		
Minimum EHL lubricant film thickness	[h _{min}]	0.003	µm		
Life modification factor for reliability[a ₁]		1.000			

Results according to ISO 281:

Lubricant	ISO-VG 220		
Load ratio	[C/P]	2.618	

Operating viscosity	[v]	48.884	mm ² /s	
Reference viscosity	[v ₁]	0.000	mm ² /s	
Viscosity ratio	[κ]	0.000		
Basic bearing rating life	[L _{nh}]	9.9438e+03	h	
Static safety factor	[S ₀]	2.85		
Operating bearing clearance	[Pd]	32.500	μm	
Reference rating life	[L _{nrh}]	7.9217e+03	h	
Bearing reaction force	[F _x]	0.288	kN	
Bearing reaction force	[F _y]	-0.000	kN	
Bearing reaction force	[F _z]	-3.847	kN	
Bearing reaction force	[F _r]	3.858	kN(-85.72°)	
Bearing reaction moment	[M _x]	-0.00	Nm	
Bearing reaction moment	[M _y]	0.00	Nm	
Bearing reaction moment	[M _z]	19.92	Nm	
Bearing reaction moment	[M _r]	19.92	Nm(90°)	
Oil level	[H]	0.000	mm	
Load-independent moment of friction		[M ₀]	0.000	Nm
Load-dependent moment of friction		[M ₁]	0.030	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}]	0.030	Nm	
Power loss	[P _{loss}]	0.131	W	
The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 1994.				
Displacement of bearing	[u _x]	-3.081	μm	
Displacement of bearing	[u _y]	-1.110	μm	
Displacement of bearing	[u _z]	27.474	μm	
Displacement of bearing	[u _r]	27.646	μm (96.4°)	
Misalignment of bearing	[r _x]	-0.175	mrad	(-0.6')
Misalignment of bearing	[r _y]	0.000	mrad	(0')
Misalignment of bearing	[r _z]	-0.655	mrad	(-2.25')
Misalignment of bearing	[r _r]	0.678	mrad	(2.33')

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

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

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

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

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

Damage (%) [Lreq] (15000.000)

Bin no B1

1150.85

Σ150.85

Utilization (%) [Lreq] (15000.000)

B1

113.13

Note: Utilization = $(L_{req}/L_h)^{1/k}$

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

B 1 : cBearing (Connecting rolling bearing)

Calculation of the factors required to define reliability $R(t)$ using the Weibull distribution n. t in (h):

Calculation method: Bertsche

Bearing	p	fac	b	t0	T	R(H)%
1	Bearing	3753	135	7.463e+06	1.656e+08	81.49

Reliability of the configuration for required service life (%) 99.00

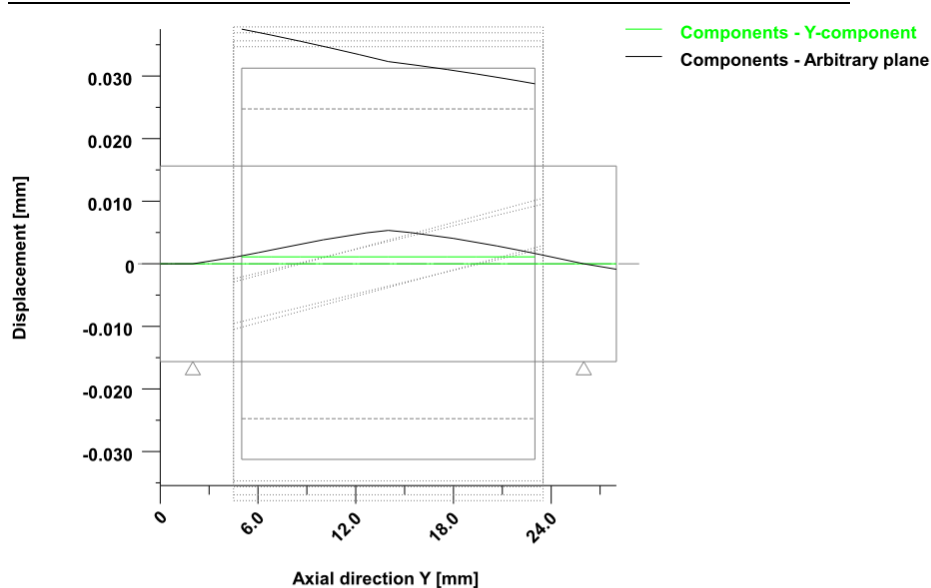
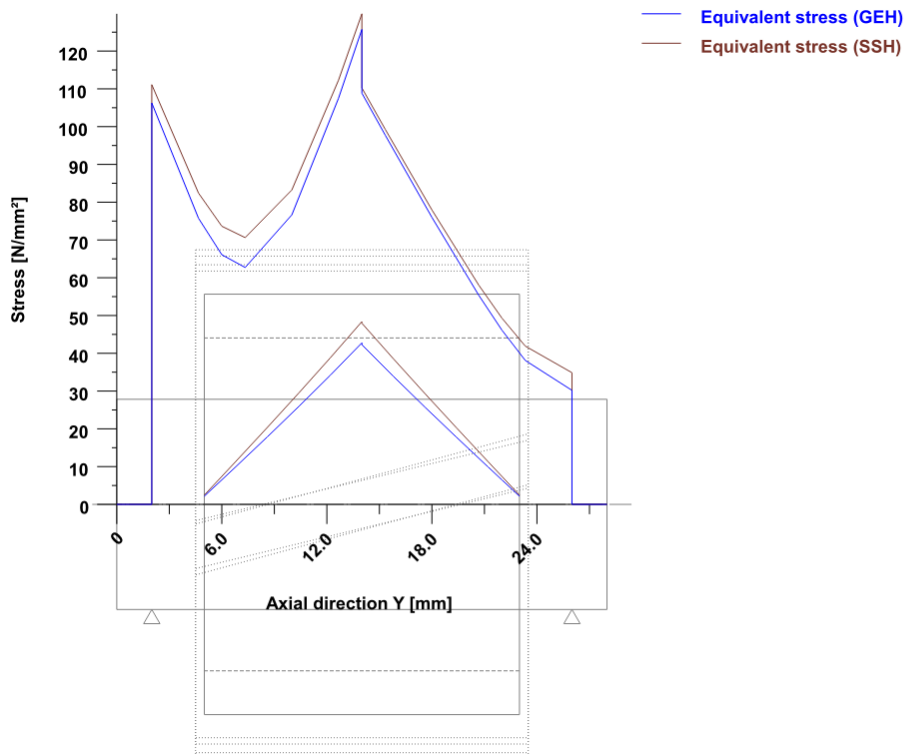


Figure: Deformation (bending etc.) (Arbitrary plane 289.0654554 124)



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

Figure: Equivalent stress

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

Summary

Planet

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

Calculation of finite life fatigue strength and static strength

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

Cross section	Position (Y-Coord) (mm)
A-A	9.00 Interference fit

Results:

Cross section	$\beta\sigma$	KF σ	K2d	SD	SS
A-A	2.24	1.00	0.92	8.05	17.40

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

Abbreviations:

$\beta\sigma$: Notch factor, bending

KF σ : Surface factor

K2d: size factor bending

SD: Safety endurance limit

SS: Safety against yield point

Service life and damage

System service life (h) [Hatt] 1000000.00

Damage to system (%) [D] 0.00

Damage (%) [H] (15000.0 h)

Damage to shaft (%) [D]

Planet: 0.000

Damage to cross sections (%) [D]

A-A: 0.00

Calculation of the factors required to define reliability $R(t)$ using the Weibull distribution. t in (h):

Calculation method: Bertsche

Shaft p	fac	b	t0	T	R(H)%
1 Shaft	761528327	150	6.944e+14	1.473e+15	97.50
2 Shaft	761528327	150	6.944e+14	1.473e+15	97.50

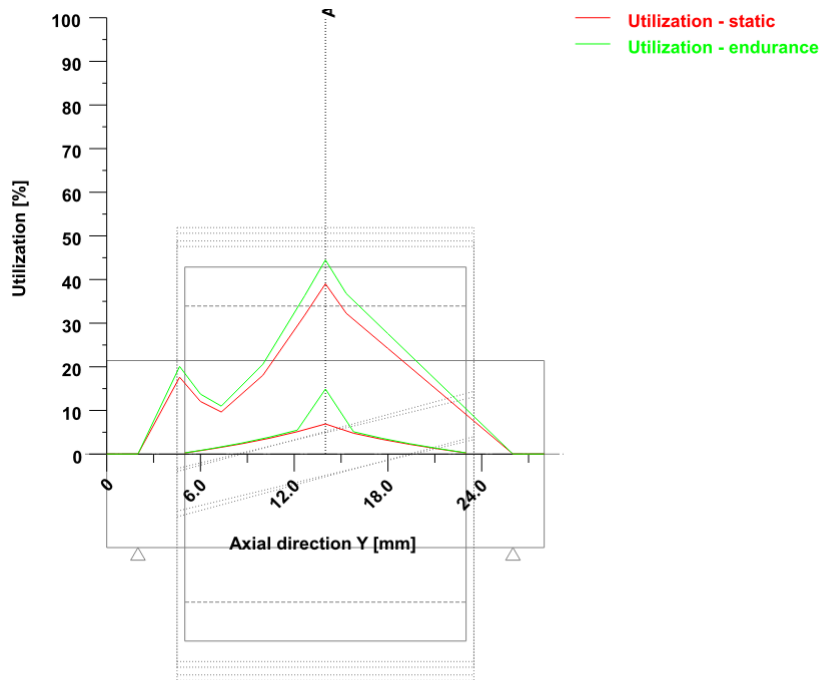
Reliability of the configuration for required service life (%) 99.00

Utilization (%) [Smin/S]

Cross section	Static	Endurance
A-A	6.897	14.903

Maximum utilization of shafts (%)

	[A]
Planet:	14.903



Utilization = S_{min}/S (%)

Figure: Strength (nominal load)

Calculation details

General statements

Label	Planet
Drawing	
Length (mm)	[l] 18.00
Speed (1/min)	[n] 28.77

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

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

Reference diameter material (mm)	[dB]	16.00
----------------------------------	------	-------

σ_B according to DIN 743 (at dB) (N/mm ²)	[σ_B]	700.00
σ_B according to DIN 743 (at dB) (N/mm ²)	[σ_S]	490.00
[σ_{zdW}], bei dB (N/mm ²)		280.00
[σ_bW], bei dB (N/mm ²)		350.00
[τW], bei dB (N/mm ²)		210.00
Thickness of raw material (mm)	[dWerkst]	25.00
Material data calculated according DIN743/3 with K1(d)		
Material strength calculated from size of raw material		
Geometric size factor K1d calculated from raw material diameter		
[σ_{Beff}] (N/mm ²)		664.72
[σ_{Seff}] (N/mm ²)		457.71
[σ_{bFK}] (N/mm ²)		503.48
[τ_{FK}] (N/mm ²)		264.26
[σ_{bBRand}] (N/mm ²)		628.00
[σ_{zdW}] (N/mm ²)		265.89
[σ_bW] (N/mm ²)		332.36
[τW] (N/mm ²)		199.42

Fatigue strength for single stage use

Required life time	[H]	15000.00
Number of load cycles (Mio)	[NL]	25.892

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

[$k\sigma, k\tau$]	5	8
[$kD\sigma, kD\tau$]	0	0
[$ND\sigma, ND\tau$]	1e+06	1e+06
[$ND\sigma_{II}, ND\tau_{II}$]	0	0

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

Cross section 'A-A' Interference fit

Comment

Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]	9.000
External diameter (mm)	[da]	24.000
Inner diameter (mm)	[di]	19.000
Notch effect		Interference fit
Characteristics:		Firm interference fit
Mean roughness (μm)	[Rz]	8.000

Tension/Compression Bending Torsion Shearing

Load: (N) (Nm)				
Mean value	[Fzdm, Mbm, Tm, Fqm]	0.003	0.000	
0.000	0.000			
Amplitude	[Fzda, Mba, Ta, Fqa]	0.003	14.028	0.000 1928.711
Maximum value	[Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	0.011	23.848	
0.000		3278.809		

Cross section, moment of resistance: (mm²)

[A, Wb, Wt, A] 168.861 824.0751648.150 168.861

Stresses: (N/mm²)

[σzdm, σbm, τm, τqm] (N/mm²) 0.000 0.000 0.000 0.000

[σzda, σba, τa, τqa] (N/mm²) 0.000 17.023 0.000 22.641

[σzdmax, σbmax, τmax, τqmax] (N/mm²) 0.000 28.939 0.000 38.489

Technological size influence [K1(σB)] 0.950

[K1(σS)] 0.934

Tension/Compression Bending Torsion

Notch effect coefficient [β(dB)] 2.265 2.265 1.465

[dB] (mm) = 40.0

Geometrical size influence [K3(d)] 0.972 0.972 0.987

Geometrical size influence [K3(dB)] 0.960 0.960 0.981

Notch effect coefficient [β] 2.237 2.237 1.456

Geometrical size influence [K2(d)] 1.000 0.922 0.922

Influence coefficient surface roughness [KF] 1.000 1.000 1.000

Roughness factor is included into the notch effect coefficient

Surface stabilization factor [KV] 1.000 1.000 1.000

Total influence coefficient [K] 2.237 2.425 1.579

Present safety for endurance limit:

Equivalent mean stress (N/mm²) [σmV] 0.000

Equivalent mean stress (N/mm²) [τmV] 0.000

Fatigue limit of part (N/mm²) [σWK] 118.885137.067126.298

Influence coefficient of mean stress sensitivity.

[ψσK] 0.098 0.115 0.105

Permissible amplitude (N/mm²) [σADK] 118.664137.067126.153

Permissible amplitude (N/mm²) [σANK] 118.664137.067126.153

Effective Miner sum [DM] 0.300 0.300 0.300

Density [v] 0.000 0.000 0.000

Load spectrum factor [KKoll] 1.000 1.000 1.000

Safety against fatigue [S] 8.052

Required safety against fatigue [Smin] 1.200

Result (%) [S/Smin] 671.0

Present safety

for proof against exceed of yield point:

Static notch sensitivity factor [K2F] 1.000 1.100 1.000

Increase coefficient [γF] 1.000 1.000 1.000

Yield stress of part (N/mm ²)	[σFK]	457.710503.481264.259
Safety yield stress	[S]	17.398
Required safety	[Smin]	1.200
Result (%)	[S/Smin]	1449.8

Remarks:

- The shearing force is not considered in the analysis specified in DIN 743.
- Cross section with interference fit:
The notching factor for the light fit case is no longer defined in DIN 743.
The values are imported from the FKM-Guideline..

_O.Stage2.Stage2_calc0

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

1-> Only some of the entries for the internal geometry for bearing "SKF 61812" are present. The other values will be approximated.

2-> Shaft 'Sun':

the sum of torques is not zero.

$$\Delta T = -60.207 \text{ Nm}$$

3-> Shaft 'Carrier', Rolling bearing 'RollerBearing1':

The minimal load of the bearing is not achieved!

$$(P = 0.0 \text{ kN}, P_{\text{mind}} = 0.1 \text{ kN}, \text{Condition: } P/C > 1.000 \%)$$

Analysis of shafts, axle and beams

Input data

Coordinate system shaft: see picture W-002

Label	Carrier	
Drawing		
Initial position (mm)		69.000
Length (mm)		62.000
Speed (1/min)		12.69
Direction of rotation:		counterclockwise
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)		0.763
Weight of shaft, including additional masses (kg)		0.763
Mass moment of inertia (kg*mm ²)		495.663
Momentum of mass GD2 (Nmm ²)		0.019

Label Ring

Drawing			
Initial position (mm)		65.000	
Length (mm)		30.000	
Speed (1/min)		0.00	
Direction of rotation:		clockwise	
Material C45 (1)			
Young's modulus (N/mm ²)		206000.000	
Poisson's ratio nu		0.300	
Density (kg/m ³)		7830.000	
Coefficient of thermal expansion		(10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature (°C)		20.000	
Weight of shaft (kg)		0.650	
Weight of shaft, including additional masses (kg)		0.650	
Mass moment of inertia (kg*mm ²)		2253.791	
Momentum of mass GD2 (Nm ²)		0.088	

Label Sun	
Drawing	
Initial position (mm)	50.000
Length (mm)	39.000
Speed (1/min)	49.28
Direction of rotation:	counterclockwise

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)		0.129	
Weight of shaft, including additional masses (kg)		0.129	
Mass moment of inertia (kg*mm ²)		11.409	
Momentum of mass GD2 (Nm ²)		0.000	

The direction of the weight is not considered	
Consider deformations due to shearing	
Shear correction factor	1.100
Rolling bearing stiffness is calculated from inner bearing geometry	
Tolerance field:	Mean value
Reference temperature (°C)	20.000

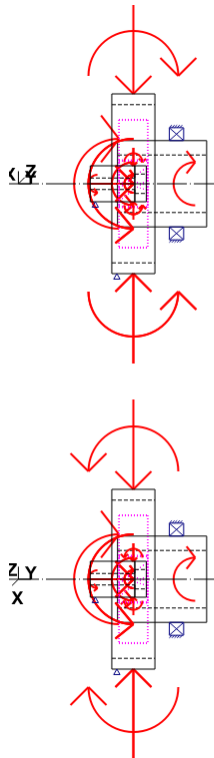


Figure: Load applications

Shaft definition

(Carrier)

Outer contour

Cylinder (Cylinder)

0.000 mm ... 62.000 mm

Diameter (mm)	[d]	60.0000
Length (mm)	[l]	62.0000
Surface roughness (µm) [Rz]		8.0000

Inner contour

Cylindrical bore (Cylinder inside)

0.000 mm ...

62.000 mm

Diameter (mm)	[d]	40.0000
Length (mm)	[l]	62.0000
Surface roughness (µm) [Rz]		8.0000

Forces

Type of force element

Coupling

Label in the model

CarrierCoupling(PlanetRing)

Position on shaft (mm) [y_{local}]

11.0000

Position in global system (mm)

[y_{global}] 80.0000

Effective diameter (mm)

70.0000

Radial force factor (-)	0.0000	
Direction of the radial force (°)	0.0000	
Axial force factor (-)	0.0000	
Length of load application (mm)	10.0000	
Power (kW)	0.2522	driving (output)
Torque (Nm)	189.7293	
Axial force (N)	0.0000	
Shearing force X (N)	0.0000	
Shearing force Z (N)	0.0000	
Bending moment X (Nm)	0.0000	
Bending moment Z (Nm)	0.0000	
Mass (kg)	0.0000	
Mass moment of inertia Jp (kg*m ²)	0.0000	
Mass moment of inertia Jxx (kg*m ²)	0.0000	
Mass moment of inertia Jzz (kg*m ²)	0.0000	
Eccentricity (mm)	0.0000	

Type of force element	Coupling	
Label in the model	CarrierCoupling(SunPlanet)	
Position on shaft (mm) [y _{local}]	11.0000	
Position in global system (mm) [y _{global}]	80.0000	
Effective diameter (mm)	70.0000	
Radial force factor (-)	0.0000	
Direction of the radial force (°)	0.0000	
Axial force factor (-)	0.0000	
Length of load application (mm)	10.0000	
Power (kW)	0.2281	driving (output)
Torque (Nm)	171.6237	
Axial force (N)	0.0000	
Shearing force X (N)	0.0000	
Shearing force Z (N)	0.0000	
Bending moment X (Nm)	0.0000	
Bending moment Z (Nm)	0.0000	
Mass (kg)	0.0000	
Mass moment of inertia Jp (kg*m ²)	0.0000	
Mass moment of inertia Jxx (kg*m ²)	0.0000	
Mass moment of inertia Jzz (kg*m ²)	0.0000	
Eccentricity (mm)	0.0000	

Type of force element	Coupling	
Label in the model	Coupling(Boundary2)	
Position on shaft (mm) [y _{local}]	54.0000	
Position in global system (mm) [y _{global}]	123.0000	
Effective diameter (mm)	30.0000	
Radial force factor (-)	0.0000	
Direction of the radial force (°)	0.0000	
Axial force factor (-)	0.0000	

Length of load application (mm)	10.0000	
Power (kW)	0.4803	driven (input)
Torque (Nm)	-361.3530	
Axial force (N)	0.0000	
Shearing force X (N)	0.0000	
Shearing force Z (N)	0.0000	
Bending moment X (Nm)	0.0000	
Bending moment Z (Nm)	0.0000	
Mass (kg)	0.0000	
Mass moment of inertia J_p (kg*m ²)	0.0000	
Mass moment of inertia J_{xx} (kg*m ²)	0.0000	
Mass moment of inertia J_{zz} (kg*m ²)	0.0000	
Eccentricity (mm)	0.0000	

Bearing

Label in the model	RollerBearing1
Bearing type	SKF 61812
Bearing type	Deep groove ball bearing (single row)
Bearing position (mm)	[y _{lokal}] 41.000
Bearing position (mm)	[y _{global}] 110.000
Attachment of external ring	Fixed bearing
Inner diameter (mm)	[d] 60.000
External diameter (mm)	[D] 78.000
Width (mm)	[b] 10.000
Corner radius (mm)	[r] 0.300
Number of rolling bodies	[Z] 21
Rolling body reference circle (mm)	[D _{pw}] 69.000
Diameter rolling body (mm)	[D _w] 5.556
Diameter, external race (mm)	[d _o] 74.565
Diameter, internal race (mm)	[d _i] 63.435
Radius of curvature, external race (mm)	[r _o] 2.945
Radius of curvature, internal race (mm)	[r _i] 2.889
Calculation with approximate bearings internal geometry (*)	
Bearing clearance	ISO 5753-1:2009 C0 (18.00 μm)
Axial clearance	Pe = 140.28 μm
Basic static load rating (kN) [C ₀]	11.000
Basic dynamic load rating (kN) [C]	11.400
Fatigue load limit (kN) [C _u]	0.465
Values for approximated geometry:	
Basic dynamic load rating (kN) [C _{theo}]	11.462
Basic static load rating (kN) [C _{0theo}]	10.573
Correction factor Basic dynamic load rating [f _c]	1.000

Correction factor Basic static load rating
[fco] 1.000

Shaft definition (Ring)

Outer contour

Cylinder (Cylinder) 0.000 mm ... 30.000 mm

Diameter (mm) [d] 125.0000
Length (mm) [l] 30.0000
Surface roughness (µm) [Rz] 8.0000

Inner contour

Cylindrical bore (Cylindrical bore) 0.000 mm ... 30.000 mm

Diameter (mm) [d] 110.0000
Length (mm) [l] 30.0000
Surface roughness (µm) [Rz] 8.0000

Forces

Type of force element	Coupling	
Label in the model	cBrake(Brake)	
Position on shaft (mm) [y _{local}]	5.0000	
Position in global system (mm) [y _{global}]	70.0000	
Effective diameter (mm)	100.0000	
Radial force factor (-)	0.0000	
Direction of the radial force (°)	0.0000	
Axial force factor (-)	0.0000	
Length of load application (mm)	10.0000	
Power (kW)	0.0000	driving (output)
Torque (Nm)	-271.0419	
Axial force (N)	0.0000	
Shearing force X (N)	0.0000	
Shearing force Z (N)	0.0000	
Bending moment X (Nm)	0.0000	
Bending moment Z (Nm)	0.0000	
Mass (kg)	0.0000	
Mass moment of inertia J _p (kg*m ²)	0.0000	
Mass moment of inertia J _{xx} (kg*m ²)	0.0000	
Mass moment of inertia J _{zz} (kg*m ²)	0.0000	
Eccentricity (mm)	0.0000	

Type of force element	Cylindrical gear	
Label in the model	z2(0.0)	
Position on shaft (mm) [y _{local}]	15.0000	

Position in global system (mm)	[y _{global}]	80.0000
Operating pitch diameter (mm)		-89.3530
Helix angle (°)		19.6156
Working pressure angle at normal section (°)		left
Position of contact (°)		16.7918
Length of load application (mm)		0.0000
Power (kW)		20.0000
Torque (Nm)		0.0000
Axial force (N)		driven (input)
Shearing force X (N)		90.3473
Shearing force Z (N)		720.7137
Bending moment X (Nm)		647.8341
Bending moment Z (Nm)		-2022.2567

Type of force element		Cylindrical gear
Label in the model		z2(120.0)
Position on shaft (mm) [y _{local}]		15.0000
Position in global system (mm)	[y _{global}]	80.0000
Operating pitch diameter (mm)		-89.3530
Helix angle (°)		19.6156
Working pressure angle at normal section (°)		left
Position of contact (°)		16.7918
Length of load application (mm)		120.0000
Power (kW)		20.0000
Torque (Nm)		0.0000
Axial force (N)		driven (input)
Shearing force X (N)		90.3473
Shearing force Z (N)		720.7137
Bending moment X (Nm)		1427.4087
Bending moment Z (Nm)		1572.1692

Type of force element		Cylindrical gear
Label in the model		z2(240.0)
Position on shaft (mm) [y _{local}]		15.0000
Position in global system (mm)	[y _{global}]	80.0000
Operating pitch diameter (mm)		-89.3530
Helix angle (°)		19.6156
Working pressure angle at normal section (°)		left
Position of contact (°)		16.7918
Length of load application (mm)		240.0000
Power (kW)		20.0000
Torque (Nm)		0.0000
Axial force (N)		driven (input)
Shearing force X (N)		90.3473
Shearing force Z (N)		720.7137
Bending moment X (Nm)		-2075.2428
Bending moment Z (Nm)		450.0876

Bearing

Label in the model		Support4
Bearing type		Own Input
Bearing position (mm)	[y _{lokal}]	3.500
Bearing position (mm)	[y _{global}]	68.500
Degrees of freedom		
X: fixed	Y: fixed	Z: fixed
Rx: free	Ry: free	Rz: free

Shaft definition (Sun)

Outer contour

Cylinder (Cylinder)		0.000 mm ... 39.000 mm
Diameter (mm)	[d]	25.0000
Length (mm)	[l]	39.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Inner contour

Cylindrical bore (Cylinder inside)	0.000 mm ...	31.000 mm
Diameter (mm)	[d]	8.0000
Length (mm)	[l]	31.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Cylindrical bore (Cylinder inside)	31.000 mm ...	39.000 mm
Diameter (mm)	[d]	13.5000
Length (mm)	[l]	8.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Forces

Type of force element		Coupling
Label in the model		Coupling(CouplingCarrierSun)
Position on shaft (mm)	[y _{local}]	5.0000
Position in global system (mm)	[y _{global}]	55.0000
Effective diameter (mm)		40.0000
Radial force factor (-)		0.0000
Direction of the radial force (°)		0.0000
Axial force factor (-)		0.0000
Length of load application (mm)		10.0000
Power (kW)		0.1553 driving (output)

Torque (Nm)	30.1037
Axial force (N)	0.0000
Shearing force X (N)	0.0000
Shearing force Z (N)	0.0000
Bending moment X (Nm)	0.0000
Bending moment Z (Nm)	0.0000
Mass (kg)	0.0000
Mass moment of inertia Jp (kg*m ²)	0.0000
Mass moment of inertia Jxx (kg*m ²)	0.0000
Mass moment of inertia Jzz (kg*m ²)	0.0000
Eccentricity (mm)	0.0000

Type of force element	Cylindrical gear	
Label in the model	z1(0.0)	
Position on shaft (mm) [y _{local}]	30.0000	
Position in global system (mm) [y _{global}]		80.0000
Operating pitch diameter (mm)	32.9375	
Helix angle (°)	20.7399	right
Working pressure angle at normal section (°)	24.8287	
Position of contact (°)	0.0000	
Length of load application (mm)	20.0000	
Power (kW)	0.1553	driven (input)
Torque (Nm)	-30.1037	
Axial force (N)	692.1734	
Shearing force X (N)	-904.3367	
Shearing force Z (N)	1827.9300	
Bending moment X (Nm)	-0.0000	
Bending moment Z (Nm)	11.3992	

Type of force element	Cylindrical gear	
Label in the model	z1(120.0)	
Position on shaft (mm) [y _{local}]	30.0000	
Position in global system (mm) [y _{global}]		80.0000
Operating pitch diameter (mm)	32.9375	
Helix angle (°)	20.7399	right
Working pressure angle at normal section (°)	24.8287	
Position of contact (°)	120.0000	
Length of load application (mm)	20.0000	
Power (kW)	0.1553	driven (input)
Torque (Nm)	-30.1037	
Axial force (N)	692.1734	
Shearing force X (N)	-1130.8654	
Shearing force Z (N)	-1697.1436	
Bending moment X (Nm)	-9.8720	
Bending moment Z (Nm)	-5.6996	

Type of force element	Cylindrical gear	
-----------------------	-------------------------	--

Label in the model		z1(240.0)	
Position on shaft (mm)	[y _{local}]	30.0000	
Position in global system (mm)		[y _{global}]	80.0000
Operating pitch diameter (mm)		32.9375	
Helix angle (°)		20.7399	right
Working pressure angle at normal section (°)		24.8287	
Position of contact (°)		240.0000	
Length of load application (mm)		20.0000	
Power (kW)		0.1553	driven (input)
Torque (Nm)		-30.1037	
Axial force (N)		692.1734	
Shearing force X (N)		2035.2022	
Shearing force Z (N)		-130.7864	
Bending moment X (Nm)		9.8720	
Bending moment Z (Nm)		-5.6996	

Bearing

Label in the model		Support5
Bearing type		Own Input
Bearing position (mm)	[y _{lokal}]	3.500
Bearing position (mm)	[y _{global}]	53.500
Degrees of freedom		
X: fixed	Y: fixed	Z: fixed
Rx: free	Ry: free	Rz: free

Results

Shaft

Maximum deflection	0.000(μm) (Sunpos =	89.000	mm)
Mass center of gravity			
Carrier (mm)		31.000	
Ring (mm)		15.000	
Sun(mm)		18.800	
Total axial load			
Carrier (N)		0.000	
Ring (N)		2162.141	

Sun(N)	2076.520
Torsion under torque	
Carrier (°)	-0.011
Ring (°)	0.000
Sun(°)	-0.049

Bearing

Probability of failure	[n]	10.00 %
Axial clearance (ISO 281)	[uA]	10.00 μm
Lubricant	ISO-VG 220	
Lubricant - service temperature	[TB]	70.00 $^{\circ}\text{C}$
Rolling bearing stiffness calculated from internal geometry		

Shaft 'Carrier' Rolling bearing 'RollerBearing1'

Position (Y-coordinate)	[y]	41.00 mm
Dynamic equivalent load	[P]	0.00 kN
Static equivalent load	[Po]	0.00 kN
Minimum EHL lubricant film thickness	[h _{min}]	-nan(ind) μm
Spin to roll ratio	[ω_s/ω_{roll}]	0.000
Life modification factor for reliability[a ₁]		1.000

Results according to ISO 281:

Lubricant	ISO-VG 220	
Load ratio	[C/P]	inf
Operating viscosity	[v]	0.000 mm^2/s
Reference viscosity	[v ₁]	0.000 mm^2/s
Viscosity ratio	[k]	0.000
Basic bearing rating life	[L _{nh}]	1.0000e+10 h
Static safety factor	[So]	9999.99
Operating bearing clearance	[Pd]	14.258 μm
Reference rating life	[L _{nrh}]	1.3131e+09 h
Bearing reaction force	[Fx]	0.000 kN
Bearing reaction force	[Fy]	0.000 kN
Bearing reaction force	[Fz]	0.000 kN
Bearing reaction force	[Fr]	0.000 kN
Oil level	[H]	0.000 mm
Load-independent moment of friction	[M ₀]	0.009 Nm
Load-dependent moment of friction	[M ₁]	0.000 Nm
Moment of friction, cylindrical roller bearing[M ₂]		0.000 Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 4000/IV T DE:1994		

Torque of friction	$[M_{\text{loss}}]$	0.009 Nm	
Power loss	$[P_{\text{loss}}]$	0.012 W	
The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 1994.			
Displacement of bearing	$[u_x]$	-0.000 μm	
Displacement of bearing	$[u_y]$	-0.000 μm	
Displacement of bearing	$[u_z]$	-0.000 μm	
Displacement of bearing	$[u_r]$	0.000 μm	
Misalignment of bearing	$[r_x]$	-0.000 mrad	(0')
Misalignment of bearing	$[r_y]$	-0.134 mrad	(-0.46')
Misalignment of bearing	$[r_z]$	-0.000 mrad	(0')
Misalignment of bearing	$[r_r]$	0.000 mrad	(0')

Shaft 'Ring' Bearing 'Support4'

Position (Y-coordinate)	$[y]$	3.50 mm	
Bearing reaction force	$[F_x]$	-0.000 kN	
Bearing reaction force	$[F_y]$	-2.162 kN	
Bearing reaction force	$[F_z]$	-0.000 kN	
Bearing reaction force	$[F_r]$	0.000 kN	
Displacement of bearing	$[u_x]$	0.000 μm	
Displacement of bearing	$[u_y]$	0.000 μm	
Displacement of bearing	$[u_z]$	0.000 μm	
Displacement of bearing	$[u_r]$	0.000 μm	
Misalignment of bearing	$[r_x]$	0.000 mrad	(0')
Misalignment of bearing	$[r_y]$	0.000 mrad	(0')
Misalignment of bearing	$[r_z]$	-0.000 mrad	(0')
Misalignment of bearing	$[r_r]$	0.000 mrad	(0')

Shaft 'Sun' Bearing 'Support5'

Position (Y-coordinate)	$[y]$	3.50 mm	
Bearing reaction force	$[F_x]$	0.000 kN	
Bearing reaction force	$[F_y]$	-2.077 kN	
Bearing reaction force	$[F_z]$	0.000 kN	
Bearing reaction force	$[F_r]$	0.000 kN	
Displacement of bearing	$[u_x]$	0.000 μm	
Displacement of bearing	$[u_y]$	0.000 μm	
Displacement of bearing	$[u_z]$	0.000 μm	
Displacement of bearing	$[u_r]$	0.000 μm	
Misalignment of bearing	$[r_x]$	-0.000 mrad	(0')
Misalignment of bearing	$[r_y]$	-0.076 mrad	(-0.26')
Misalignment of bearing	$[r_z]$	0.000 mrad	(0')
Misalignment of bearing	$[r_r]$	0.000 mrad	(0')

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

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

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

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

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

Damage (%) [Lreq] (15000.000)

Bin no B1

1 0.00

Σ 0.00

Utilization (%) [Lreq] (15000.000)

B1

1.14

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

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

B1 : RollerBearing1

Calculation of the factors required to define reliability R(t) using the Weibull distribution. t in (h):

Calculation method: Bertsche

Bearing	p	fac	b	t0	T	R(H)%
1	Bearing	0	110	2.285e+06	7.297e+07	100.00

Reliability of the configuration for required service life (%) 99.00

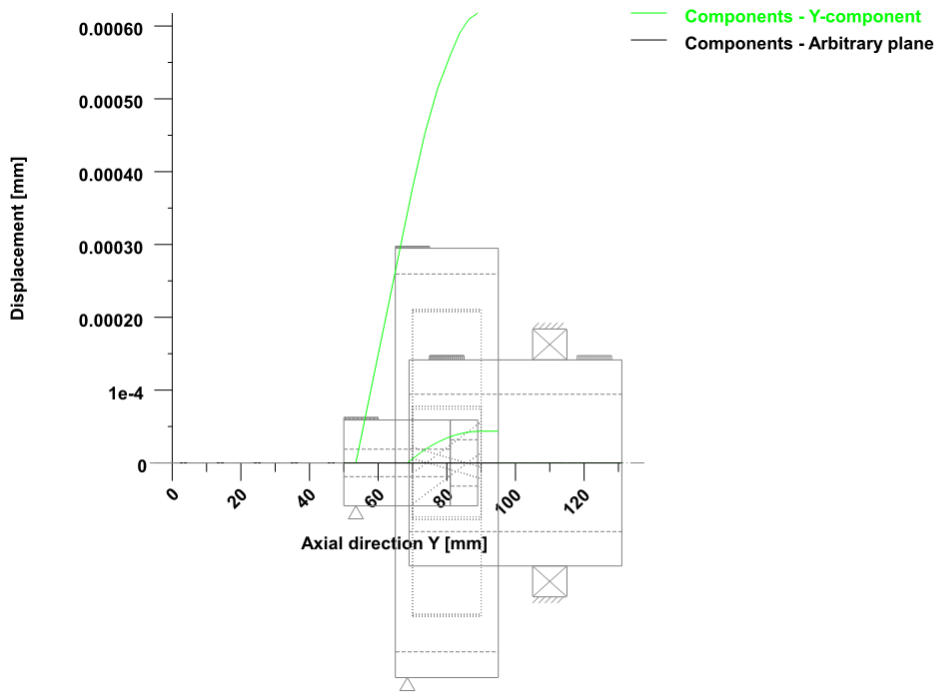
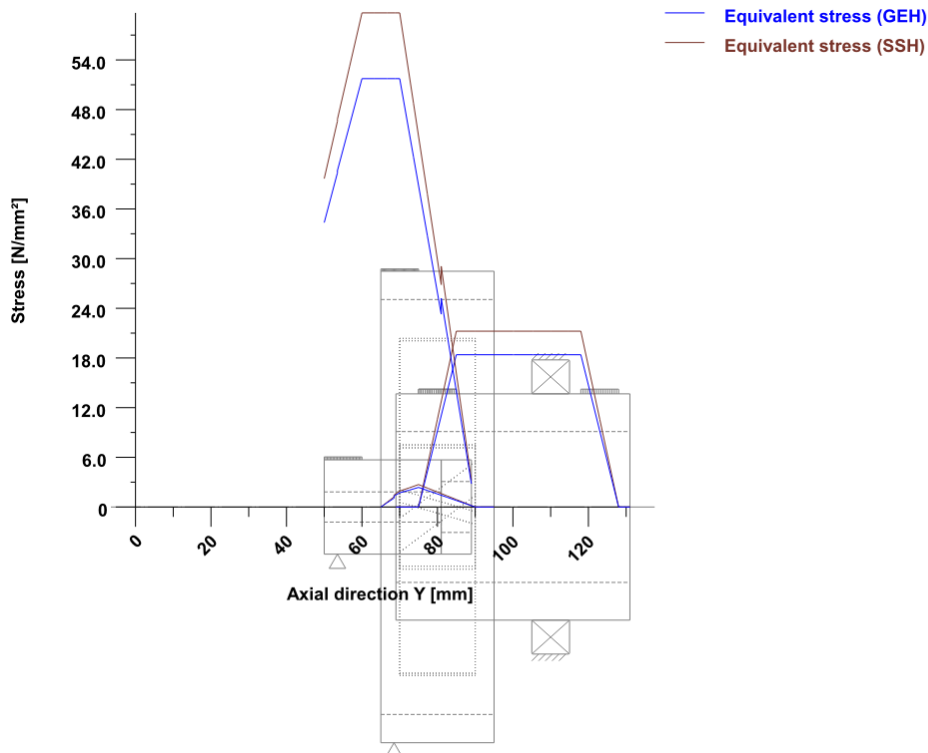


Figure: Deformation (bending etc.) (Arbitrary plane 235.0420359 124)



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

Figure: Equivalent stress

PŘÍLOHA č. 2

Výpočtový protokol KISSsys – kontrola šroubových spojů

Name : Unnamed
 Changed by: x5650 on: 19.05.2021 at: 21:48:19

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

1-> The calculation of the load of a single bolt results in probably too high values!
 (The pre-tension force is formed by the addition of the single load .)

Bolt calculation according to VDI 2230:2015

Inputs:

Configuration:	Flange connection with torque and forces (multiple bolts)	
Calculation using assembly temperature		
Assembly temperature (°C)	[TM]	20.00
Thread standard	Standard thread	
Label	M5	
Pitch (mm)	[P]	0.80
Flank angle (°)	[β]	60.00
Reference diameter (mm)	[d]	5.00
Flank diameter (mm)	[d2]	4.48
Core diameter (mm)	[d3]	4.02
Nominal cross section of thread (mm ²)	[AN]	19.63
Core cross section of the thread (mm ²)	[Ad3]	12.68
Thread manufacturing	Final heat treated	
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00
Axial force at flange (N)	[FaU/FaO]	0.00 / 2100.00
Shearing force at flange (N)	[Fq]	900.00
Torque at flange (Nm)	[Mt]	0.00
Bending moment at flange (Nm)	[Mb]	2.50
Required clamping force for sealing (N)	[Fd]	1000.00
Coefficient of friction between parts	[µ]	0.400
Bolt pitch diameter at flange (mm)	[dt]	141.00
Number of screws	[n]	6
Shearing force at single screw (N)	[Q]	150.00

Axial force at single screw (N)	[FAU/FAO]	-11.82 / 361.82
Required clamping force:		
For shearing force transmission (N)	[FKQ]	375.00
For sealing (N)	[FKP]	166.67
Tightening technique:	Torque wrench (by estimating the coefficient of friction) (VDI2230:1988)	
Tightening factor	[αA]	1.60
Minimum tightening factor (scattering coef. of friction)	[αmin]	1.00
Load application factor	[n]	0.44
Bolting type: SV3		
Length of connected solid (mm)	[lA]	0.00
Distance of connected solid (mm)	[ak]	0.00
Load application height (mm)	[lk]	10.56
Coef. of friction in thread	[μG]	0.100 /0.100
Coef. of friction at head support	[μK]	0.100 /0.100
Coef. of friction at nut support	[μM]	0.100 /0.100
Bolt type:	Hexagon cap screw with flange, strong series, form F DIN EN 1665:1998	
Reference diameter (mm)	[d]	5.00
Bolt length (mm)	[l]	35.00
Shank diameter (mm)	[d1]	5.00
Shank length (mm)	[l1]	19.00
Thread length (mm)	[b]	16.00
Outer diameter of head support (mm)	[dw]	9.80
Inner diameter of head support (mm)	[da]	5.70
Surface roughness, head bearing area (μm)	[Rz]	16.00
Stressed cross section of screw (mm ²)	[As]	14.18
Addendum (mm)	[k]	5.80
Free thread length (mm)	[l3]	5.00
Width across flats (mm)	[s]	8.00
Reduction coefficient	[kτ]	0.50
Strength class	8.8	
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm]	800.00
Yield point (N/mm ²)	[Rp0.2]	640.00
Maximum yield point (N/mm ²)	[Rp,max]	640.00
Young's modulus screw (N/mm ²)	[ES]	205000.00
Clamped parts:	Segment of annulus	
External radius annulus (mm)	[ra]	84.00

Screw radius annulus (mm)	[rs]	70.50
Internal radius annulus (mm)	[ri]	45.00
Bolt spacing (mm)	[t]	73.83
Number of parts	[iP]	2

Part A

Material	AlMgSi 1 F28	
Depth of Layer (mm)	[hi]	11.00
Young's modulus (N/mm ²)	[Ep]	75000.00
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[pG]	325.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	4.80

Part B

Material	AlMgSi 1 F28	
Depth of Layer (mm)	[hi]	11.00
Young's modulus (N/mm ²)	[Ep]	75000.00
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[pG]	325.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	2.80

Through thread

Clamping length (mm)	[lk]	22.00
Effective Clamping length (mm)	[lkeff]	24.00
including washers and counter bore depth or extension sleeves		

Through hole standard ISO 273:1979/DIN EN 20273:1992 fine

Diameter through hole (mm)	[dh]	5.30
Chamfer at head (mm)	[cK]	0.50
Chamfer at nut (mm)	[cM]	0.50

Washer below screw head:

Standard	DIN EN ISO 7093-1:2000	
External diameter (mm)	[d2]	14.57
Inner diameter (mm)	[d1]	5.48
Thickness (mm)	[h]	1.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	205000.00
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[pG]	1500.00

Nut standard DIN EN 24032:1992 (ISO 4032)

Inner diameter nut support (mm)	[d1]	5.75
Outer diameter nut support (mm)	[d2]	6.90
Thickness of nut (mm)	[m]	4.70
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00
Material	C45 (1)	
Shearing strength	[τBM]	460.00

Washer below nut:

Standard	DIN EN ISO 7093-1:2000	
External diameter (mm)	[d2]	14.57
Inner diameter (mm)	[d1]	5.48
Thickness (mm)	[h]	1.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	205000.00
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[pG]	1250.00

Results:

Virtual outer diameter of base body:

Diameter (mm)	[DA']	90.68	
Diameter (mm)	[DA]	90.68	
Diameter limit (mm)	[DA.Gr]	26.07	
Cone angle (°)	[φ]	36.45	
Ductility of flange (mm/N)	[δP]	3.102513e-06	
Ductility of screw (mm/N)	[δS]	8.722890e-06	
Load factor for centric load introduction	[Φn]	0.1154	
Amount of embedding (mm)	[fz]	0.0185	
Preload loss (N)	[Fz]	1564.43	
required assembly preload:			
-minimum (N)	[FMmin]	2259.48	
-maximum (N)	[FMmax]	3615.17	
Pretension force according table (N)	[FMtab]	7400.00	
Screw force at yield point (N)	[FM0.2]	9100.00	
attained assembly preload:			
-maximum (N)	[FM]	7387.59	
for utilization of yield point (%)	[%Re]	90.00	
Pretension force (N)	[FV]	5823.16	
Additional bolt load (N)	[FSA]	41.77	
Additional plate load (N)	[FPA]	320.05	
Fatigue load (N/mm ²)	[σa]	1.52	
Fatigue life (N/mm ²)	[σAzul]	63.75	
Number of load cycles	[NZ] >=	2000000	
Screw extension at FMmin (mm)	[fSmin]	0.01971	
at FMmax (mm)	[fSmax]	0.03153	
at FM (mm)	[fS]	0.06444	
Part extension	at FMmin (mm)[fTmin]		0.00701
at FMmax (mm)	[fTmax]	0.01122	
at FM (mm)	[fT]	0.02292	

Calculation with maximum attained pretension force:

for utilization of yield point (%)	[%Re]	90.00	
Mounting-Pretension force (N)	[FM]	7387.59	
Pretension force (N)	[FV]	5823.16	
Torsional stress (N/mm ²)	[τs]	189.26	
Tensile stress (N/mm ²)	[σz]	523.84	
Equivalent stress in mounting state (N/mm ²)	[σred.M]	576.00	
Equivalent stress in working state (N/mm ²)	[σred.B]	548.88	
Tightening torque (Nm)	[MA]	5.73	
Loose torque (Nm)	[ML]	3.02	
Diameter	[DKm]	6.33	
Tightening torque, nut (Nm)	[MAM]	5.21	
Surface pressure			
under bolt head (N/mm ²)	[pK]	148.85	
under washer (N/mm ²)	[p]	104.79	
under nut (N/mm ²)	[pM]	650.24	
under washer (N/mm ²)	[p]	104.79	

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

Mounting-Pretension force (N)	[FMmin]	2259.48	
Torsional stress (N/mm ²)	[τs_FMmin]	57.89	
Tensile stress (N/mm ²)	[σz_FMmin]	162.26	
Equivalent stress in mounting state (N/mm ²)	[σred.M_FMmin]	176.17	
Equivalent stress in working state (N/mm ²)	[σred.B_FMmin]	169.83	
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmin]	1.75	
Loose torque (Nm)	[ML_FMmin]	0.36	
Tightening torque, nut (Nm)	[MAM_FMmin]	1.59	
Surface pressure			
under bolt head (N/mm ²)	[pK_FMmin]	46.11	
under washer (N/mm ²)	[p]	32.46	
under nut (N/mm ²)	[pM_FMmin]	201.41	
under washer (N/mm ²)	[p]	32.46	

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

Mounting-Pretension force (N)	[FMmax]	3615.17	
Additional clamping force (reserve) (N)	[FKres]	2357.76	
Torsional stress (N/mm ²)	[τs_FMmax]	92.62	
Tensile stress (N/mm ²)	[σz_FMmax]	257.85	
Equivalent stress in mounting state (N/mm ²)	[σred.M_FMmax]	281.87	
Equivalent stress in working state (N/mm ²)	[σred.B_FMmax]	270.03	
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmax]	2.81	
Loose torque (Nm)	[ML_FMmax]	1.06	
Tightening torque, nut (Nm)	[MAM_FMmax]	2.55	
Surface pressure			
under bolt head (N/mm ²)	[pK_FMmax]	73.27	
under washer (N/mm ²)	[p]	51.58	

under nut (N/mm ²)	[pM_FMmax]	320.07
under washer (N/mm ²)	[p]	51.58
Residual clamp load (N)	[FKR]	375.00
Permissible equivalent stress (N/mm ²)	[σ.Mzul]	576.00
Permissible equivalent stress (N/mm ²)	[σ.Bzul]	640.00
Support area		
under bolt head (mm ²)	[ApK]	49.91
under washer (mm ²)	[Ap]	70.90
under nut (mm ²)	[ApM]	11.43
under washer (mm ²)	[Ap]	70.90
Permissible surface pressure		
under bolt head (N/mm ²)	[pKzul]	1500
under washer (N/mm ²)	[pzul]	325.00
under nut (N/mm ²)	[pMzul]	1250
under washer (N/mm ²)	[pzul]	325.00
Shearing strength Screw (N/mm ²)	[τBS]	520.00

Summary:

The yield point must not be exceeded.

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

Safety against yield point	[SF]	2.37
Safety against fatigue	[SD]	41.92
Safety against pressure	[SP]	3.91

Calculation with maximum attained pretension force:

Safety against yield point	[SF]	1.17
Safety against fatigue	[SD]	41.92
Safety against pressure	[SP]	1.92

Calculation with minimum attained pretension force:

Safety against sliding	[SG]	7.29
Safety against shearing	[SA]	49.17

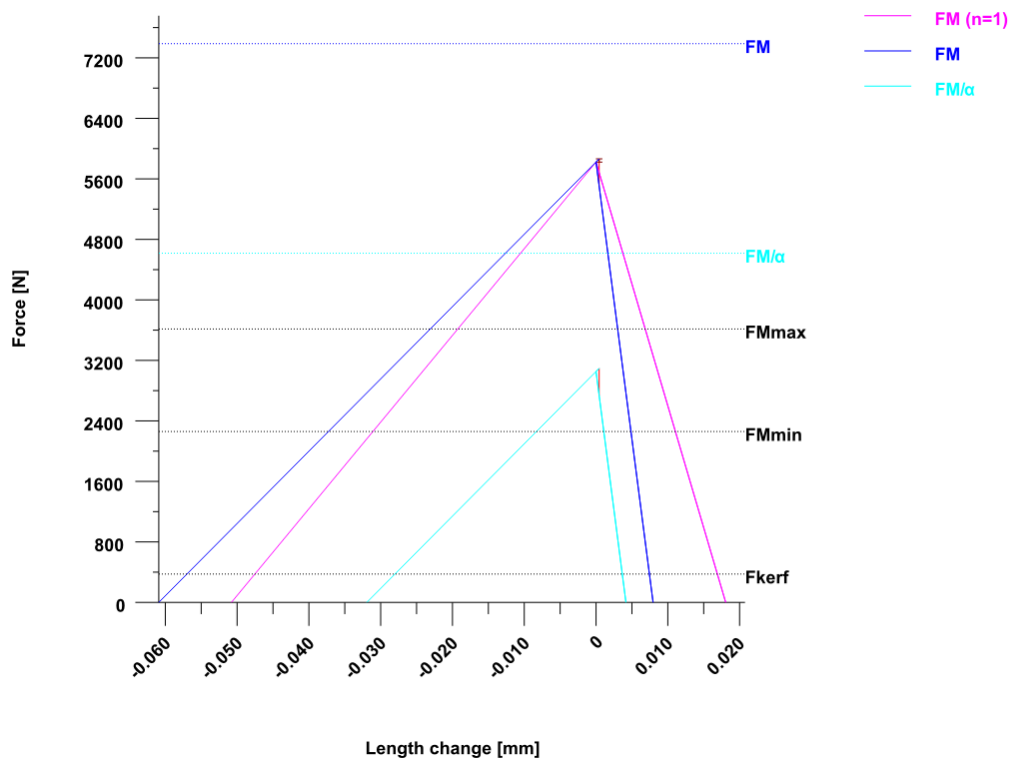


Figure: Display of the clamping diagram

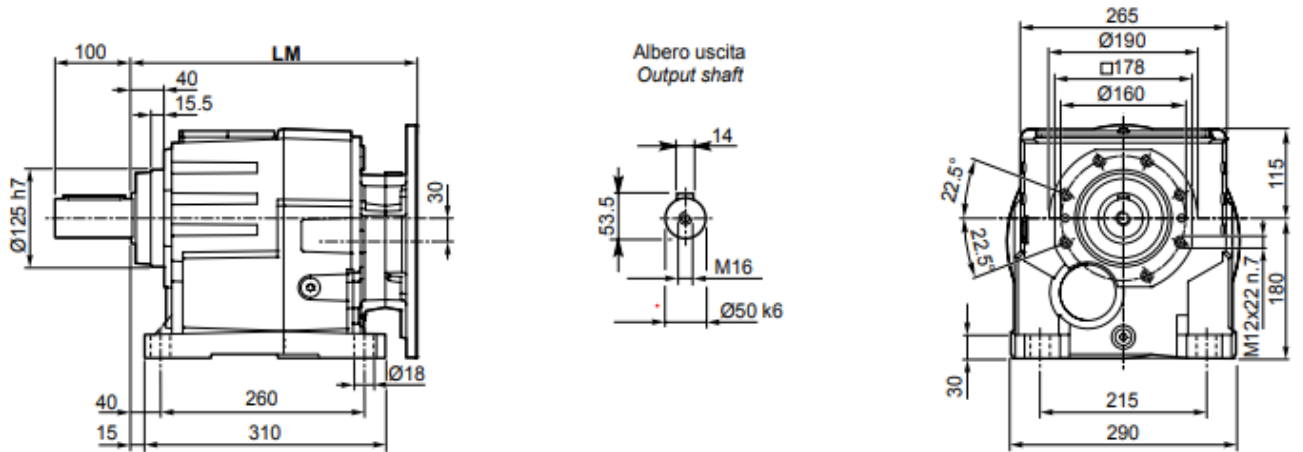
Remarks:

- The safeties (SF, SD, SP) are calculated according to VDI2230.
- The safety against sliding ($SG = FKR/FKerf$) is calculated with FM/α .
- Safety against shearing $SA = \tau BS \cdot As/Q \geq 1.1$;
- The calculation of the normal values for 90% utilization factor (Preload and tightening torque) follows the corresponding equation according to VDI 2230. These values correspond with the values in the tables in the VDI Standard. Small differences may however occur..
- Surface pressure under washers: Maximum external diameter for calculating the support area is $d_w + 1.6 \cdot h_s$ (VDI 2230: 2015, Formula 194).
- Total required clamp load according to (R2/4): $FKerf \geq \text{Maxi}(FKA + FKP, FKQ)$

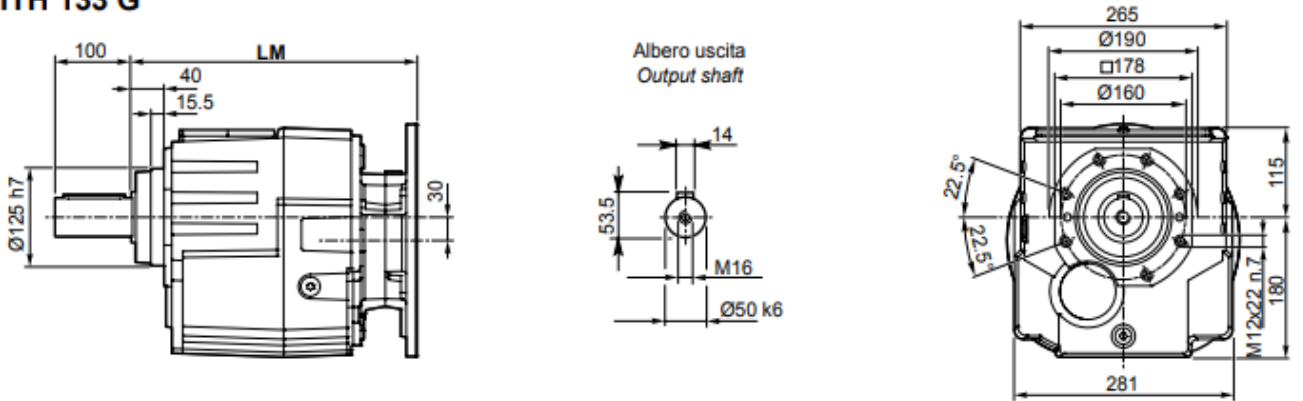
PŘÍLOHA č. 3

Katalogové údaje čelních převodovek

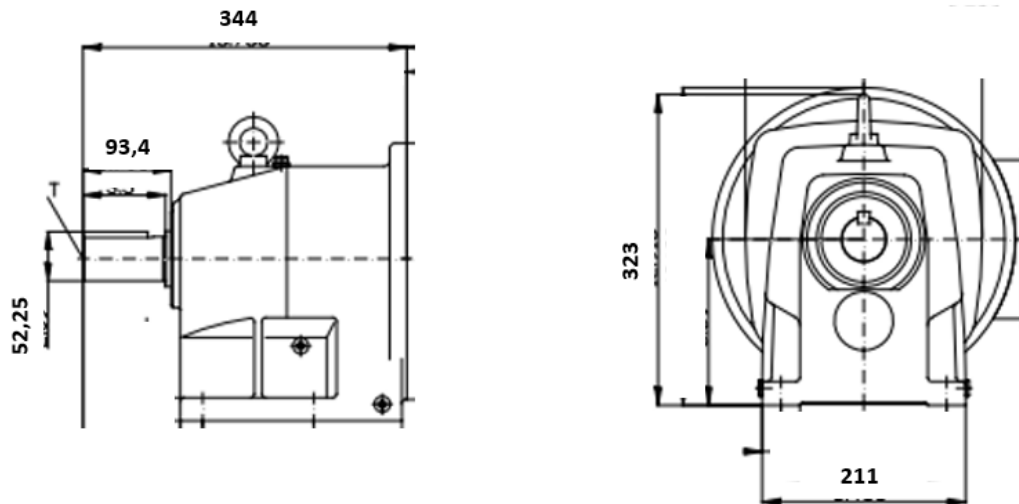
ITH 132 U
ITH 133 U



ITH 132 G
ITH 133 G

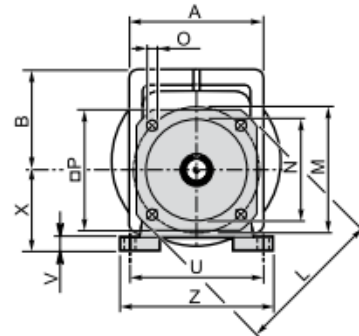
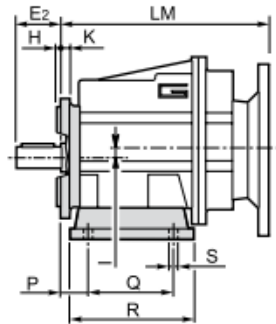
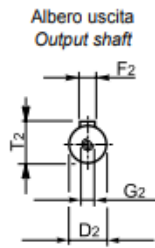


Obrázek 1 ITH 132 U, RAVEO



Obrázek 2 - NORD SK42

CMG..2 H../F..

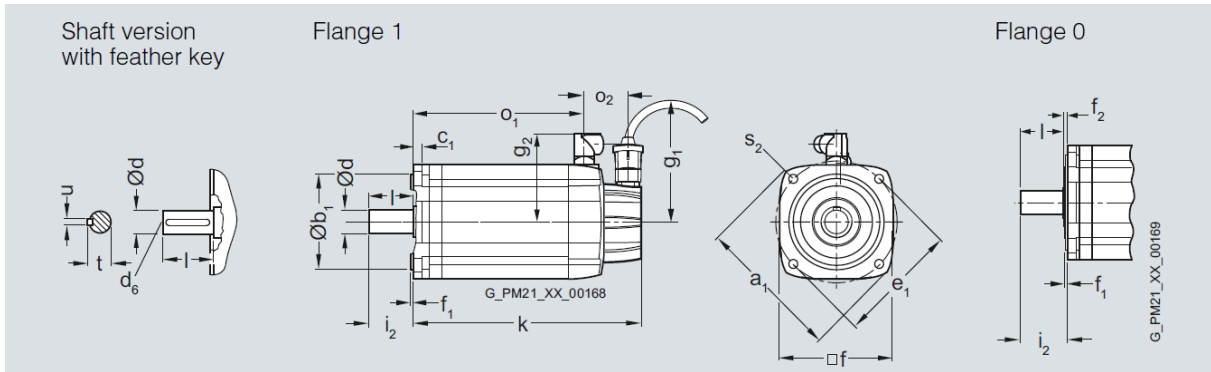


CMG CMGIS	A	B	I	J	LM	LR	Albero entrata / Input shaft					Albero uscita / Output shaft					Peso / Weight [kg]	
							D ₁ h6	E ₁	F ₁	G ₁	T ₁	D ₂ h6	E ₂	F ₂	G ₂	T ₂	CMG	CMGIS
							002	92	81.5	0	44	143 ¹⁾ 153 ²⁾	140	14	30	5	M6	16
012	124	93	6.5	45	195	187	16	40	5	M6	18	20	40	6	M6	22.5	5.3	5.0
013		112	43		268	260											7.8	7.5
022	124	98	11.5	45	205	197	16	40	5	M6	18	25	50	8	M8	28	6.2	5.9
023		117	48		278	270											8.7	8.4
032	156	118	5	70	237	229.5	19	40	6	M6	21.5	30	60	8	M10	33	11.3	11.2
033			41.5		303	295											16	5
042	156	128	15	70	250	242.5	19	40	6	M6	21.5	35	70	10	M12	38	13.2	13.1
043			51.5		316	308											16	5
052	190	157	20	88	307.5	286.5	28	60	8	M10	31	40	80	12	M16	43	37.5	37.8
053			68		380	373											19	40

Obrázek 3 CMG 052, RAVEO

PŘÍLOHA č. 4

Data motoru Siemens



Three-phase servomotor 1FT7085 - 7WH7			
Technical specifications	Symbol	Unit	Value
Configuration data:			
Rated speed	n_N	rpm	4500
Rated torque (100K)	$M_{N(100K)}$	Nm	33
Rated current (100K)	$I_{N(100K)}$	A	48
Static torque (100K)	$M_{0(100K)}$	Nm	43
Stall current (100K)	$I_{0(100K)}$	A	58
Static torque (60K)	$M_{0(60K)}$	Nm	34
Stall current (60K)	$I_{0(60K)}$	A	46
Optimum operating point:			
Optimum speed	n_{opt}	rpm	4500
Optimum power	P_{opt}	kW	15.5
Limiting data:			
Max. permissible speed (mech.)	$n_{max\ mech}$	rpm	8000
Maximum torque	M_{max}	Nm	105
Maximum current	I_{max}	A	205
Motor data:			
No. of poles	2p		8
Torque constant (100K)	k_T	Nm/A	0.74
Voltage constant (at 20 °C)	k_E	V/1000 rpm	47.5
Winding resistance (at 20 °C)	R_{Str}	W	0.046
Rotating field inductance	L_D	mH	1.2
Electrical time constant	T_{el}	ms	26
Mechanical time constant	T_{mech}	ms	0.5
Thermal time constant	T_{th}	min	10
Moment of inertia	J_{mot}	$kgm^2 \cdot 10^{-4}$	20.7
Shaft torsional stiffness	C_t	Nm/rad	70000
Weight	m_{mot}	kg	32
Motor data with integrated brake:			
Moment of inertia (with brake)	J_{mot}	$kgm^2 \cdot 10^{-4}$	34.9
Shaft torsional stiffness (with brake)	C_t	Nm/rad	51000
Weight (with brake)	m_{Mot}	kg	35
Data with SINAMICS S120 Booksize:			
Rated converter current	$I_{N\ Inv}$	A	60
Maximum converter current	$I_{max\ Inv}$	A	120
Max. torque (converter operation)	$M_{max\ Inv}$	Nm	79
Max. permissible speed (converter operation)	$n_{max\ Inv}$	rpm	8000
The rated data are valid for a 600 V DC-link voltage			