

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N0715A270017 - Konstruování strojů a
technických zařízení
Studijní specializace: Konstruování výrobních strojů a zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Návrh středového pohonu elektrokola

Autor: Bc. Jan Rozsypal
Vedoucí práce: Doc. Ing. Ladislav Němec, CSc
Konzultant: Ing. Vít Prošek, ZF Engineering

Akademický rok 2022/2023

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
Fakulta strojní
Akademický rok: 2022/2023

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Bc. et Bc. Jan ROZSYPAL**
Osobní číslo: **S21N0025K**
Studijní program: **N0715A270017 Konstruování strojů a technických zařízení**
Specializace: **Konstruování výrobních strojů a zařízení**
Téma práce: **Návrh středového pohonu elektrokola**
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

Zásady pro vypracování

Základní požadavky:

Cílem diplomové práce je vypracování návrhu středového pohonu elektrokola s důrazem na strukturální FEM výpočty a výpočty životnosti. V teoretické části se má provést rešerše vhodných převodových mechanismů pro danou aplikaci, především harmonické, cykloidní a sdružené planetové převodovky a vybrat vhodný elektromotor. Pomocí rozhodovací matice a principů EDS provést vyhodnocení konstrukčních variant z hlediska překážek použitelnosti. Dále pak dořešit nejvýhodnější návrh z hlediska strukturálních a únavových výpočtů klíčových komponent, výstupních parametrů a vytvořit modelovou a výkresovou dokumentaci.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání

Osnova práce

1. *Uvedení do problematiky, rešerše dosavadních řešení.*
2. *Specifikace požadavků, analýza a hodnocení dosavadních řešení.*
3. *Návrh alternativ koncepčního řešení, hodnocení a výběr optimální koncepce.*
4. *Vypracování konstrukčního řešení včetně dokumentace.*
5. *Hodnocení výsledků, shrnutí a závěr*

Rozsah diplomové práce: **40-60 stran**
Rozsah grafických prací: **podle potřeby**
Forma zpracování diplomové práce: **elektronická**

Seznam doporučené literatury:

Doporučená literatura:

- [1] HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojního inženýra I - obecné strojní části. Computer Press, Praha 2000
[2] HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojního inženýra II – převodové mechanismy. Computer Press, Praha 2000

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Ladislav Němec, CSc.**
Katedra konstruování strojů

Datum zadání diplomové práce: **30. listopadu 2022**
Termín odevzdání diplomové práce: **26. května 2023**

L.S.

Doc. Ing. Vladimír Duchek, Ph.D.
děkan

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

V Plzni dne 30. listopadu 2022

Prohlášení o autorství

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

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

V Plzni dne:

.....

podpis autora

Poděkování

Na tomto místě bych rád poděkoval Ing. Vítu Proškovi z firmy ZF Engineering za trpělivé a kvalifikované vedení a podněty po celou dobu tvorby této diplomové práce. Dle děkuji Doc. Ing. Ladislavu Němcovi, CSc. za zaštitování mé diplomové práce na Západočeské univerzitě. V neposlední řadě děkuji své rodině za podporu a trpělivost během celé doby studia.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Rozsypal	Jméno Jan	
STUDIJNÍ PROGRAM	N0715A270017 Konstruování strojů a technických zařízení		
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Němec, CSc.	Jméno Ladislav	
PRACOVISŤE	ZČU - FST – KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Návrh středového pohonu elektrokola		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2023
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	73	TEXTOVÁ ČÁST	70	GRAFICKÁ ČÁST	3
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	Diplomová práce je konstrukční návrh středového pohonu elektrokola. Důraz je kladen na výpočet jednotlivých převodových variant a výběr vhodného mechanismu z hlediska rozměrů a účinnosti. Všechny převodové mechanismy byly analyticky ověřeny z hlediska napětí a únosnosti, některé pomocí FEM simulace
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	Ebike, převodovka, elektromotor, pedelec, EMTB, cykloidní, planetová, flexspline, harmonická, FEM

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Rozsypal	Name Jan	
STUDY PROGRAMME	N0715A270017 Design engineering of machines and technical devices		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Němec, CSc.	Name Ladislav	
INSTITUTION	ZČU - FST – KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	EMTB drive design		

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

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	73	TEXT PART	70	GRAPHICAL PART	3
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	This diploma thesis is a design of drive for electric mountain bike with emphasis on calculation of each variant of drive and selection of most appropriate variant concerning dimensions, weight and efficiency. Some of the drives were calculated analitically, some through FEM simulation.
KEY WORDS	EBike, gearbox, emotor, pedelec, EMTB, cycloidal, planet gearbox, flexspline, harmonic, FEM

Obsah

Úvod.....	1
2 Analýza problémové situace	2
2.1 Standardy, legislativa.....	2
2.2 Schéma pohonu.....	3
2.2.1 24V síť.....	4
2.2.2 36V síť.....	4
2.2.3 48V síť.....	4
2.2.4 Motorová jednotka	4
3 Průzkum stavu techniky	7
3.1 Bosch CX Line	7
3.2 Shimano EP8	8
3.3 TQ HPR50.....	9
3.4 Průzkum stavu techniky – shrnutí	10
4 Rešerše	11
4.1 Rešerše převodových mechanismů.....	11
4.1.1 Sdružená planetová převodovka.....	11
4.1.2 Harmonická převodovka	13
4.1.3 Cykloidní převodovka	15
5 Specifikace požadavků	16
5.1 Návrhový výpočet zatížení systému	18
5.2 Návrhový výpočet jednotlivých variant	24
5.2.1 Sdružená planetová převodovka.....	24
5.2.2 Harmonická převodovka	36
5.2.3 Cykloidní převodovka	42
5.2.4 Excentrická převodovka	47
5.2.5 Porovnání účinností.....	55
5.3 Shrnutí	57
6 Dopracování výsledného řešení	60
6.1 Omezení vyplývající ze zadání.....	60
6.2 Skříň.....	61
6.3 Mazání	62
6.4 Spojení hnané hřídele motoru a osy pedálů.....	62
6.5 Řídící obvod a senzory	63
6.6 E-Motor	63

6.7	Převodový a hnací mechanismus.....	63
6.8	Výsledný mechanismus	65
6.8	Kontrola výstupního ložiska.....	65
7	Závěr.....	67
8	Bibliografie.....	68
	Příloha 1 – výkres sestavy	74
	Příloha 2 – Výkres Flexspline	75

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
e-MTB	Horské elektrokolo
z	Počet zubů menšího kola
z'	Počet zubů většího kola
ε_E	Koeficient záběru
β	Uhel šikmého ozubení
η_v	Účinnost ozubeného převodu
f	Koeficient tření
ξ	Činitel ztrát v čelním ozubení
K_v	Dynamický součinitel
F_t	Tečná síla
F_N	Normálová síla
K	Tuhost
E_p	Potenciální energie
W	Práce
i	Převodový poměr
J	Moment setrvačnosti
HBR	Tvrдость Brinella
b	šířka ozubeného kola
S_{ohyb}	Bezpečnost ohybu v patě zubu
S_H	Bezpečnost pro Hertzovy tlaky

Seznam obrázků

Obrázek 1 – Patent prvního elektropohonu [2]	2
Obrázek 2 – základní schéma prvků pohonu e-MTB [6]	3
Obrázek 3 – bezpřevodový (Direct Drive) a převodový (Geared) motor [9]	5
Obrázek 4 – uložení akumulátoru nad motorem ve středu rámu [14]	6
Obrázek 5 – uložení přídavného akumulátoru na rámu (primární akumulátor je uložen uvnitř trubky rámu) [14]	7
Obrázek 6 – uložení přídavného akumulátoru v držáku na lahev [14]	7
Obrázek 7 – Převodové soukolí Bosch CX [21]	8
Obrázek 8 - Převodové soukolí Shimano EP8 [20]	9
Obrázek 9– převodového mechanismu TQ HPR50 [24]	10
Obrázek 10 – schéma jednosměrných spojek na TQ HPR50 [24]	11
Obrázek 11 – Schéma sdružené planetové převodovky K-K [27]	10
Obrázek 12 – Schémata planetových převodovek a vzorce převodu [28]	12
Obrázek 13 – Schémata rozložení planetového převodu [30]	13
Obrázek 14 – Schémata rozložení planetového převodu [30]	13
Obrázek 15 – Fáze pohybu harmonického převodu [27]	14
Obrázek 16 – Geometrie zubu flexspline [32]	14
Obrázek 17 – Porovnání standardní geometrie zubu (rovnoboký nebo evolventní) a IH profil [37]	14
Obrázek 18 – Schéma cykloidní převodovky [27]	15
Obrázek 19 – fáze záběru cykloidní převodovky [27]	16
Obrázek 20– Výkonové charakteristiky konkurenčních systémů [16]	17
Obrázek 21 – graf naměřených veličin (zelená – kadence, modrá – rychlost, černá – převýšení)	17
Obrázek 22 – Model pro návrhový výpočet	18
Obrázek 23 – Návrh výpočtového modelu v SW simulation X	20
Obrázek 24 – Charakteristika rychlosti po přeřazení	20
Obrázek 25 – Charakteristika amplitudy momentu po přeřazení	21
Obrázek 26 – schéma složené planetové převodovky	24
Obrázek 27 – Schéma sdružené planetové převodovky [28]	25
Obrázek 28 – Schéma převodovky	26
Obrázek 29 – silové zatížení zubu [36]	27
Obrázek 30 – tabulka koeficientů Y [36]	28
Obrázek 31 – grafy pro vyhodnocení napětí v ohybu zubu [36]	31

Obrázek 32 – Materiálové vlastnosti pro výpočet Hertzova tlaku	31
Obrázek 33 – Tabulka dynamických součinitelů [36]	32
Obrázek 34 – Rozsah meze únavy v dotyku [36]	33
Obrázek 35 – Návrhový model sdružené převodovky v SW KISSsys	34
Obrázek 36 – Návrhový model Slunce a vstupního planetového kola v SW KISSsys	34
Obrázek 37 – Návrhový výpočet vstupní planety a pevné koruny v SW KISSsys	35
Obrázek 38 – Návrhový model výstupního planetového soukolí v SW KISSsys	35
Obrázek 39 – Schéma harmonického převodu	36
Obrázek 40 – závislost momentu tř. sil na vstupních otáčkách ([39]	37
Obrázek 41 – Účinnosti harm. v záv. na otáčkách [42]	41
Obrázek 42 – Rozložení sil v harmonické převodovce [43]	39
Obrázek 43 – Model deformace flex splinu	40
Obrázek 44 – Model a výstup z FEM simulace deformace flexsplinu	40
Obrázek 45 – Model s výstup z druhé FEM simulace Flex spline	41
Obrázek 46 – výstup z druhé FEM simulace Flex spline – detail napětí v záběru	42
Obr. 47 – Průběh účinnosti v závislosti na natočení vstupní hřídele [44]	42
Obrázek 48 a-d – průběhy sil na výstupních pinech	43
Obrázek 49 – průběh reakce v ložisku disku	44
Obrázek 50 – zjednodušený model cykloidní převodovky	44
Obrázek 51 – Model cykloidní převodovky	44
Obrázek 52 – Závislost účinnosti cykloidní převodovky na převodu [44]	45
Obrázek 53 – Výstup z FEM simulace	46
Obrázek 54 – Výstup z FEM simulace Detail na výstupní pin a záběr zubů	47
Obrázek 55 – Ukázka kolizí v záběru vnitřního ozubení s rozdílem $z_2 - z_1 = 1$	48
Obrázek 56 – Excentrická převodovka	48
Obrázek 57 – geometrie ozubení excentru	49
Obrázek 58 – geometrie ozubení vstupní koruny	49
Obrázek 59 – geometrie ozubení výstupní koruny	49
Obrázek 60 – rozložení sil na excentru	50
Obrázek 61 – druhá koncepce excentrického převodu	52
Obrázek 62 – Silová rovnováha na excentru (žlutá)	52
Obrázek 63 – Model excentro-planetové převodovky	54
Obrázek 64 – grafy pro vyhodnocení napětí v ohybu zubu [36]	55
Obrázek 65 – Graf vývoje účinností jednotlivých variant	56
Obrázek 66 – Hodnocení porovnávaných TS	59

Obrázek 67 – Celkové vyhodnocení vhodnosti jednotlivých variant	60
Obrázek 68 – Rozstřel housingu převodovky	61
Obrázek 69 – Těsnění housingu	61
Obrázek 70 –Řez elementy volnoběžky mezi osou pedálů a výstupní hřídelí	62
Obrázek 71–E-motor a řídicí jednotka	63
Obrázek 72 –Komponenty harmonického převodu	64
Obrázek 73 –Řez pohonem	64
Obrázek 74 –Řez sestavy	65
Obrázek 75 – Výpočet životnosti ložiska na výstupním hřídeli	66

Seznam tabulek

Tabulka 1 – schéma uložení motorové jednotky [10]	5
Tabulka 2 – Popis vlastností článků [11], [12]	6
Tabulka 3 – Parametry jednotky Bosch CX [17]	8
Tabulka 4 - Parametry jednotky Shimano EP8 [19]	8
Tabulka 5 - Parametry jednotky TQ HPR50 [22],[23]	9
Tabulka 6 – Rozsahy účinností ozubených převodů [29]	11
Tabulka 7 – specifikace požadavků ze zadání	16
Tabulka 8 – Výstup z výpočtu ozubení sdružené planetové převodovky	25
Tabulka 9 – Kontrola podmínek smontovatelnosti	26
Tabulka 10 – Převod a moduly zvolené pro výpočet	26
Tabulka 11 – Bezpečnosti ohybového napětí v patě zubu	30
Tabulka 12 – Parametry pro výpočet Hertzových tlaků a ohybového napětí	33
Tabulka 13 – Shrnutí výsledků Hertzových tlaků pro jednotlivé záběry	34
Tabulka 14 – Parametr členů mechanismu	34
Tabulka 15 – Lineární interpolace účinnosti pro jednotlivé převody dle obr.41 [42]	38
Tabulka 16 – parametry mechanismu	39
Tabulka 17 – Shrnutí výsledků Hertzových tlaků	40
Tabulka 18 – Parametry členů mechanismu	45
Tabulka 19 – síly v ozubení	45
Tabulka 20 – Hertzovy tlaky a bezpečnost	45
Tabulka 21 – závislost účinnosti na převodu cykloidní převodovky	45
Tabulka 22 – Vstup FEM simulace	46
Tabulka 23– Parametry členů mechanismu	48
Tabulka 24 – Síly v mechanismu	51
Tabulka 25 – Parametry pro výpočet Hertzových tlaků	51
Tabulka 25 – Hertzovy tlaky	51
Tabulka 26 – Parametry členů mechanismu	52
Tabulka 27 – Hertzovy tlaky	53
Tabulka 28 – Parametry členů mechanismu	54
Tabulka 29 – Bezpečnosti v ohybu a Hertzovy tlaky	55
Tabulka 30 – Porovnání účinností jednotlivých systémů	56
Tabulka 31 – Porovnání hmotností jednotlivých systémů	57

Tabulka 32 – Hodnoty vstupující do rozhodovací matice	57
Tabulka 33 – Nejlepší a nejhorší hodnoty jednotlivých variant	58
Tabulka 34 – Výpočet celkové vhodnosti jednotlivých variant dle vážených hodnot	59
Tabulka 35 – Porovnání výsledných a požadovaných rozměrů	65

1 Úvod

Tato diplomová práce se popisuje vývoj pohonného mechanismu pro horské elektrokolo, vyvíjený v rámci firmy ZF.

V teoretické části práce je popsána legislativa související s elektrokoly a základní konstrukční prvky pohonů pro elektrokola a jejich varianty. Dále je proveden průzkum stavu techniky a porovnání obdobných konstrukcí od konkurenčních firem s důrazem na použitý převodový mechanismus, který bude stěžejním konstrukčním prvkem vyvíjeného pohonu. Z tohoto důvodu bude dále popsán princip fungování planetových, harmonických a cykloidních převodovek, které se v daných mechanismech vyskytují.

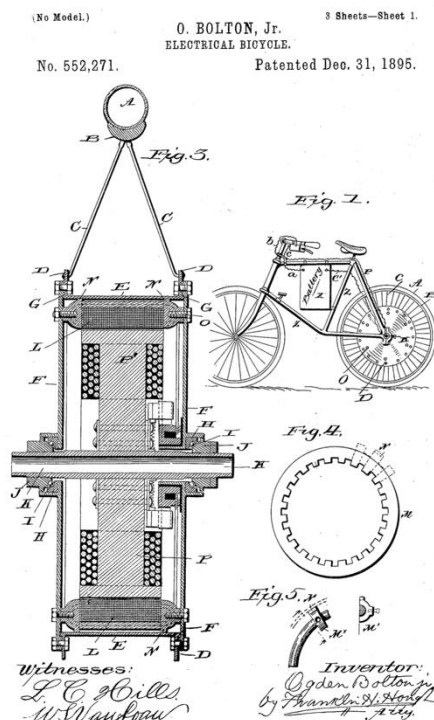
Dále bude provedena rešerše a výběr vhodného elektromotoru z hlediska zástavbových požadavků a výkonových charakteristik.

Závěrem teoretické části bude volba vhodného převodového mechanismu a vhodného elektromotoru.

V praktické části bude provedeno dopracování výsledného návrhu z hlediska ostatních konstrukčních částí a případné dopracování výpočtů.

2 Analýza problémové situace

Původní myšlenka elektrokola není nikterak nová. První patent na elektrický pohon pro bicykl byl zaznamenán již v roce 1895 [1]. Nicméně až pokrok v technologii, který umožnil minimalizaci pohonu a hmotnosti baterií na přijatelné rozměry, umožnil současný raketový rozvoj elektro cyklistiky.



Obrázek 1 – Patent prvního elektropohonu [2]

Tento fenomén je podporován z velké míry také současným trendem ekologické mobility, díky které se stává kolo nejen doménou sportovců, ale obecně všech lidí, kteří hledají ekologický a zdravější způsob dopravy, kterým je možné do jisté míry nahradit např. automobilovou dopravu. Jen v Číně bylo v roce 2019 již v provozu 200 milionů elektrokol [3].

S rozvíjejícím se trendem elektrocyklistiky a dalším pokrokem v technologiích se díky firmám jako Shimano, Bosch nebo TQ dostává elektropohon i do oblasti horských kol, což otvírá tento segment i pro méně sportovně zdatné zájemce. Lze očekávat, že v budoucnu bude tento trend zesilovat.

2.1 Standardy, legislativa

Z legislativního hlediska jsou přesně definovány parametry, za kterých je e-bike považován za klasický bicykl a nikoli za tzv. elektrický motocykl [4].

Pro aplikaci e-MTB se jedná o tzv. systém pedelec, což znamená, že motor v jízdním režimu pracuje pouze při zapojení lidské síly, nikoliv jako samostatný pohon. V evropské normě [5] je definován systém EPAC (electrically power assisted cycle) jako: „bicykl, vybavený

pedály a pomocným elektrickým pohonem, který nemůže být poháněn výhradně tímto pohonem, s výjimkou start-up asistenčního módu.“

Další kritéria pro uznání prostředku za elektrokolo dle [5], jsou následující požadavky, které jej čl.1 [6] vyjímají z okruhu platnosti této direktivy [6].

- (a) Vozidla s maximální navrženou rychlostí 6km/h
- (b) Vozidla určená pro řízení chodcem
- (c) Vozidla určená pro fyzicky postižené
- (d) Vozidla určená pro užití při soutěžích na silnici nebo v mimo silnici
- (e) Vozidla používaná pře zavedením direktivy 92/61/EEC
- (f) Traktory a stroje pro zemědělské a podobné využití
- (g) Vozidla navržená pro jízdu v terénu s koly rozloženými symetricky s jedním kolem v předu a dvěma vzadu.
- (h) Bicykly s asistencí k pedálům vybavené přídavným elektromotorem s maximálním nominálním výkonem 0,25 kW, který je postupně snižován až úplně přerušen, když vozidlo dosáhne rychlosti 25 km/h nebo dříve, pokud cyklista přestane šlapat.

...

Pro e-MTB jsou relevantní především odstavce a, h, které definují výkon a nastavení pohonu. Vzhledem k bodu a je možné zachovat běh elektromotoru i bez šlapání do rychlosti 6 km/h, např. při tlačení kola do kopce. Maximální povolený výkon je 0,25 kW, nicméně špičkové výkony mohou být vyšší a některé motory mají i vyšší nominální výkony, které jsou ale aktivované jen mimo silniční komunikace. [7]. Legální status různých variant elektrokol je detailně popsán v [3].

2.2 Schéma pohonu



Obrázek 2 – základní schéma prvků pohonu e-MTB [6]

Elektrické pohony u elektrokol pracují dle (9) na 24 V-72V architektuře. Pro standardní pedelec bicykly dle evropské legislativy se užívá především rozsah 24 V-48V.

2.2.1 24V síť

24V síť se užívá v menší míře např. pro městská kola (E-city bike), kde nejsou velké nároky na okamžitý výkon (2).

2.2.2 36V síť

36V je nejrozšířenější architektura, poskytující dostatečný výkon pro většinu městských i terénních aplikací.




2.2.3 48V síť

48V se používá pro sportovní elektrokola, která vyžadují vysoký moment při výjezdu do prudkých kopců, rozjezdů v terénu atd. Lze je použít pro motory s vyšším jmenovitým výkonem (350W), který je možné aktivovat právě v terénu mimo komunikace.

Základními komponenty elektrického pohonu je motorová jednotka a baterie. Tyto dva komponenty jsou doplněny sadou senzorů a řídicí jednotkou, která dle vstupů od jezdce a senzorů ovládá elektromotor.

2.2.4 Motorová jednotka

Pohonnou jednotkou je ve většině dnešních elektrokol Stejnoseměrný bezkartáčový motor (BLDC) se jmenovitým výkonem 250 W. Součástí motorové jednotky je obvykle i převodový mechanismus, umožňující dosažení vyššího kroutícího momentu a u novějších variant i řídicí jednotka a měnič.

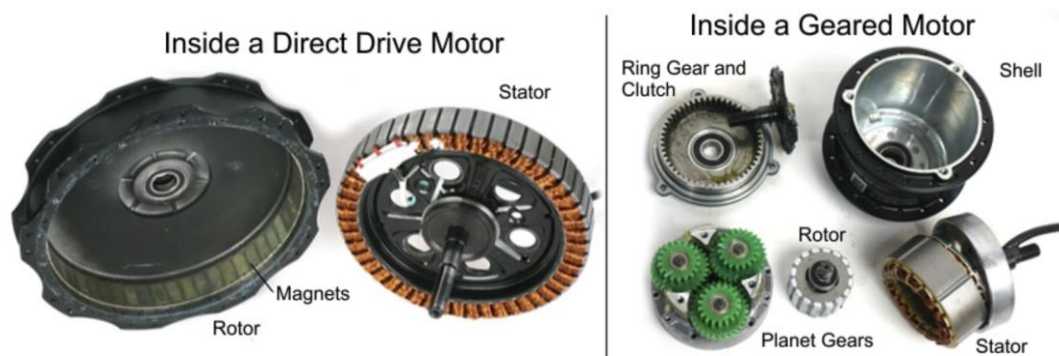
ULOŽENÍ MOTORU		PLUSY	MÍNUSY
VE STŘEDU (všestranné využití, vč. těžkého terénu)		<ul style="list-style-type: none"> + vhodné i do nejnáročnějších podmínek (těžká a dlouhá stoupání, dálkové trasy) + nejnižší spotřeba energie = dlouhé dojezdy + nejvyšší dostupné výkony motorů + optimální těžiště díky soustředění hmotnosti motoru (a baterie) ke středu a spodní části elektrokola + celkově nejlepší jízdní vlastnosti oproti motorům v nábojích + přirozený pocit z jízdy = přesné dávkování výkonu + i při dlouhodobé zátěži je motor stále relativně tichý + nízká poruchovost = vysoká spolehlivost + v případě defektu jednoduchá oprava = není třeba speciálního nářadí jako u motorů v nábojích 	<ul style="list-style-type: none"> - vyšší cena oproti motorům v nábojích - kratší životnost převodových součástí (řetězu, pastorků, taliřů cca o 20%) - velký zájem = horší dostupnost (motorů i náhradních dílů)
V ZADNÍM NÁBOJI (město, lehčí terén)		<ul style="list-style-type: none"> + nižší cena oproti středovému motoru + dostatečný výkon pro většinu běžných jízdních situací + dobry přenos síly ve stoupání na vozovku + rozšířenost a dostupnost náhradních dílů = levný servis 	<ul style="list-style-type: none"> - nerovnoměrné rozložení hmotnosti (soustředí se do zadní části elektrokola) = rychlejší opotřebení jeho částí a horší ovladatelnost - menší citlivost při dávkování výkonu motoru (chybí torzní tlakový snímač na pedálech) - při dlouhotrvajícím větším zatížení (např. v kopcích) snížený výkon a zvýšená hlučnost motoru - komplikovaná oprava defektu zadního kola (potřeba speciálního nářadí) - vyšší spotřeba energie oproti středovému motoru = kratší dojezdy
V PŘEDNÍM NÁBOJI (město)		<ul style="list-style-type: none"> + nízká cena oproti středovému motoru a motoru v zadním náboji + rovnoměrné rozložení hmotnosti, pokud je baterie umístěna na nosiči nebo za sedlem 	<ul style="list-style-type: none"> - zatížení předního kola = rychlejší opotřebení jeho částí (vč. odpružené vidlice) - zatížení předního kola = horší ovladatelnost v náročných jízdních situacích (zatáčky) - menší citlivost při dávkování výkonu motoru (chybí torzní tlakový snímač na pedálech) - při dlouhotrvajícím větším zatížení (např. v kopcích) snížený výkon a zvýšená hlučnost motoru - omezený přenos hnací síly na vozovku a riziko pádu díky možnému proklouznutí předního kola (stoupání, sjezdy, zatáčky, nerovný nebo mokry povrch) - vyšší spotřeba energie oproti středovému motoru = menší dojezdy

Tabulka 1 – schéma uložení motorové jednotky [10]

Jak je patrné z tab. 1, motorová jednotka může být umístěna buďto v náboji nebo ve středu. Každá varianta má svá specifika, detailně popsána v tab. 1.

2.2.4.1 Motor v náboji

Motor v náboji je vhodný především pro městská kola. Existuje v bezpřevodové a převodové variantě, kde je doplněn planetovým převodem, viz obr. 3.



Obrázek 3 – bezpřevodový (Direct Drive) a převodový (Geared) motor [9]

2.2.4.2 Akumulátor elektrokola

Akumulátor představuje zřejmě nejdražší komponent pohonu elektrokola. Existuje velké množství variant v závislosti na kapacitě, umístění a druhu použití.

Z technologického hlediska se akumulátory dělí několik kategorií:

Typ článku	Výhody	Nevýhody
MiMH	-Vysoká kapacita a spolehlivost -Rychlé nabíjení	-Vysoký paměťový efekt -Nízká energetická hustota (až 3x nižší, než u Li-Ion)
LiFePO ₄	-Nižší výrobní náklady -Netoxická -Dobrá teplotní stabilita -Vysoký počet cyklů	-Větší rozměry a hmotnost (menší energetický hustota, než Li-Ion)
Li-Pol	-Nízké samovybíjení -Energetická hustota	-Citlivé na přebíjení
Li-Ion	-Vysoká kapacita -Vysoký počet nabíjecích cyklů -Nízká hmotnost -Vysoká energetická hustota	-Časová degradace (ztráta kapacity)

Tabulka 2 – Popis vlastností článků [11], [12]

Akumulátor může být uchycen na rámu v několika polohách. Pro e-MTB je z důvodů rozložení hmotnosti (48V baterie váží přibližně 5 kg [13]) obvyklé uložení ve středu rámu. Provedení je patrné z obr. 4-6.



Obrázek 4 – uložení akumulátoru nad motorem ve středu rámu [14]



Obrázek 5 – uložení přídatného akumulátoru na rámu (primární akumulátor je uložen uvnitř trubky rámu) [14]



Obrázek 6 – uložení přídatného akumulátoru v držáku na lahev [14]

Údržba a technické detaily různých typů akumulátorů jsou detailně popsány v [11].

3 Průzkum stavu techniky

Pro porovnání konkurenčních systému byly zvoleny tři varianty pohonných jednotek. Dvě jsou od momentálně zřejmě největších výrobců pohonů pro eMTB, Bosch a Shimano. Poslední je relativně mladá firma TQ Group, který byla vybrána především z důvodu odlišnosti konceptu pohonu (jiný druh převodovky, koaxiální systém), který umožnil zásadně redukovat rozměry a hmotnost celé jednotky a více odpovídá koncepci, ke které zadavatel směřuje (Optimalizace rozměrů a hmotnosti). Všechny tři jednotky pracují se jmenovitým výkonem 250W.

3.1 Bosch CX Line

Řada CX představuje pohonné jednotky s vysokým točivým momentem, určené pro eMTB do terénu. Asistence motoru závisí na zvoleném jízdním režimu a pohybuje se v rozmezí 60-340 % [18]. Pohon umožňuje i tzv. smart walk asistenci, např. při tlačení kola do kopce.

Převodový systém je zde řešen dvoustupňovým předlohovým soukolím, viz obr. 7.

Bosch Line CX	
System řazení	Derailleur
Úroveň dopomoci (%)	340
Max Moment (Nm)	85
Max rychlost dopomoci (km/h)	25
Hmotnost (kg)	2,9

Tabulka 3 – Parametry jednotky Bosch CX [17]



Obrázek 7 – Převodové soukolí Bosch CX [21]

3.2 Shimano EP8

Shimano EP8 má podobnou koncepci a parametry, jako jednotka Bosch CX. Jeden drobný rozdíl představuje o něco nižší maximální úroveň dopomoci, která je 300 %. Shimano také disponuje funkcí pro dopomoc při tlačení kola (smartWalk) a v kombinaci s přehazovačkou Di2 umožňuje Shimano automatické řazení na přehazovačce [19]. Převodový mechanismus je zde řešen opět pomocí dvoustupňového předlohoého převodu.

Shimano EP8	
System řazení	Derailleur
Úroveň dopomoci (%)	300
Max Moment (Nm)	85
Max rychlost dopomoci (km/h)	25
Hmotnost (kg)	3

Tabulka 4 - Parametry jednotky Shimano EP8 [19]



Obrázek 8 - Převodové soukolí Shimano EP8 [20]

3.3 TQ HPR50

TQ HPR50 je nejmenší a nejlehčí z porovnávaných pohonných jednotek. Má sice nejmenší kroutící moment, ale vzhledem k požadavkům zadání je stále dostačující. Oproti předchozím variantám je výrazně lehčí a má i menší rozměry. Toho bylo možné dosáhnout především díky koaxiální koncepci mechanismu a jinému formátu převodovky, který má oproti ostatním výrazně menší profil.

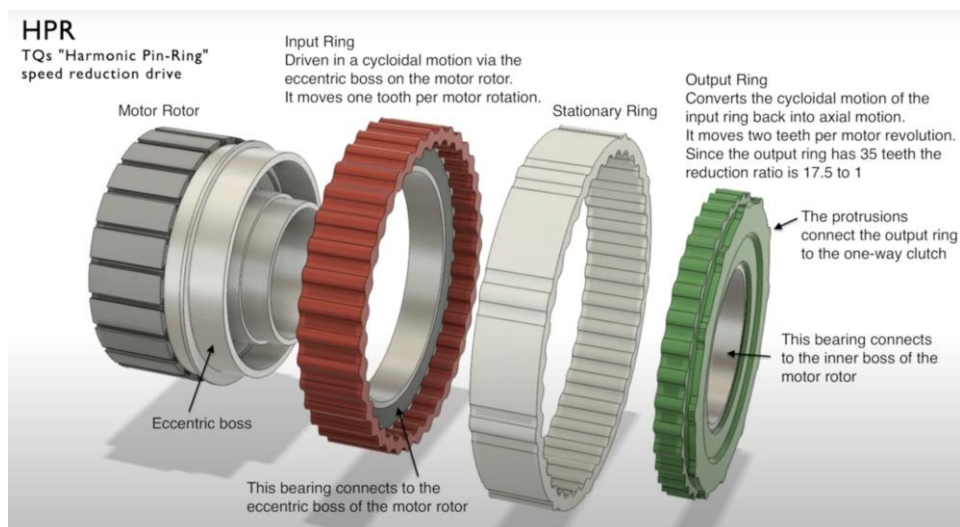
Jedná se o variantu harmonické převodovky s vnitřní a vnější geometrií, kde se ale vnitřní prsteneček nedeformuje, ale excentricky rotuje. Na rozdíl od klasické harmonické převodovky nemá kontakt vzájemně o 180° pootočený, ale dochází k němu zřejmě na sousedních zubech. Geometrie převodu je patrná na obr. 9.

Z Obr. 10 je patrná soustava dvou jednosměrných spojek, které umožňují nezávisle pohyb šlapet v reverzním směru a také šlapat nezávisle na motoru.

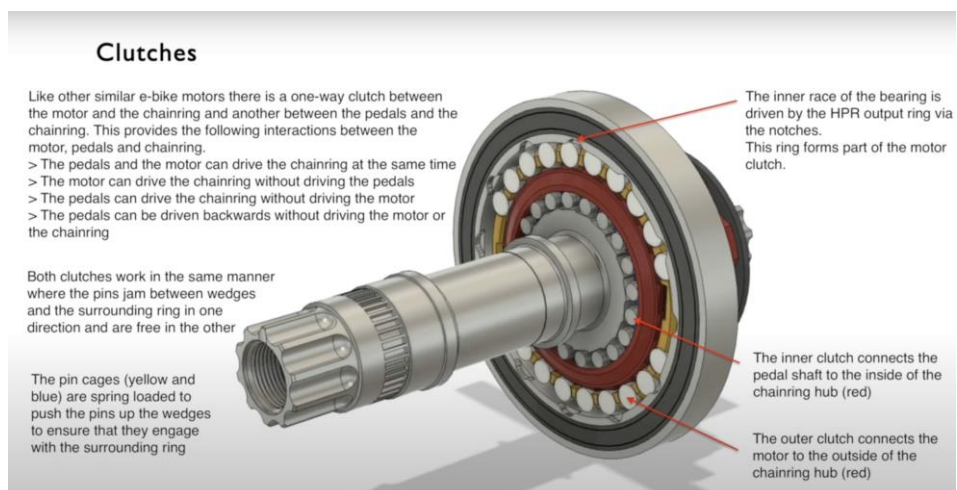
Převodový poměr jednotky TQ HPR50 je překvapivě jen 17.5. Díky tomu jsou otáčky E-motoru výrazně nižší než u konkurence, čímž se dosahuje výrazně tiššího chodu, než u konkurence [25]. Systém je optimalizován na kadenci šlapání 60-80 rpm [25].

TQ HPR50	
System řazení	Derailleur
Úroveň dopomoci (%)	200
Max Moment (Nm)	50
Max rychlost dopomoci (km/h)	25
Hmotnost (kg)	1,8

Tabulka 5 - Parametry jednotky TQ HPR50 [22],[23]



Obrázek 9– převodového mechanismu TQ HPR50 [24]



Obrázek 10 – schéma jednosměrných spojek na TQ HPR50 [24]

3.4 Průzkum stavu techniky – shrnutí

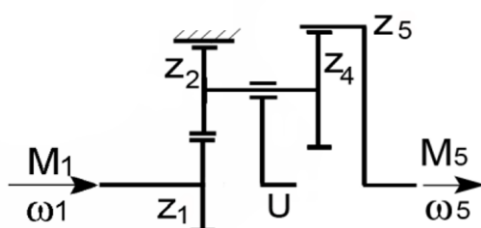
Na základě předchozí rešerše je patrné, že se nabízejí tři možná řešení převodového mechanismu, která umožňují dosažení vysokých převodových poměrů pro zachování kompaktních rozměrů. Prvním je vhodná varianta planetové převodovky, která bude při daném převodu vyhovovat rozměry. Dále se nabízí možnost některé excentrické převodovky. Pro naše využití budeme analyzovat harmonickou a cykloidní převodovku.

4 Rešerše

4.1 Rešerše převodových mechanismů

4.1.1 Sdružená planetová převodovka

Sdružená planetová převodovka je variantou K-K planetové převodovky, která disponuje dvojitým satelitem s různými počty zubů, které obíhají po dvou různých korunových kolech. Dle [27] se jedná o tzv. diferenční převodovku, kde malý změna počtu zubů vede k výraznému navýšení převodového poměru.



Obrázek 11 – Schéma sdružené planetové převodovky K-K [27]

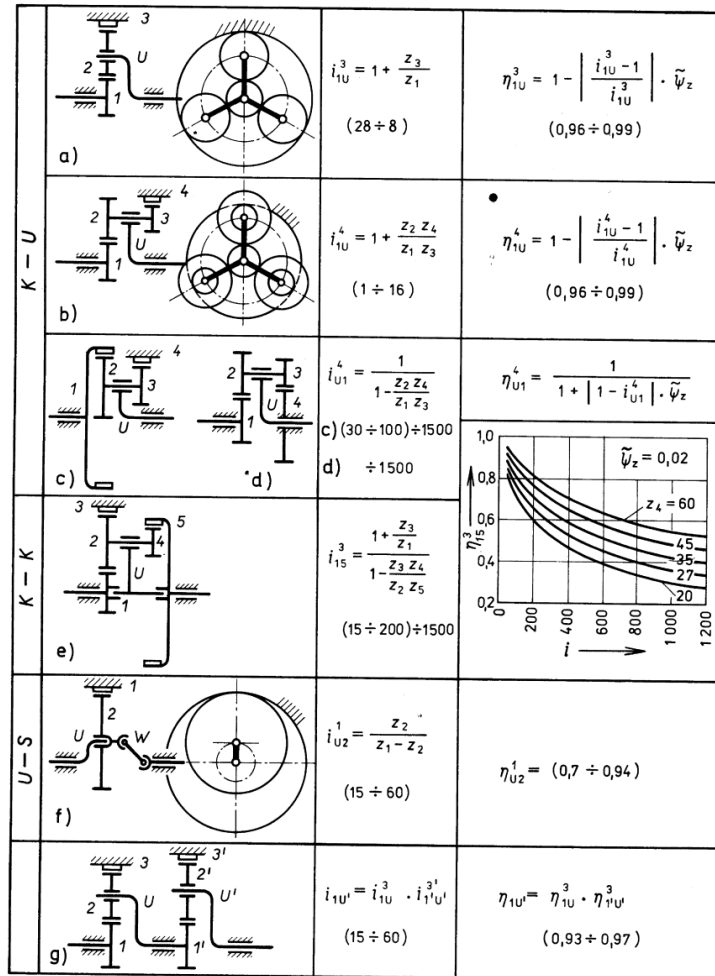
Jak je patrné z Obr.11, sdružená převodovka umožňuje dosažení převodu vyššího, než $i=100$, nicméně s klesající účinností. Celkovou účinnost lze stanovit jako součin účinností jednotlivých záběrů. Ztráty v ozubení lze spočítat např. pomocí činitele ztrát v čelním ozubení, viz (1). Detailně je výpočet popsán v [27].

$$\xi = 1 - \eta_v = \frac{f \cdot \pi \cdot \epsilon_E}{4 \cdot \cos \beta} * \left(\frac{1}{z} \pm \frac{1}{z'} \right) \quad (1)$$

Jak je uvedeno v [27], vzorec (1) není pro návrhový výpočet zcela praktický, protože v této fázi není známý koeficient záběru ozubení a koeficient tření je také odhadován. Pro návrhový výpočet budou postačovat přibližné hodnoty viz tab.3. Výhodou planetového převodu je rozložení kroutícího momentu na více zubů, což umožňuje menší zástavbové rozměry.

Type	Normal Ratio Range	Pitch Line Velocity (m/s)	Efficiency Range
Spur	1:1 to 6:1	25	98-99%
Helical	1:1 to 10:1	50	98-99%
Double Helical	1:1 to 15:1	150	98-99%
Bevel	1:1 to 4:1	20	98-99%
Worm	5:1 to 75:1	30	20-98%
Crossed Helical	1:1 to 6:1	30	70-98%

Tabulka 6 – Rozsahy účinností ozubených převodů [29]

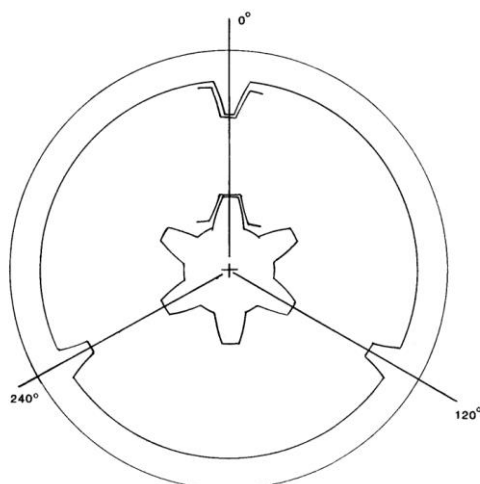


Obrázek 12 – Schémata planetových převodovek a vzorce převodu [28]

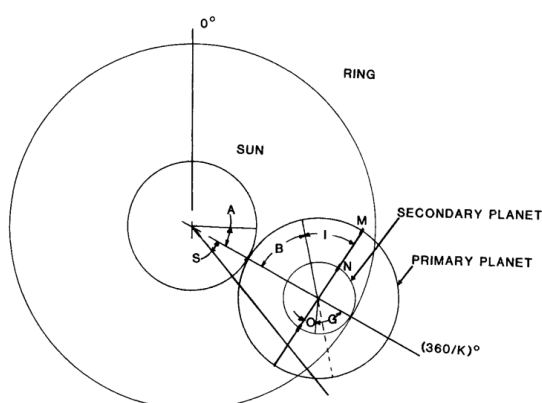
$$i_{15}^3 = \frac{1 + \frac{z_3}{z_1}}{1 - \frac{z_4 \cdot z_3}{z_2 \cdot z_5}} \quad (2)$$

Z Obr. 12 můžeme převzít vzorec pro výpočet převodového poměru (2).

Pro konstrukci planetové převodovky je třeba dodržet specifický poměr počtu zubů, aby byla zajištěna smontovatelnost převodovky s planetami symetricky rozloženými (Obr.13)



Obrázek 13 – Schémata rozložení planetového převodu [30]

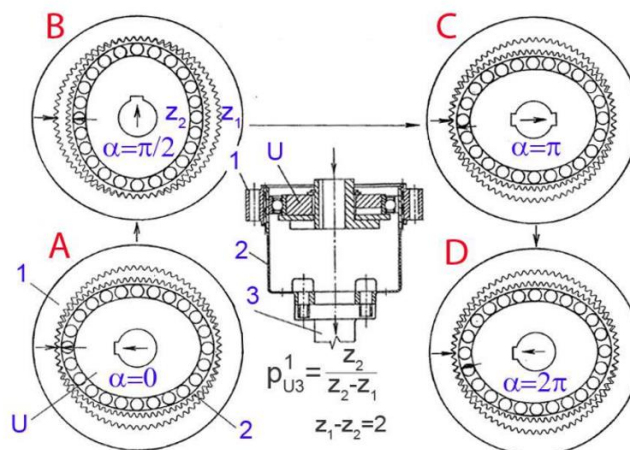


Obrázek 14 – Schémata rozložení planetového převodu [30]

Dle obecných pravidel platí, že počet zubů slunce a počet zubů korunového kola musí být dělitelný počtem planet.

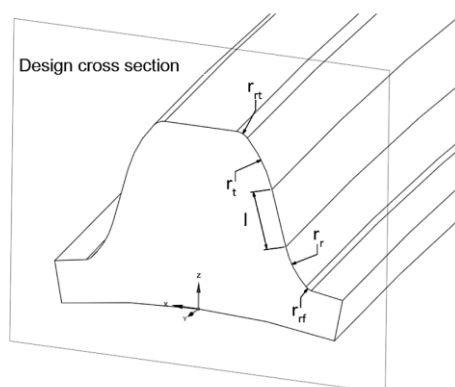
4.1.2 Harmonická převodovka

Princip harmonického převodu byl vynalezen v 50. letech, a získal široké uplatnění v letectví a robotice. Harmonická převodovka byla použita např. na lunárním vozidle mise Apollo 15 [31]. Charakteristickou součástí harmonické převodovky je tzv. *flexspline*, pružný ozubený věnec, který je zdeformován do oválného tvaru tzv. generátorem vln. Generátor vln je tvořen oválným ložiskem na vstupním hřídeli flexspline má dva protilehlé záběry do vnitřního ozubení kruhového výstupního členu [27].

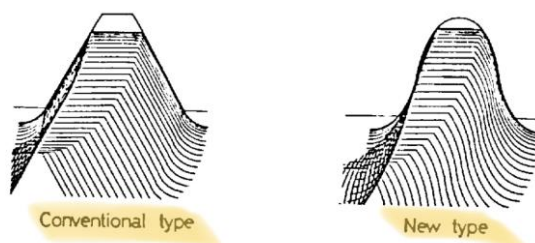


Obrázek 15 – Fáze pohybu harmonického převodu [27]

Jak je patrné z Obr.13, rozdíl zubů *flexspline* (2) a výstupního členu (1) je 2 zuby. Při vysokých rychlostech a nižším zatížení je patrný propad účinnosti až na 50%[31]. Z důvodu lepší účinnosti nemusí mít *flexspline* klasický evolventní profil, ale specifickou radiální geometrii (Obr.16). Tento typ geometrie se nazývá IH profil. Rozdíl oproti standartní geometrii je vidět na obr. 17. IH profil má oproti klasické evolventní nebo rovnoboké geometrii výhodu ve větší účinnosti a větší kontaktní ploše [37].



Obrázek 16 – Geometrie zubu flexspline [32]



Obrázek 17 – Porovnání standartní geometrie zubu (rovnoboký nebo evolventní profil) a IH profil [37]

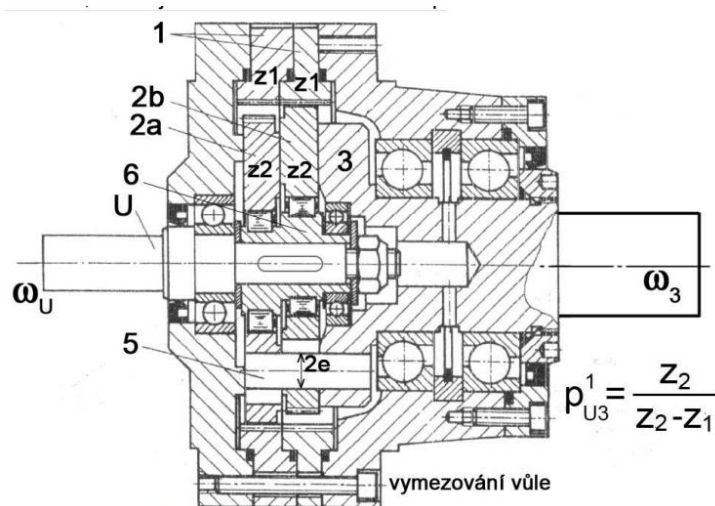
Výpočet převodového poměru (3) je naznačen na obr.15.

$$i = \frac{Z_{flexspline(2)}}{Z_{flexspline(2)} - Z_{korunové\ kolo(1)}} \quad (3)$$

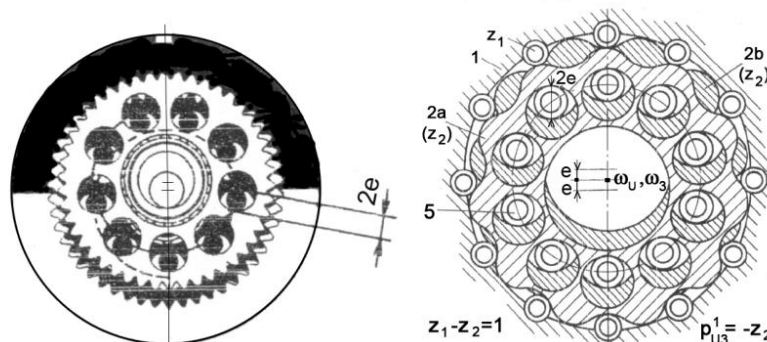
Výhodou harmonického převodu je možnost vysokého převodového poměru při kompaktních rozměrech (až 300:1). Díky záběru více zubů současně umožňuje i přenos vyšších sil na relativně jemném ozubení [33]. Díky velmi malé mezizubové vůli poskytují harmonické převody výrazně vyšší přesnost, než je tomu u standartních čelních převodů.

4.1.3 Cykloidní převodovka

Princip cykloidní převodovky byl poprvé popsán ve 20. letech 20. století. Jedná se o velmi robustní a tuhý mechanismus, který má širokou aplikaci např. v jeřábové technice, lodích atd.



Obr.8a Převodovka 1K-U s čepovou spojkou



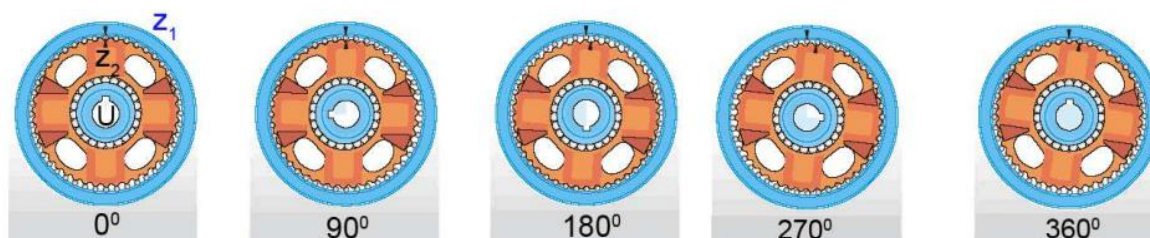
Obrázek 18 – Schéma cykloidní převodovky [27]

Cykloidní převodovka se skládá ze vstupní hřídele, dvojexcentru (hřídele jsou vůči sobě o 180° pootočený) [27], popř. dvou excentrických hřídelí, na kterých jsou přes ložiska excentricky uloženy cykloidní kotouče. Cykloidní kotouče se obvalují přes čepy na vnitřní straně tělesa převodovky (z_1)

Výstupní hřídel je s cykloidními kotouči spojen pomocí vnitřních čepů o průměru $2e$, kterými se otáčivý pohyb valivě přenáší. Při rotaci excentru o 1 otáčku se cykloidní disky posunou o jeden čep.[34].

Specifickou vlastností cykloidních převodů je neustálý kontakt všech křivek cykloidních disků s čepy, což zaručuje klidný chod a stálý zubový záběr [34]. Díky tomu je cykloidní převodovka velmi odolná vůči rázům a vysokému zatížení. Dle [27] je rozdíl $z_1 - z_2$ jeden zub a z toho vyplývající převodový poměr (4), který může dosahovat až -100. V případě kombinace s předřazenou planetovou převodovkou nebo dalším stupněm může být převod ještě vyšší.

$$i = \frac{z_2}{z_2 - z_1} \quad (4)$$



Obrázek 19 – fáze záběru cykloidní převodovky [27]

Nevýhodou cykloidní převodovky jsou především vyšší ztráty, vznikající zvýšeným třením v celém systému. Tyto ztráty je možné snížit aplikací otočných pouzder na čepy, jak je naznačeno na Obr. 18. Další potenciální nevýhodou je hmotnost cykloidních disků, která může mít vliv na dynamickou nevyváhu v systému.

5 Specifikace požadavků

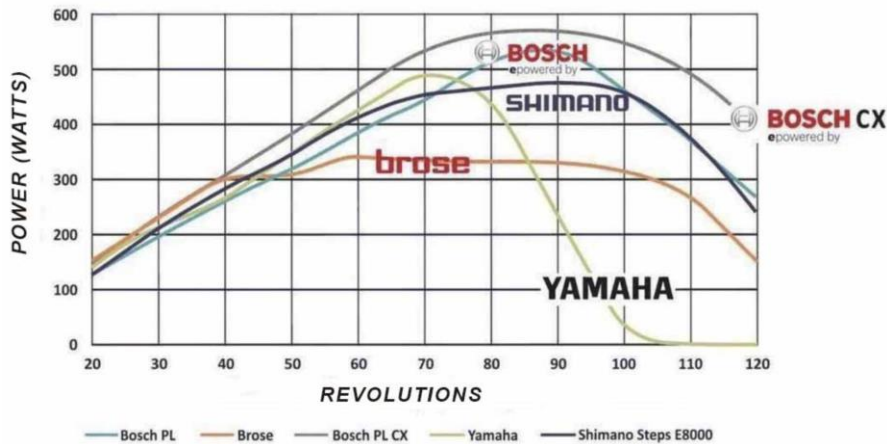
P (nominální)	250 W
P (peak)	400 W
M (peak)	60 Nm
Rozsah otáček na klikách	0-120 rpm (v rozsahu od jmenovitých otáček)
Hmotnost systému (bez baterie)	max 2 kg
Průměr osy	24 mm
Rozměr skříně pohonu od osy ve směru k zadnímu kolu	max 40 mm
Životnost	20 000 km

Tabulka 7 – specifikace požadavků ze zadání

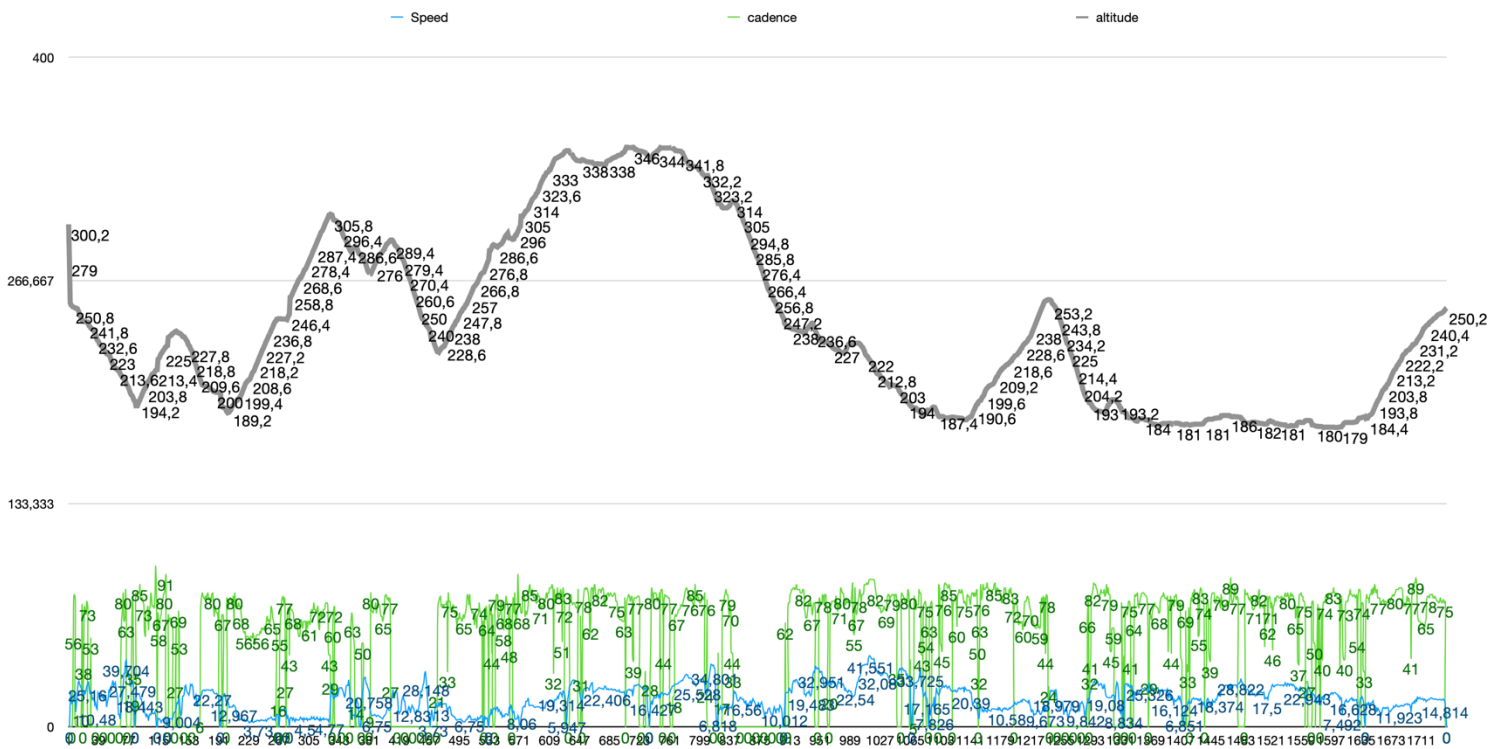
Nominální výkon motoru vyplývá z platné legislativy pro systémy EPAC (viz kap. 3.1). Špičkový výkon nicméně touto direktivou omezen není, je tedy možné, aby motor krátkodobě dosahoval vyšších výkonů

Teoretický rozsah otáček musí být nastaven od nuly, aby byl schopen dopomáhat i při tlačení kola do kopce (legislativně je povolena dopomoc motoru bez šlapání do rychlosti 6 km/h, viz kap. 3.1)

Motor musí mít jm. otáčky cca (60-80 rpm), protože při výjezdu do kopce při nízkých otáčkách je požadavek na moment nejvyšší. Výkonové špičky by měl motor ideálně dosahovat v oblasti (70-80 rpm), jak lze usoudit z obr.20.



Obrázek 20– Výkonové charakteristiky konkurenčních systémů [16]



Obrázek 21 – graf naměřených veličin (zelená – kadence, modrá – rychlost, černá – převýšení)

Pro ověření hypotézy výše bylo provedeno empirické měření kadence v reálných podmínkách. Na základě naměřených dat lze soudit, že by bylo vhodné dosahovat maximálního výkonu při otáčkách v oblasti $60-80 \text{ min}^{-1}$, což odpovídá obr.20.

V praxi bylo zjištěno, že elektromotor má určitou setrvačnost, která se projevuje především při brždění. Dochází k tomu, že při zablokování kol nebo prudkém zpomalení otáčky motoru klesnou až se zpožděním, což způsobuje velké namáhání řetězu a brzděného systému.

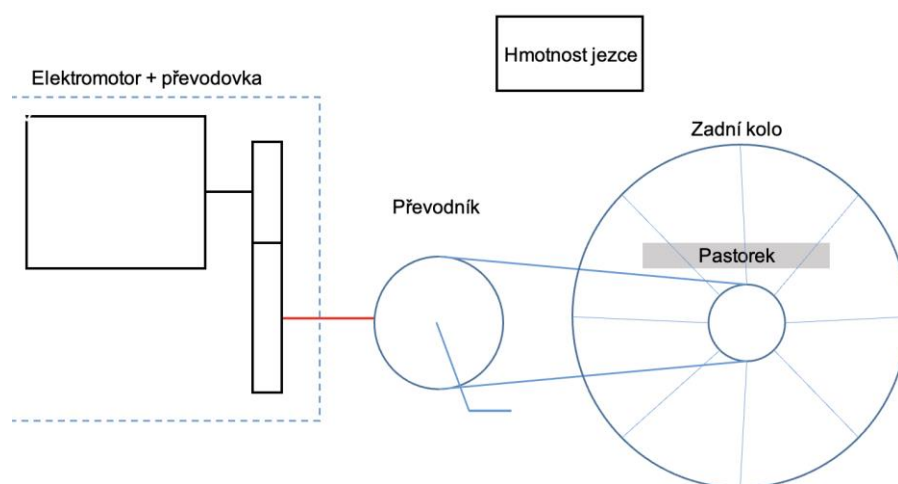
Řešení výše zmíněných problémů bude součástí návrhu systému.

Jm. otáčky na šlapkách na max moment rel. 70rpm.

5.1 Návrhový výpočet zatížení systému

Pro ověření variant řešení byl proveden prvotní návrhový výpočet. Vstupní parametry vycházely ze zadání a experimentálních testů, provedených při dřívějším vývoji v rámci firmy ZF. Na základě dřívějšího vývoje obdobného systému pro elektrokolo bylo zjištěno, že největší zatížení systému nastává při změně převodu a při plném brždění. Elektromotor má totiž určitou setrvačnost, a i když jsou již kola zablokována, stále ještě určitý zlomek vteřiny pracuje v původních otáčkách. Z toho důvodu bude přibližně spočítán moment, který při tomto přerazování vzniká, aby se podle něj dal přibližně dimenzovat hrubý návrh. V případě, že tyto síly budou příliš velké (testování předchozího prototypu v rámci vývoje v ZF vedlo při plném brždění k destrukci převodovky, takže lze dosažení vysokých momentů předpokládat), bude nutné dále navrhnout opatření pro ochranu systému před přetížením, např. ve formě prokluzování spojky.

Prvotní výpočet podpořený simulací nezapočítával hmotnost jezdce ani ztráty v elektromotoru a řetězu. Analytický výpočet bude tedy nejprve proveden za stejných podmínek, aby simulace ověřila jeho správnost a následně do něj budou vneseny ztráty a hmotnost jezdce.



Obrázek 22 – Model pro návrhový výpočet

Vstupní parametry

Soustava elektromotor + převodovka:

$$\eta_{EM} = 100\% \quad (5)$$

$$i_{EM} = 80[-] \quad (6)$$

$$J_{EM} = 0,00020 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (7)$$

$$J_{redEM} = i_{EM}^2 * J_{EM} = 1,28 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (8)$$

Kolo

$$J_{kolo} = 0,14 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (9)$$

$$\eta_{řetěz} = 100\% \quad (10)$$

$$m_{kolo} = 25 \text{ kg} \quad (11)$$

$$r_{kolo} = 35 \text{ cm} \quad (13)$$

$$k_{výplet} = 70 \frac{\text{Nm}}{\circ} \quad (14)$$

$$k_{řetěz} = 8000 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad (15)$$

$$i_{řetězu1} = 3,167[-] \quad (16)$$

$$i_{řetězu2} = 3,8[-] \quad (17)$$

$$k_{celková} = \frac{1}{\frac{k_{výplet} * 180}{\pi} * i^2 + \frac{k_{řetěz} * r_{převodník}^2}{1000}} = 26004 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}} \quad (18)$$

$$\omega_1 = 6,283 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \quad (19)$$

$$\omega_2 = 5,26 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \quad (20)$$

$$J_{redKOLO} = i_{řetězu2}^2 * (J_{kolo} + r_{kolo}^2 * (m_{kolo})) = 46,24 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (30)$$

Výpočet momentu při přerážení

$$x = \frac{J_{redKOLO} * \eta_{EM}}{J_{redEM} * \eta_{řetěz}} = 36,13[-] \quad (31)$$

$$\Delta\omega_{celk} = \omega_1 * \left(1 - \frac{i_{řetězu1}}{i_{řetězu2}}\right) = 1,047 \frac{rad}{s} \quad (32)$$

$$\Delta\omega_{kolo} = \frac{\Delta\omega_{celk}}{x} = 0,028 \frac{rad}{s} \quad (32)$$

$$\Delta\omega_{EM} = \Delta\omega_{celk} - \Delta\omega_{EM} = 1,019 \frac{rad}{s} \quad (33)$$

$$W_{kolo} = \Delta E_k = \frac{1}{2} * J_{redKOLO} * \Delta\omega_{kolo}^2 * \frac{1}{\eta_{řetěz}} = 0,018 J \quad (34)$$

$$W_{EM} = \frac{1}{2} * J_{redEM} * \Delta\omega_{EM}^2 * \frac{1}{\eta_{EM}} = 0,665 J \quad (35)$$

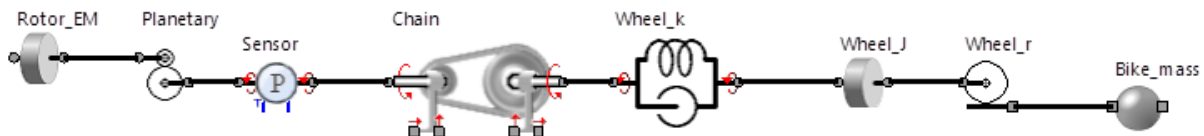
$$\Delta E_{kcelk} = W_{celk} = W_{kolo} + W_{EM} = 0,683 J \quad (36)$$

$$E_P = \frac{1}{2} * k_{celková} * \varphi^2 = \Delta E_{kcelk} \quad (37)$$

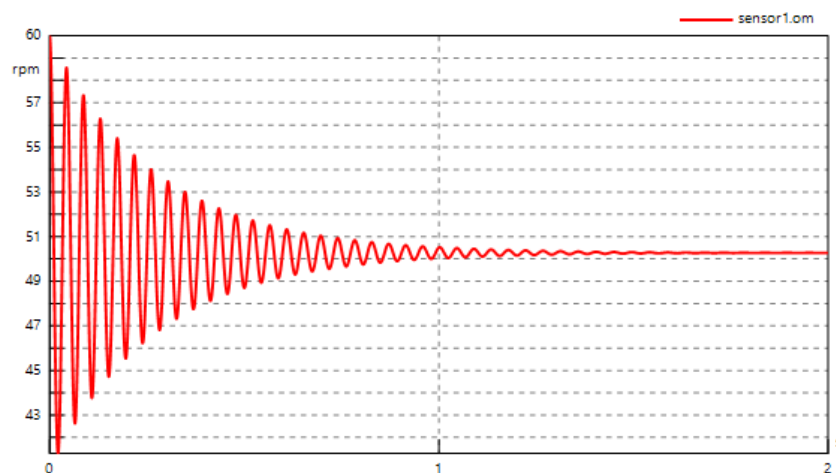
$$\varphi = \sqrt{\frac{W_{celk} * 2}{k_{celková}}} = 0,00725 rad \quad (38)$$

$$M_{amplitudy} = k_{celková} * \varphi = 188,5 Nm \quad (41)$$

Výpočet byl v rámci výpočetního oddělení ověřen simulací v systému simulation x.



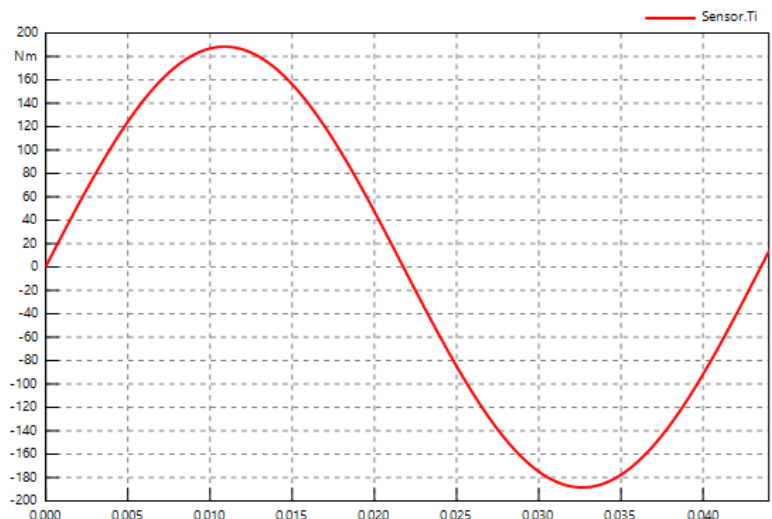
Obrázek 23 – Návrh výpočtového modelu v SW simulation X



Obrázek 24 – Charakteristika rychlosti po přerazení

Charakteristika na Obr. 24 ukazuje, jak otáčky kmitají okolo hodnoty po přerazení, a nakonec se ustálí.

Na Obr. 25 je patrné, že hodnota maximálního momentu se blíží hodnotě 190 Nm, která byla získána analytickým výpočtem.



Obrázek 25 – Charakteristika amplitudy momentu po přerazení

Porovnání výsledku (41) a amplitudy na obr. 25 dokazuje, že výpočet je nastaven správně.

Nyní budou do výpočtu dosazeny realističtější hodnoty, kdy bude zahrnuta hmotnost jezdce a účinnosti jednotlivých komponent. Z tohoto výpočtu již vyplyne moment, který použijeme při kontrole.

Soustava elektromotor + převodovka:

$$\eta_{EM} = 80\% \quad (42)$$

$$i_{EM} = 50[-] \quad (43)$$

$$J_{EM} = 0,00020 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (44)$$

$$J_{redEM} = i_{EM}^2 * J_{EM} = 0,50 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (45)$$

Kolo

$$J_{kolo} = 0,14 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (46)$$

$$\eta_{řetěz} = 95\% \quad (47)$$

$$m_{kolo} = 25kg \quad (48)$$

$$m_{jezdec} = 90kg \quad (49)$$

$$r_{kolo} = 35cm \quad (50)$$

$$k_{výplet} = 70 \frac{Nm}{\circ} \quad (51)$$

$$k_{řetěz} = 8000 \frac{N}{mm} \quad (52)$$

$$i_{řetězu1} = 3,167[-] \quad (53)$$

$$i_{řetězu2} = 3,8[-] \quad (54)$$

$$k_{celková} = \frac{1}{\frac{1}{\frac{k_{výplet} * 180}{\pi} * i^2} + \frac{1}{\frac{k_{řetěz} * r_{převodník}^2}{1000}}} = 26004 \frac{Nm}{rad} \quad (55)$$

$$\omega_1 = 8,378 \frac{rad}{s} \quad (56)$$

$$\omega_2 = 7 \frac{rad}{s} \quad (57)$$

$$J_{redKOLO} = i_{řetězu2}^2 * (J_{kolo} + r_{kolo}^2 * (m_{kolo} + m_{jezdec} * 0,05)) = 54,20kg.m^2 \quad (58)$$

Výpočet momentu při přerážení

$$x = \frac{J_{redKOLO} * \eta_{EM}}{J_{redEM} * \eta_{řetěz}} = 91,28[-] \quad (59)$$

$$\Delta\omega_{celk} = \omega_1 * \left(1 - \frac{i_{řetězu1}}{i_{řetězu2}}\right) = 1,396 \frac{rad}{s} \quad (60)$$

$$\Delta\omega_{kolo} = \frac{\Delta\omega_{celk}}{x} = 0,015 \frac{rad}{s} \quad (61)$$

$$\Delta\omega_{EM} = \Delta\omega_{celk} - \Delta\omega_{kolo} = 1,381 \frac{rad}{s} \quad (62)$$

$$W_{kolo} = \frac{1}{2} * J_{redKOLO} * \Delta\omega_{kolo}^2 * \frac{1}{\eta_{řetěz}} = 0,007J \quad (63)$$

$$W_{EM} = \frac{1}{2} * J_{redEM} * \Delta\omega_{EM}^2 * \frac{1}{\eta_{EM}} = 0,596 J \quad (64)$$

$$W_{celk} = W_{kolo} + W_{EM} = 0,603 J \quad (65)$$

$$E_P = \frac{1}{2} * k_{celková} * \varphi^2 = W_{celk} = \Delta E_{kcelk} \quad (66)$$

$$\varphi = \sqrt{\frac{W_{celk} * 2}{k_{celková}}} = 0,0068 rad \quad (67)$$

$$M_{EM} = 60 Nm \quad (68)$$

$$M_{šlapání} = \frac{m_{jezdec}}{2} * g * r_{kolo} = 154,5 Nm \quad (69)$$

$$M_{amplitudy} = k_{celková} * \varphi = 176,8 Nm \quad (70)$$

$$M_{max} = M_{amplitudy} + M_{EM} + M_{šlapání} = 391 Nm \quad (71)$$

Dalším rázovým dějem je brždění, kdy je síla setrvačnosti elektromotoru také zachycena převodovým mechanismem.

$$r_{převodníku} = 76,8 mm \quad (72)$$

$$F_{řetězu} = \frac{M_{EM}}{r_{převodníku}} = 781 N \quad (73)$$

$$m_{celk} = m_{jezdec} + m_{kolo} = 115 kg \quad (74)$$

$$m_{celk} * a = m_{celk} * g * f - F_{řetězu} \quad (75)$$

$$F_{ZadKola} = m_{celk} * g * f - F_{řetězu} = 347,15 N \quad (76)$$

$$M_{brzd} = 200 Nm \quad (77)$$

$$\Delta t = \frac{(J_{redEM} * \frac{1}{\eta_{EM}} * \frac{1}{i_{řetězu2}^2} * \frac{1}{\eta_{řetěz}} + J_{kolo}) * \omega_1 * i_{řetězu2}}{M_{brzd} - \frac{M_{EM}}{3}} = 0,033s \quad (78)$$

$$M_{výst} = \frac{J_{redEM}}{\eta_{EM}} * \frac{\omega_1}{\Delta t} + M_{EM} = 363 Nm \quad (79)$$

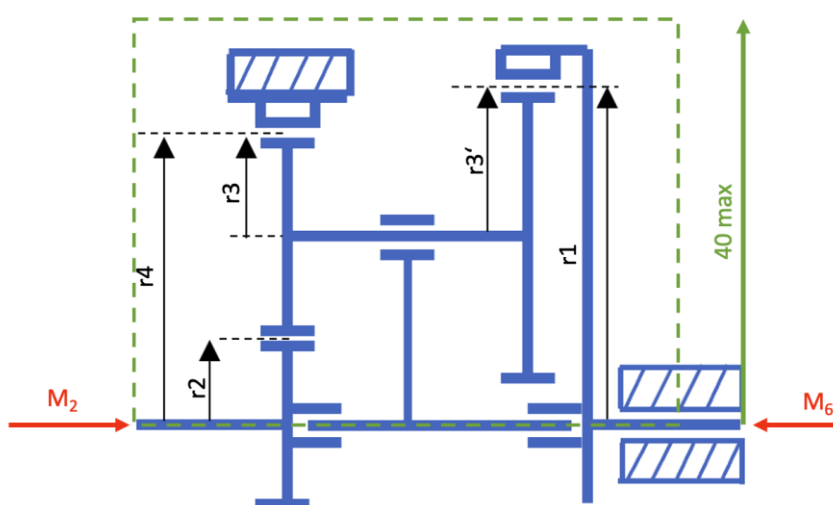
Získaná hodnota M_{max} bude využita pro hrubý návrhový výpočet jednotlivých variant řešení. Vzhledem k tomu, že moment při přeražení vyšel v návrhovém výpočtu vyšší než moment při brždění, bude při dalším dimenzování využit tento moment. Vzhledem k velikosti

momentu je pravděpodobné, že v rámci zachování malých rozměrů mechanismu bude vhodné doplnit prokluzovou spojku, která ochrání mechanismus před velkými rázy.

5.2 Návrhový výpočet jednotlivých variant

Na základě návrhového výpočtu zatížení a rozměrů požadovaných v zadání vytvoříme návrh jednotlivých variant, které spolu následně porovnáme. Předpokladem v současné fázi je, že hlavní výzvou v návrhu bude vytvořit mechanismus s potřebným převodem a dostatečnou účinností, který bude zároveň vyhovovat požadovaným rozměrům a hmotnosti.

5.2.1 Sdružená planetová převodovka



Obrázek 26 – schéma složené planetové převodovky

Dle schématu na Obr. 26 je M_2 vstupní moment a M_6 je výstupní moment. Nyní je třeba nadimenzovat převody takovým způsobem, aby se výsledný mechanismus vešel do obálky o poloměru maximálně 40 mm. Nutno podotknout, že obálka zahrnuje i ostatní komponenty a housing pohonu. Bude tedy třeba udělat samotné převody fakticky menší.

Nejprve tedy zvolíme rozměr r_1 (obr. 26) tak, aby se vešel do housingu a zvolíme si vhodnou hodnotu modulu. Na základě velikosti Roztečné kružnice ($2 \cdot r_1$) určíme počet zubů výstupního ozubení.

Současně dle výše (kap. 5.1.1) popsaných pravidel pro smotnovatelnost planetových převodů stanovíme počty zubů na ozubených kolech a dále pomocí výše odhadnuté hodnoty modulu určíme roztečné kružnice ozubení, dosadíme do statických rovnic a dopočítáme zbylé síly v ozubení.

$$m_1 = 0,8mm \quad (80)$$

$$m_2 = 0,8mm \quad (81)$$

$$r_1 = 32,8\text{mm} \quad (82)$$

$$z_1 = \frac{2 \cdot r_1}{m_1} = 82[-] \quad (83)$$

Pro stanovení ostatních hodnot bylo třeba dodržet několik podmínek smontovatelnosti:

- Počet zubů obou korunových kol (z_1, z_4) musí být dělitelné počtem planet
- Počet zubů slunce (z_2) musí být dělitelný počtem planet

Dále je třeba dodržet několik podmínek z hlediska rozměrů kol:

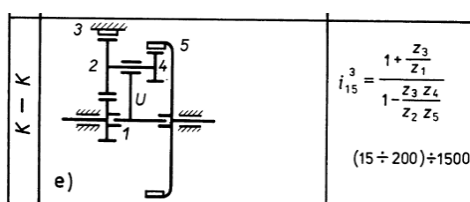
- Průměr prvního korunového kola d_4 se musí rovnat součtu dvojnásobku průměru planety d_3 a průměru slunce d_2 .

$$z_2 + 2 \cdot z_3 = z_4 \quad (84)$$

- Průměr druhého korunového kola d_1 se musí rovnat součtu průměru slunce d_2 a průměrů obou planetových kol d_3 a d'_3 .

$$d_2 + d_3 + d'_3 = d_1 \quad (85)$$

Na základě rovnic výše byl sestaven výpočet v MS excel. Pro přesnější definici byl zvolen pro každé soukolí vlastní modul. V současné chvíli se podařilo při zachování všech podmínek výše dosáhnout převodového poměru 54,7.



Obrázek 27 – Schéma sdužené planetové převodovky [28]

	z	d(mm)
Planeta out	24	19,2
Planeta in	22	17,6
Koruna pevná	84	67,2
Koruna výstupní	82	65,6
slunce	36	28,8

Tabulka 8 – Výstup z výpočtu ozubení sdužené planetové převodovky

podmínka ring1	OK
ring1/3	28
slunce/3	12
pl1/3	8
podmínka ring2	ok

Tabulka 9 – Kontrola podmínek smontovatelnosti

i	m1	m2
54,7	0,8	0,8

Tabulka 10 – Převod a moduly zvolené pro výpočet

Jak je z tabulky 9 patrné, při daném počtu zubů jsou podmínky dodrženy a převodovka je smontovatelná. Pro další zvětšení převodu při zachování rozměru by bylo třeba ještě zmenšit modul ozubení, což by ale mělo špatný vliv na únosnost ozubení.

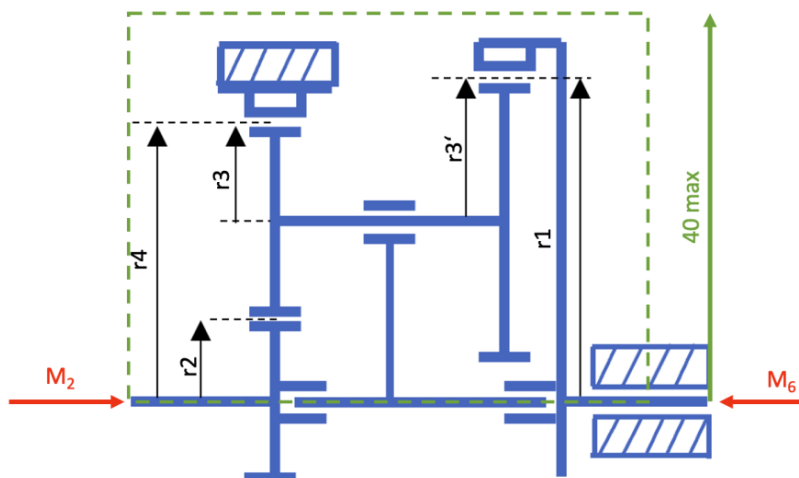
Nyní můžeme provést výpočet sil v jednotlivých ozubeních. Pro výpočet použijeme standartní rovnice statické rovnováhy. Také spočítáme ztrátové momenty v ložisku planety (86) a následně i účinnost.

$$M_{ztr} = \eta * P * \frac{d}{2} \quad (86)$$

$$\eta = 0,0011 - \text{frikční koeficient válečkového ložiska}[45]$$

$$P = \sqrt{\left(\frac{T_3}{\cos(20)}\right)^2 + \left(\frac{T_r}{\cos(20)} * \sin(20)\right)^2} = 682,8N - \text{zatížení ložiska} \quad (87)$$

$$M_{ztr} = \eta * P * \frac{d}{2} = 0,0011 * 682,8 * \frac{0,012}{2} = 0,042Nm \quad (88)$$



Obrázek 28 – Schéma převodovky

$$0 = \frac{M_6}{3} - F_{t3} * r_1 \quad (89)$$

$$0 = F_{t3} - F_{t2} - F_{tr} \quad (90)$$

$$0 = F_{t3} * r'_3 + F_{t2} * r_3 - F_{tr} * r_3 - M_{ztr} \quad (91)$$

$$F_{t2} = -\frac{(r'_3 - r_3) - M_{ztr}}{2 * r_3} * F_{t3} = 27,97N \quad (92)$$

$$r_1 = 32,8mm$$

$$r_2 = 14,4mm$$

$$r_3 = 9,6mm$$

$$r'_3 = 8,8mm$$

$$r_4 = 33,6mm$$

$$i = 54,7$$

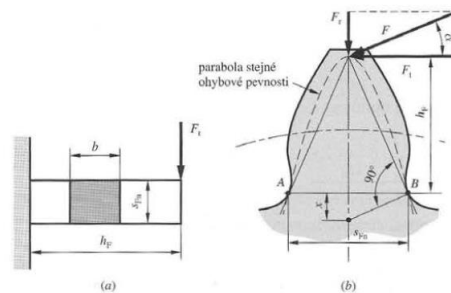
$$\frac{M_6}{3} = 20Nm \quad (93)$$

$$F_{t2} = 27,97N$$

$$F_{t3} = 609,8N$$

$$F_{tr} = 581,83N$$

Pro kontrolu ozubení použijeme zjednodušený výpočet z [36]. jedná se o výpočet ohybového napětí v zubu a kontaktního Hertzova tlaku. Výpočet byl převzat z [36]. Vzhledem k faktu, že [36] zahrnuje dynamické účinky do výpočtu pomocí dynamického součinitele K_v , nebudeme do výpočtu nyní zahrnovat rázový moment M_{max} , který byl odvozen výše, ale za M_6 dosadíme pouze hodnotu momentu elektromotoru, protože za standardních podmínek bude zatížen jen svým momentem ($M_{EM}=60 Nm$). Nakonec bude vyhodnoceno, zda převodovka případný ráz unese, nebo bude nutno doplnit prokluzovou spojku.



Obrázek 29 – silové zatížení zubu [36]

počet zubů z (1)	upravený Lewisův součinitel tvaru Y (1)	počet zubů z (1)	upravený Lewisův součinitel tvaru Y (1)
12	0,245	28	0,353
13	0,261	30	0,359
14	0,277	34	0,371
15	0,290	38	0,384
16	0,296	43	0,397
17	0,303	50	0,409
18	0,309	60	0,422
19	0,314	75	0,435
20	0,322	100	0,447
21	0,328	150	0,460
22	0,331	300	0,472
24	0,337	400	0,480
26	0,346	hřeben	0,485

Obrázek 30 – tabulka koeficientů Y [36]

 F_t – tečná síla b – tloušťka kola m – modul K_v – dynamický součinitel v – obvodová rychlost

$$K_v = \frac{6,1+v}{6,1} \quad (94)$$

$$\sigma = \frac{F_t \cdot K_v}{b \cdot m \cdot Y} \quad (95)$$

Výpočet ohybového napětí provedeme pro všechny tři záběry ozubení. Otáčky pro výpočet budou vycházet z požadované rychlosti 60rpm na výstupu převodovky.

Slunce-planeta

$$v_2 = 4,95 \frac{m}{s}$$

$$b_2 = 5 \text{ mm}$$

$$F_{t2} = 27,97 \text{ N}$$

$$K_v = 1,5[-]$$

$$m_1 = 0,8 \text{ mm}$$

$$\sigma_2 = \frac{F_{t2} \cdot K_v}{b \cdot m \cdot Y} = 23,45 \text{ MPa} \quad (96)$$

Planeta 1- korunové kolo 1

$$\begin{aligned}
 v_3 &= 4,95 \frac{m}{s} \\
 b_3 &= 5 \text{ mm} \\
 F_{t3} &= 581,83 \text{ N} \\
 K_v &= 1,5[-] \\
 m_1 &= 0,8 \text{ mm} \\
 \sigma_3 &= \frac{F_t * K_v}{b * m * Y} = 649,2 \text{ MPa} \quad (97)
 \end{aligned}$$

Zatížení σ_3 vychází příliš vysoké. V tomto případě se nabízí buď snížit hodnotu rázového koeficientu nebo upravit šířku kola. Protože riziko rázů v systému je, bude vhodné zvětšit šířku kola. Při zvětšení šířky b_3 na 12 mm napětí výrazně klesá.

$$\begin{aligned}
 b_3 &= 12 \text{ mm} \\
 \sigma_3 &= \frac{F_t * K_v}{b * m * Y} = 301,85 \text{ MPa} \quad (98)
 \end{aligned}$$

Planeta 2- korunové kolo 2

$$\begin{aligned}
 v_1 &= 4,54 \frac{m}{s} \\
 b_1 &= 5 \text{ mm} \\
 F_{t1} &= 609,8 \text{ N} \\
 K_v &= 1,5[-] \\
 m_2 &= 0,8 \text{ mm} \\
 \sigma_1 &= \frac{F_t * K_v}{b * m * Y} = 783,13 \text{ MPa} \quad (99)
 \end{aligned}$$

Zatížení σ_1 vychází opět příliš vysoké. Při zvětšení šířky kola b_1 opět na 12 mm napětí výrazně klesá.

$$\begin{aligned}
 b_{1opr} &= 12 \text{ mm} \\
 \sigma_{1opr} &= \frac{F_t * K_v}{b * m * Y} = 279,7 \text{ MPa} \quad (100)
 \end{aligned}$$

Podklady pro vyhodnocení jsou k dispozici pouze v imperiálních jednotkách, bude tedy nutné provést přepočty na jednotky kpsi.

$$1 \text{ kpsi} = 1 \text{ MPa} * 0,145037737730209 \quad (101)$$

$$\sigma_{2kpsi} = 3,4kpsi$$

$$\sigma_{3kpsi} = 43,78kpsi$$

$$\sigma_{1kpsi} = 40,56kpsi$$

Pro vyhodnocení je třeba mít hodnotu tvrdosti zubů v Brinellově stupnici. Přepočítání z HRC provedeme pomocí vzorce (5)

$$HBR = 8,57 * HRC + 27,6 \quad (102)$$

Pro všechna ozubení budeme počítat

$$HRC = 42$$

$$HBR = 8,57 * HRC + 27,6 = 387,5 \quad (103)$$

Pro tvrdost HBR použijeme výpočet hodnoty S_t (psi), což je bezpečná hodnota napětí v ohybu, vzorec (104) z Obr. 31.

$$S_t = 102 * H_B + 16400 = 55,9kpsi \quad (104)$$

Dále bude provedena kontrola ohybového napětí s hodnotou S_t , což je hodnota křivky z obr.31, k ohybovému napětí.

$$S_{ohyb} = \frac{\sigma_{xkpsi}}{S_t} \quad (105)$$

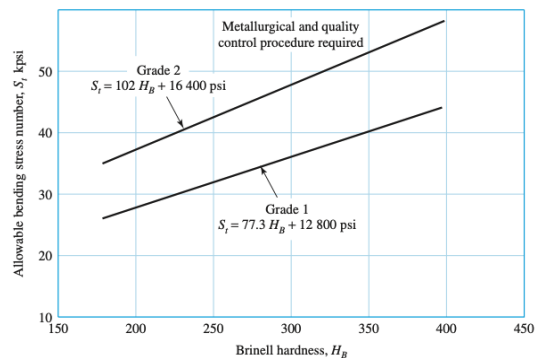
	S_{ohyb}
Slunce-Planeta 1	16,44
Planeta 1- koruna 1	1,28
Planeta 2 - Koruna 2	1,38

Tabulka 11 – Bezpečnosti ohybového napětí v patě zubu

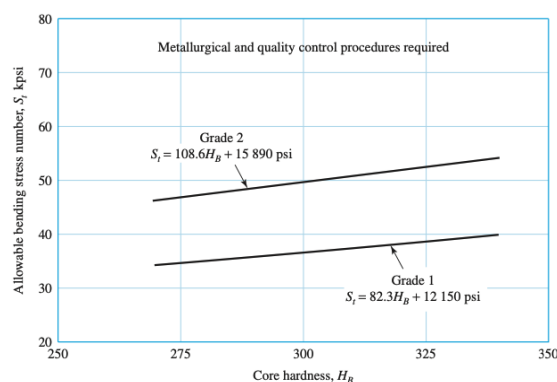
Jak je patrné z tab.8, vypočtené hodnoty vyhovují. Je možné tedy ve výpočtu dále pokračovat.

Figure 14-2

Allowable bending stress number for through-hardened steels, S_t . The SI equations are: $S_t = 0.533H_B + 88.3$ MPa, grade 1, and $S_t = 0.703H_B + 113$ MPa, grade 2. (Source: ANSI/AGMA 2001-D04 and 2101-D04.)

**Figure 14-3**

Allowable bending stress number for nitrided through-hardened steel gears (i.e., AISI 4140, 4340), S_t . The SI equations are: $S_t = 0.568H_B + 83.8$ MPa, grade 1, and $S_t = 0.749H_B + 110$ MPa, grade 2. (Source: ANSI/AGMA 2001-D04 and 2101-D04.)



Obrázek 31 – grafy pro vyhodnocení napětí v ohybu zubu [36]

Physical Constants of Materials

Material	Modulus of Elasticity E		Modulus of Rigidity G		Poisson's Ratio ν	Unit Weight w		
	Mpsi	GPa	Mpsi	GPa		lbf/in ³	lbf/ft ³	kN/m ³
Aluminum (all alloys)	10.4	71.7	3.9	26.9	0.333	0.098	169	26.6
Beryllium copper	18.0	124.0	7.0	48.3	0.285	0.297	513	80.6
Brass	15.4	106.0	5.82	40.1	0.324	0.309	534	83.8
Carbon steel	30.0	207.0	11.5	79.3	0.292	0.282	487	76.5
Cast iron (gray)	14.5	100.0	6.0	41.4	0.211	0.260	450	70.6
Copper	17.2	119.0	6.49	44.7	0.326	0.322	556	87.3
Douglas fir	1.6	11.0	0.6	4.1	0.33	0.016	28	4.3
Glass	6.7	46.2	2.7	18.6	0.245	0.094	162	25.4
Inconel	31.0	214.0	11.0	75.8	0.290	0.307	530	83.3
Lead	5.3	36.5	1.9	13.1	0.425	0.411	710	111.5
Magnesium	6.5	44.8	2.4	16.5	0.350	0.065	112	17.6
Molybdenum	48.0	331.0	17.0	117.0	0.307	0.368	636	100.0
Monel metal	26.0	179.0	9.5	65.5	0.320	0.319	551	86.6
Nickel silver	18.5	127.0	7.0	48.3	0.322	0.316	546	85.8
Nickel steel	30.0	207.0	11.5	79.3	0.291	0.280	484	76.0
Phosphor bronze	16.1	111.0	6.0	41.4	0.349	0.295	510	80.1
Stainless steel (18-8)	27.6	190.0	10.6	73.1	0.305	0.280	484	76.0
Titanium alloys	16.5	114.0	6.2	42.4	0.340	0.160	276	43.4

Obrázek 32 – Materiálové vlastnosti pro výpočet Hertzova tlaku

Dynamický součinitel K_v lze také dle [36] spočítat pomocí vzorce výše, nebo jej lze převzít z tabulky definovaných součinitelů pro různá prostředí (viz Obr. 32)

Character of Prime Mover	Character of Load on Driven Machine			
	Uniform	Light Shock	Medium Shock	Heavy Shock
Uniform	1.00	1.25	1.50	1.75 or higher
Light shock	1.10	1.35	1.60	1.85 or higher
Medium shock	1.25	1.50	1.75	2.00 or higher
Heavy shock	1.50	1.75	2.00	2.25 or higher

Note: This table is for speed-decreasing drives. For speed-increasing drives, add $0.01(N/n)^2$ or $0.01(z_2/z_1)^2$ to the above factors.

Obrázek 33 – Tabulka dynamických součinitelů [36]

Nyní provedeme výpočet napětí v dotyku.

$$\rho = \frac{1}{\frac{1}{r_1} + \frac{1}{2r_2}} \quad (106)$$

$$\sigma_c = \sqrt{\frac{E \cdot F_t}{(1-\nu^2) \cdot \pi \cdot b \cdot \rho}} \quad (107)$$

Pro výpočet poloměrů křivostí evolvent r_1 a r_2 je třeba použít vzorce níže, kde v bodě kontaktu tyto křivosti nahrazují poloměry křivosti oskulačních kružnic [36].

$$r_1 = \frac{d_p \cdot \sin \phi}{2} \quad (108)$$

$$r_2 = \frac{d_g \cdot \sin \phi}{2} \quad (109)$$

r_1 – poloměr křivosti pastorku

r_2 – poloměr křivosti kola

ϕ – úhel záběru

$d_{p,g}$ – roztečný průměr pastorku, kola

Slunce – Planeta 1

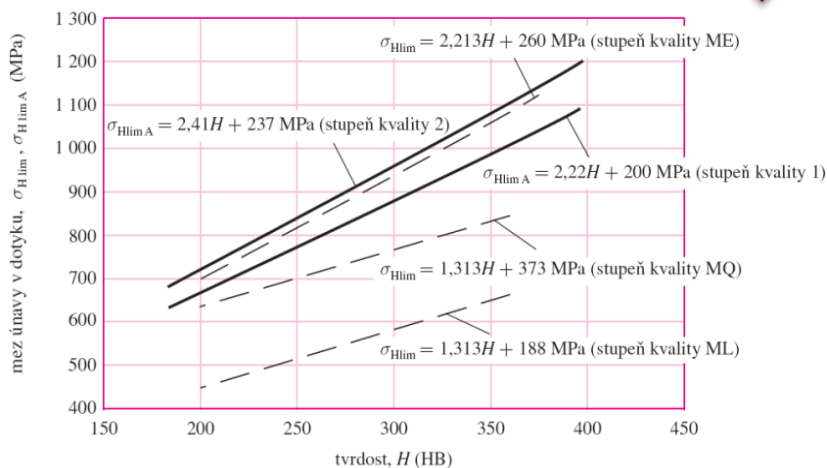
$$r_1 = \frac{d_p \cdot \sin \phi}{2} = 0,0048 \quad (110)$$

$$r_2 = \frac{d_g \cdot \sin \phi}{2} = 0,0033 \quad (111)$$

$$\rho = \frac{1}{\frac{1}{r_1} + \frac{1}{2*r_2}} = 0,0177 \quad (112)$$

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{E*F_t}{(1-\nu^2)*\pi*b*\rho}} = 137,5MPa \quad (113)$$

Na základě grafu na obr. 34 vyhodnotíme bezpečnost Hertzových tlaků S_H .



Obrázek 34 – Rozsah meze únavy v dotyku [36]

$$HRC = 42$$

$$HBR = 8,57 * HRC + 27,6 = 387,5 \quad (114)$$

$$\sigma_{Hlim} = 2,41 * HBR + 237MPa = 1170,8MPa \quad (115)$$

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim}}{\sigma_H} \quad (116)$$

	Slunce- Planeta1	Planeta- Korunové kolo 1	Planeta 2 - Korunové kolo 2
r1	0,0049	0,0033	0,003
r2	0,0033	0,0115	0,0112
ρ	0,0197	0,00383	0,00347

Tabulka 12 – Parametry pro výpočet Hertzových tlaků a ohybového napětí

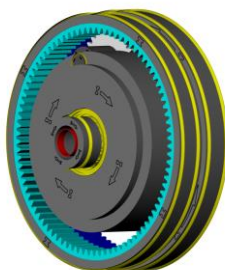
	Slunce- Planeta1	Planeta- Korunové kolo 1	Planeta 2 - Korunové kolo 2
σ_{ohyb} (Mpa)	23,45	301,85	279,7
S_{ohyb}	16,4	1,28	1,37
σ_{Hertz} (Mpa)	96	992	986,5
S_{hertz}	12,1	1,18	1,18

Tabulka 13 – Shrnutí výsledků Hertzových tlaků pro jednotlivé záběry

	z	d(mm)	m	b (mm)
Planeta out	24	19,2	0,8	14
Planeta in	22	17,6	0,8	12
Koruna pevná	84	67,2	0,8	12
Koruna výstupní	82	65,6	0,8	14
slunce	36	28,8	0,8	12

Tabulka 14 – Parametr členů mechanismu

Dále bude proveden zpřesňující výpočet v SW KISSsys, kde budou tlaky dopočítány přesněji. Na základě počtu zubů byly vytvořeny modely jednotlivých planetových soukolí (Obr.36 až Obr38), u kterých jsou uvedeny jejich geometrické rozměry.

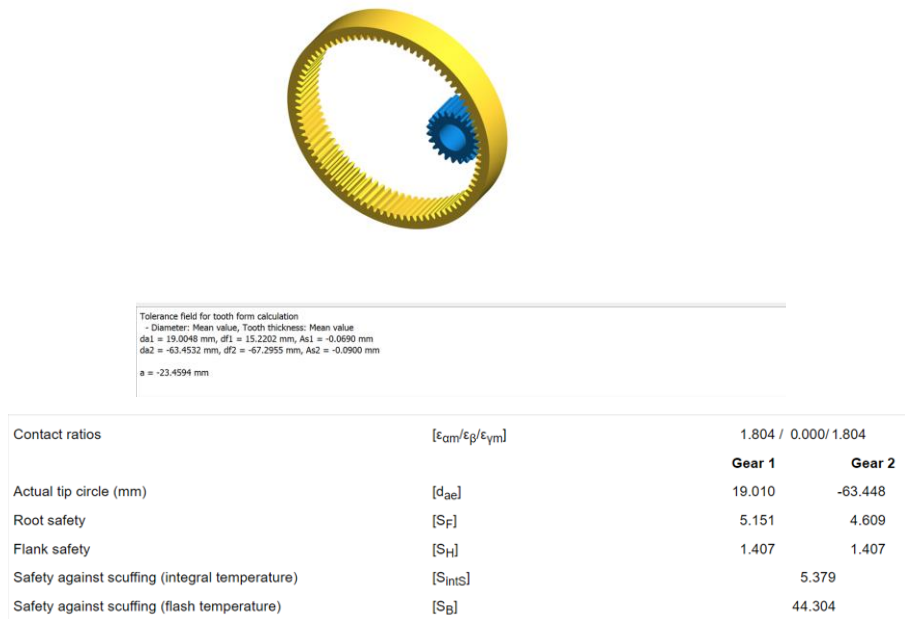


Obrázek 35 – Návrhový model sdužené převodovky v SW KISSsys

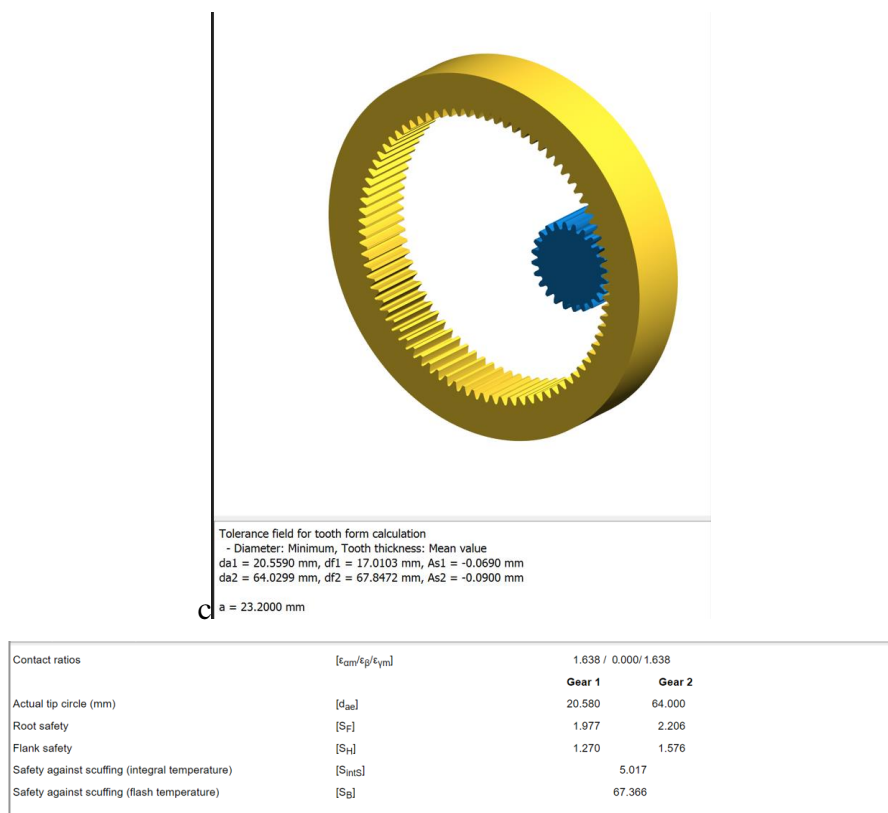


Tolerance field for tooth form calculation
 - Diameter: Mean value, Tooth thickness: Mean value
 $da1 = 31.1282$ mm, $df1 = 27.3656$ mm, $As1 = -0.0690$ mm
 $da2 = 18.9828$ mm, $df2 = 15.2202$ mm, $As2 = -0.0690$ mm
 $a = 23.4710$ mm

Obrázek 36 – Návrhový model Slunce a vstupního planetového kola v SW KISSsys



Obrázek 37 – Návrhový výpočet vstupní planety a pevné koruny v SW KISSsys

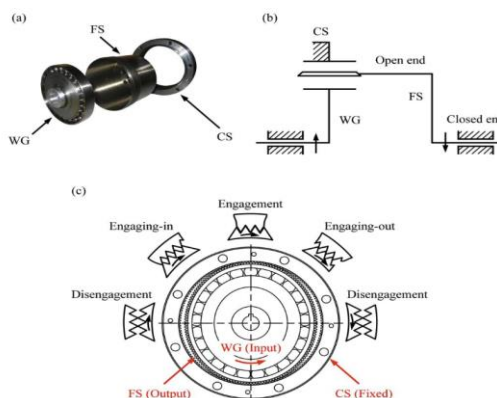


Obrázek 38 – Návrhový model výstupního planetového soukolí v SW KISSsys

V této fázi byl proveden pouze hrubý návrh pro základní výpočet. Pokud bude tato varianta vyhodnocena jako optimální, bude návrh detailně dopracován.

5.2.2 Harmonická převodovka

Základ výpočtu převezmeme především z [37], a na základě silových zatížení vytvoříme předběžný výpočetní model a dimenzování obdobným způsobem, jako tomu bylo u sdružené planetové převodovky. V tomto případě bude třeba ve výpočtu zohlednit také ztráty způsobené třením, které mohou být u harmonické převodovky poměrně vysoké a závisí na mnoha faktorech.



Obrázek 39 – Schéma harmonického převodu

5.2.2.1 Účinnost harmonického převodu

Hlavním zdrojem ztrát v harmonické převodovce jsou ztráty vznikající třením. Celkový moment třecích sil v mechanismu M_f se dle [41] dělí na tři komponenty:

$$M_f = \frac{M_{fm}}{i} + M_{f1} + M_{f2} \quad (117)$$

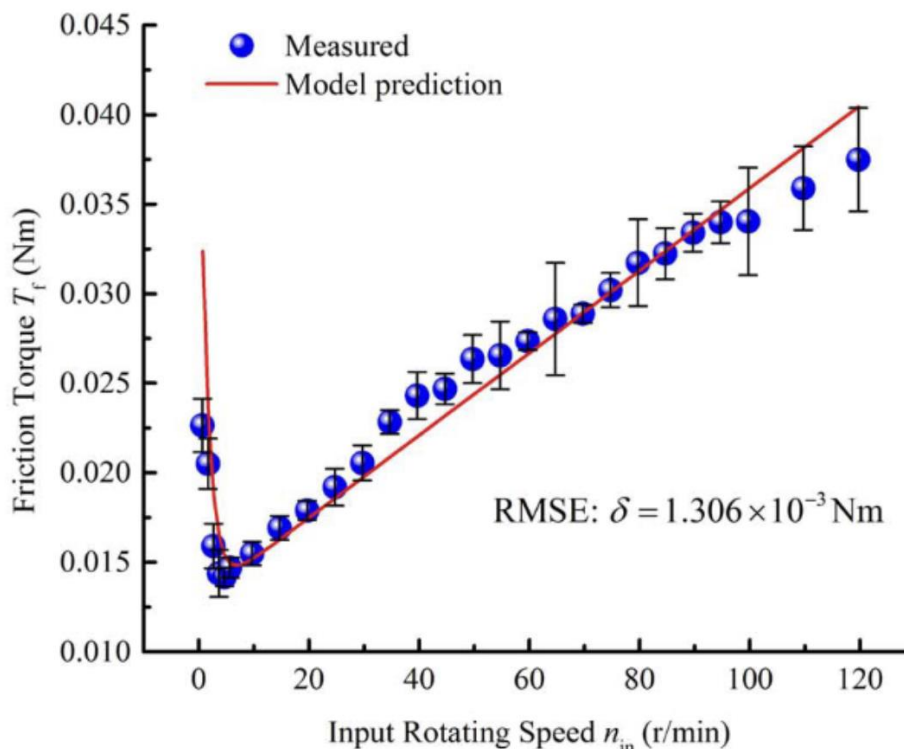
$$M_f = M_{in} - \frac{M_{out}}{i} \quad (118)$$

M_{f1} – moment tření oválného ložiska na flex spline

M_{f2} – moment tření v ozubení

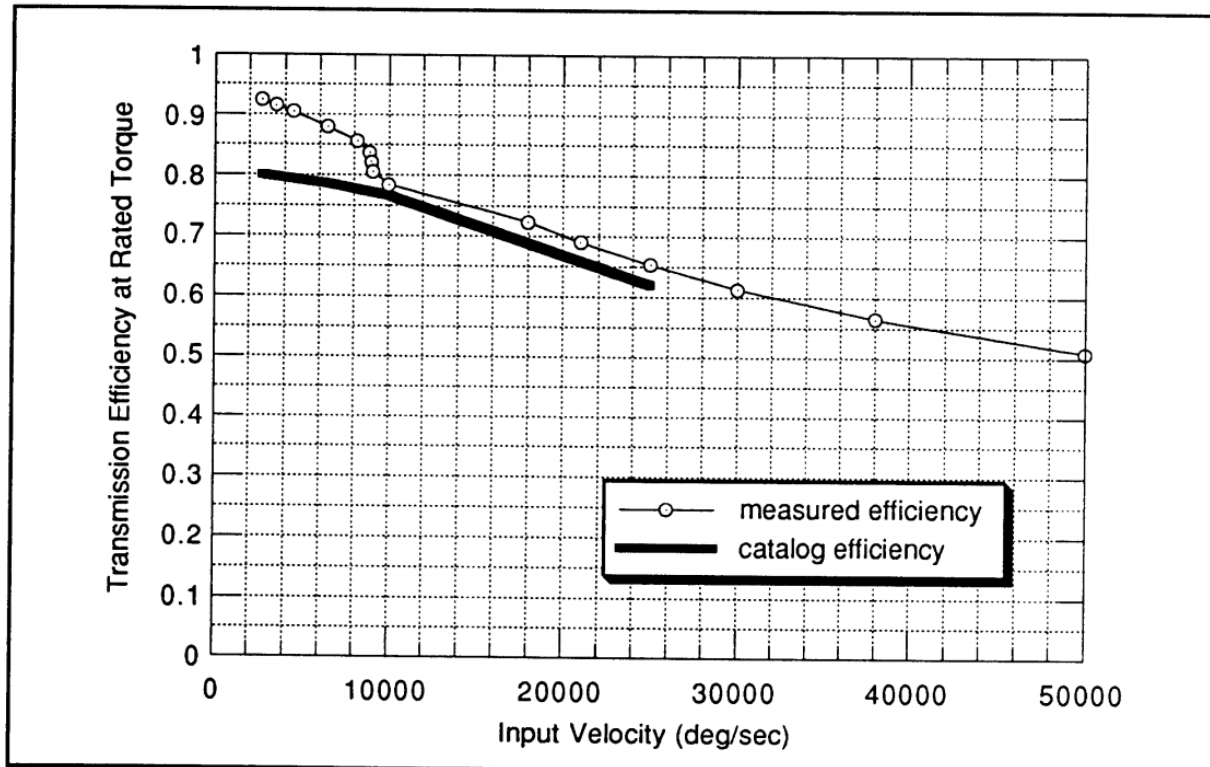
M_{fm} – moment tření ve výstupním ložisku

Pro další výpočty jsou zásadní parametry M_{f1} a M_{f2} , protože tření ve výstupním ložisku lze dle [41] a [37] zanedbat. Způsob výpočtu třecího momentu popisuje přehledně pomocí měření i výpočtového modelu [39], nicméně se zde pracuje jen s nízkými hodnotami otáček. Pro výpočet bude převzata účinnost v závislosti na otáčkách ze [42],



Obrázek 40 – závislost momentu třecích sil na vstupních otáčkách (RMSE-root-mean-square-error) [39]

Určení účinnosti početně je prakticky nemožné bez parametrů pro tření a přesnou geometrii. Jak je patrné z [39] a především z [42], ztráty v harmonické převodovce jsou nelineární jev vysoce závislý na pracovních podmínkách mechanismu. Pro návrhový výpočet byl převzat empirický graf z [42]. Na detailní popis podmínek měření a sestavených modelů odkazují na [42]. Vzhledem k dostupnosti dat i dosavadní konstrukční praxi v ZF přistoupíme nakonec k variantě s evolventním ozubením.



Obrázek 41 – graf účinnosti harmonické převodovky v závislosti na otáčkách [42]. $n_{in} = 3000rpm$ odpovídá cca 18000deg/sec

Převod	20	30	40	50	60	70	80
Účinnost	87%	76%	75,5%	75%	70%	65%	63%

Tabulka 15 – Lineární interpolace účinnosti pro jednotlivé převody dle obr.41 [42]

Z grafu v obr. 41 použijeme účinnost η pro $n_{in} = 3000rpm$.

$$\eta = 75\%$$

$$M_{in} = \frac{M_{fs}}{i} + M_{f1} + M_{f2} \quad (119)$$

$$M_{wg} = \frac{M_{fs}}{i} + M_{f2} \quad (120)$$

$$M_{fs} = M_{out} + M_{f3} \quad (121)$$

M_{in} – vstupní moment

M_{wg} – moment na generátoru vln

M_{fs} – moment na flex spline

M_{out} – výstupní moment

Nejprve provedeme základní návrh rozměrů flexsplinu a korunového kola. Výchozí parametr je vnější rozměr korunového kola d_{cs} .

$$d_{fs} = 0,05m$$

$$m = 0,5$$

$$z_{fs} = \frac{d_{fs}}{m} = 100[-] \quad (122)$$

$$z_{cs} = z_{fs} + 2 = 102[-] \quad (123)$$

$$d_{cs} = m * z_{cs} = 0,051m \quad (124)$$

$$i = \frac{z_{fs}}{z_{fs} - z_{cs}} = -50 \quad (125)$$

	z	d(mm)	m	α
Flexspline	100	50	0,5	27,35
Koruna	102	51	0,5	27,35

Tabulka 16 – parametry mechanismu

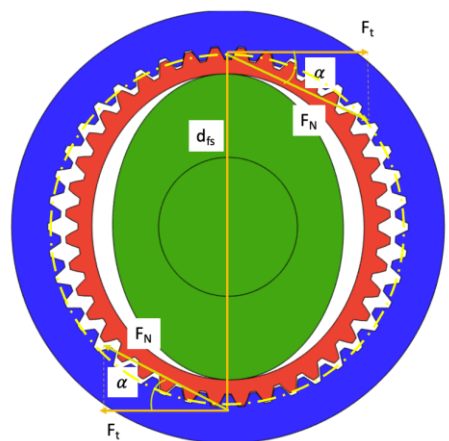
$$M_{in} = 1,5 Nm$$

$$n_{in} = 3000 min^{-1}$$

$$M_{out} = (M_{in} * \eta) * i = -56,25 Nm \quad (126)$$

$$M_{fs} = -56,25 Nm$$

Hodnotu účinnosti zde použijeme z tabulky 11.



Obrázek 42 – Rozložení sil v harmonické převodovce [43]

$$F_t = \frac{M_{fs}}{d_{fs}} = 1125 Nm \quad (127)$$

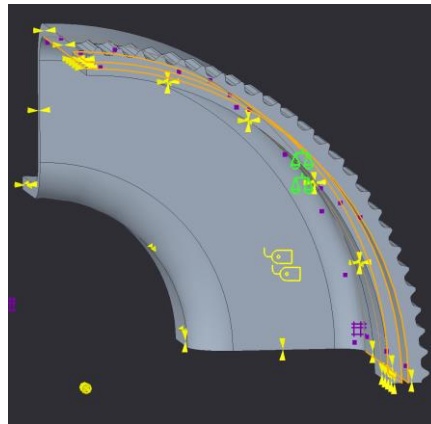
$$\alpha = 27,35^\circ$$

$$F_N = \frac{F_t}{\cos\alpha} = 1267Nm \quad (128)$$

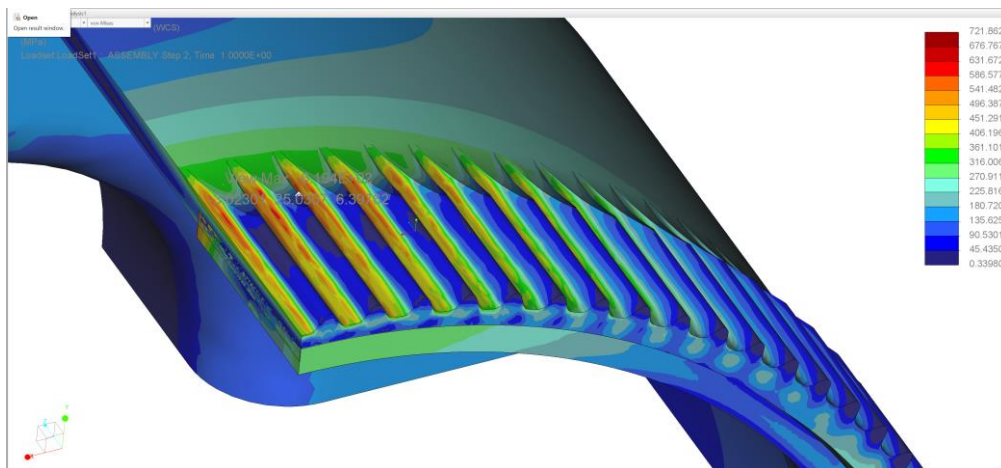
	Flexspline- koruna
σ_{Hertz} (Mpa)	835,22
S_{Hertz}	1,32

Tabulka 17 – Shrnutí výsledků Hertzových tlaků

Hodnoty Hertzových vyhovují. Pro přesné vyhodnocení napětí bude třeba udělat FEM analýzu. První simulace počítá napětí, které vyvodí na flex splinu deformace oválným ložiskem. Výpočetní model je sestaven z modelu flex spline a vnějšího kroužku oválného ložiska s vloženým



Obrázek 43 – Model deformace flex splinu

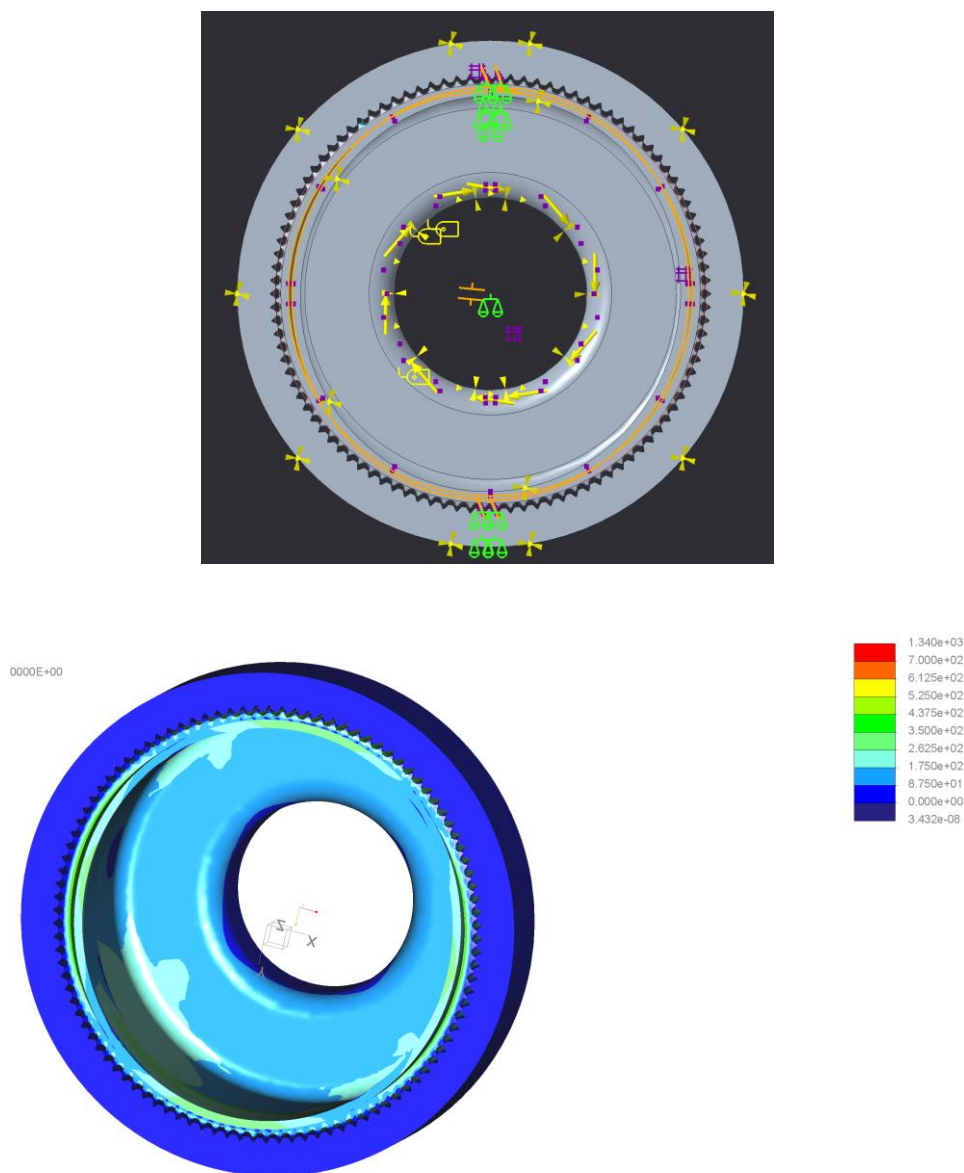


Obrázek 44 – Model a výstup z FEM simulace deformace flexsplinu

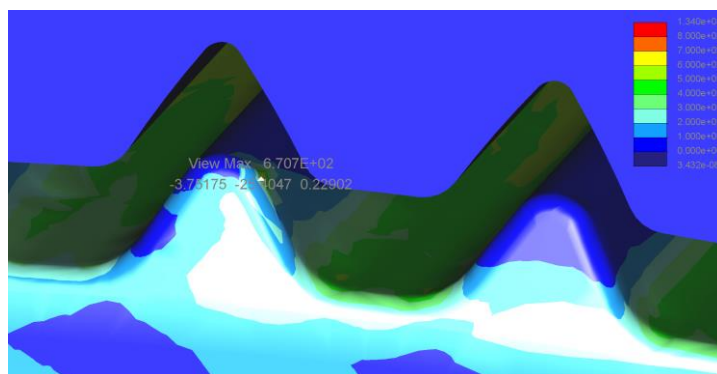
Největší napětí na flexsplinu je v oblasti zubové mezery.

$$\sigma_{\max} = 620MPa$$

Druhá FEM simulace počítá napětí v zubovém záběru. V simulaci je vložen kontakt mezi bokem zubu flexsplíny a koruny na 12. a 6. hodině, kde se nachází kontakt zdeformované flex splíny a Korunového kola. Vstupní moment je zde 180 Nm, což odpovídá rázu elektromotoru při přerážení. Nutno podotknout, že při brždění by byl vstupní moment více jak dvojnásobný (str. 21).



Obrázek 45 – Model s výstup z druhé FEM simulace Flex splíny



Obrázek 46 – výstup z druhé FEM simulace Flex spline – detail napětí v záběru ozubení

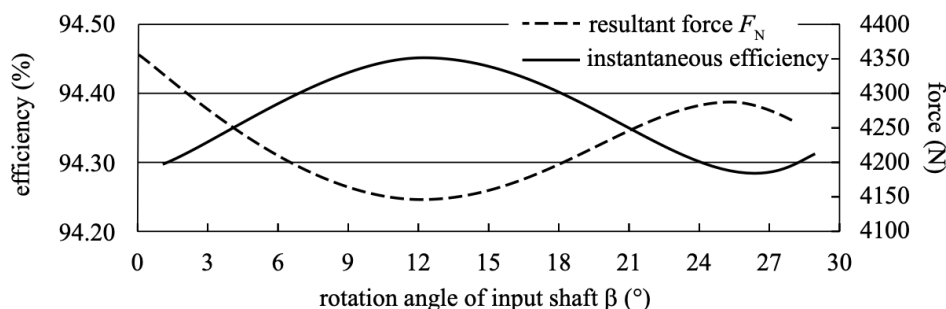
Dle FEM simulace zubového záběru je max. napětí v daném místě 670 MPa.

5.2.3 Cykloidní převodovka

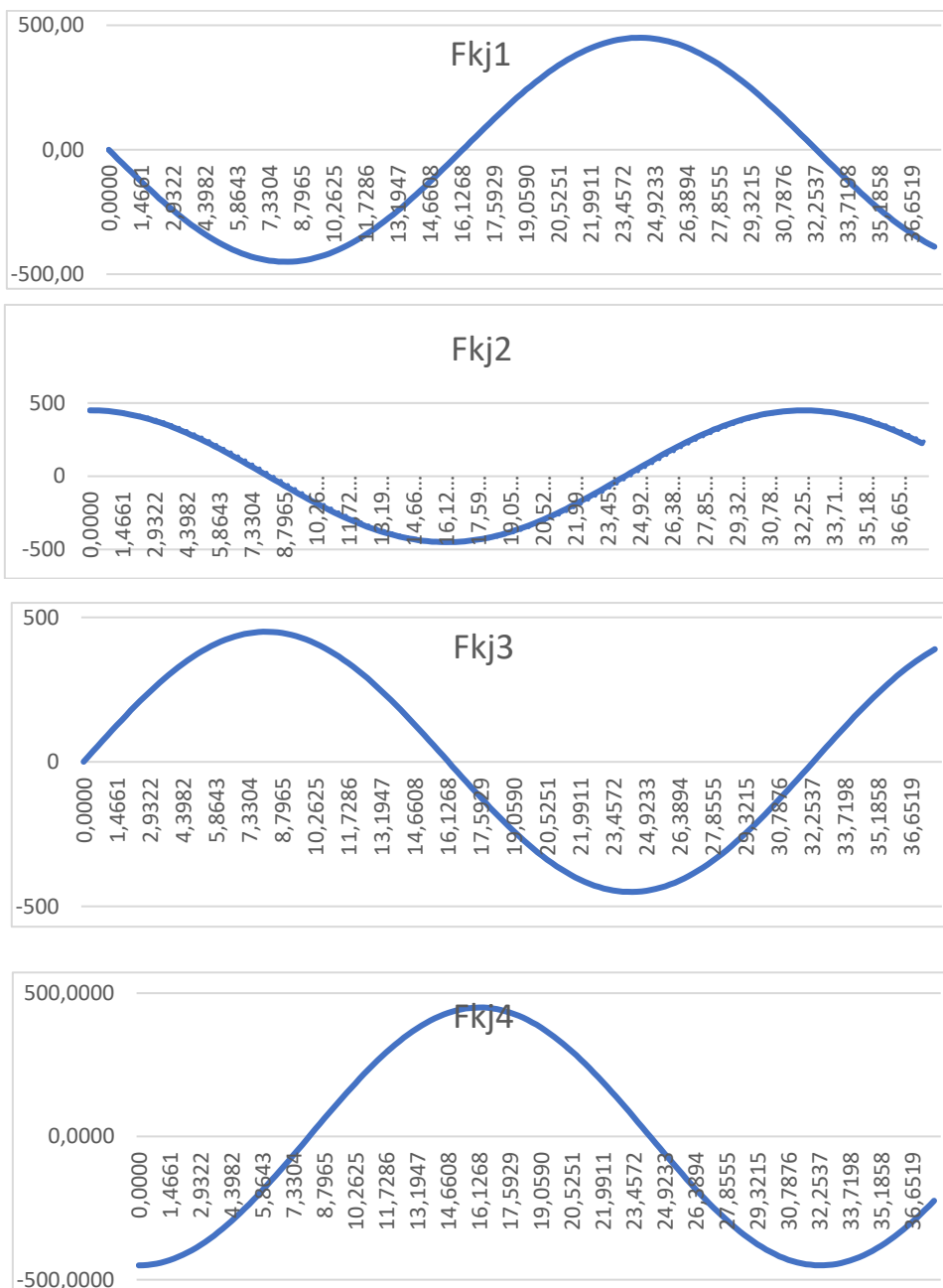
U cykloidní převodovky vyvstala otázka dosažení dostatečné účinnosti při zachování požadovaných rozměrů. Cykloidní převodovky jsou obvykle vybaveny ložisky na pinech housingu i na pinech výstupních, aby se tření snížilo na minimální možnou míru. Tato ložiska bohužel není možné z prostorových důvodů do převodovky zabudovat.

Pro demonstraci průběhů sil byl vytvořen výpočtový model dle [44]. Vzhledem k výpočtové náročnosti (pro sílu na jednom výstupním pinu bylo nutno nastavit počet rovnic odpovídající počtu pinů na housingu, které se dále řešily numericky dle natočení obou disků), má model převod pouze $i=7$.

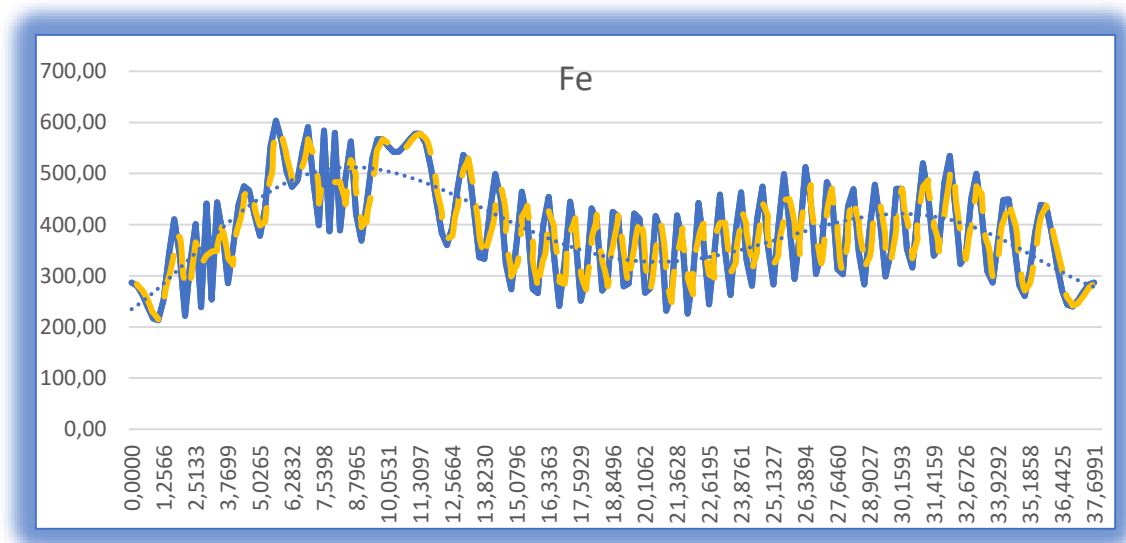
Jak je patrné z Obr. 47, účinnost také nebude v průběhu záběru konstantní a pohybuje se v rozmezí 93-94 %. Nicméně nutno dodat, že se jedná o variantu s valivými elementy na vstupních a výstupních pinech. Bez těchto valivých elementů výrazně vzroste tření a účinnost bude klesat.



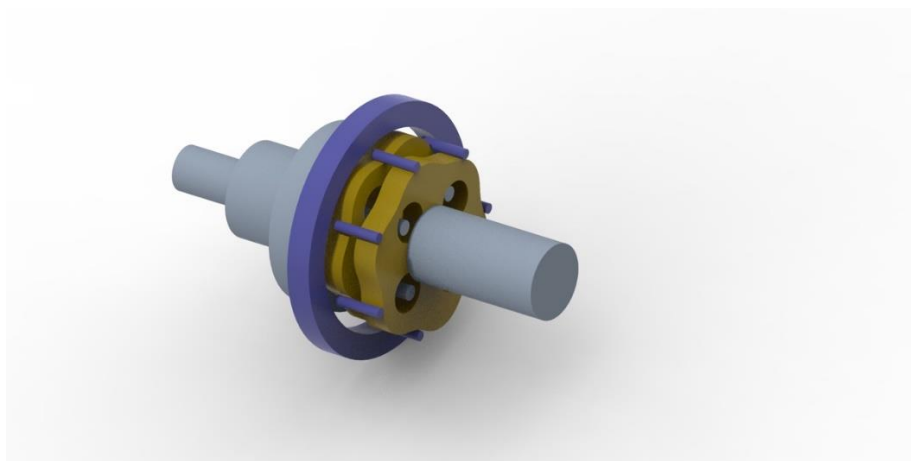
Obr. 47 – Průběh účinnosti v závislosti na natočení vstupní hřídele [44]



Obrázek 48 a-d – průběhy sil na výstupních pinech

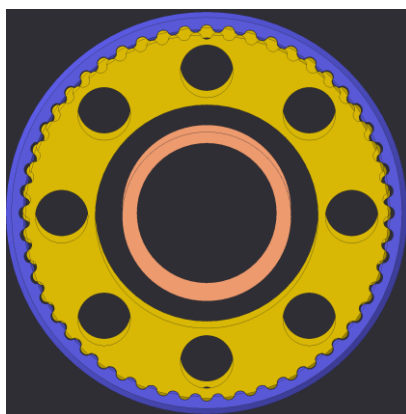


Obrázek 49 – průběh reakce v ložisku disku



Obrázek 50 – zjednodušený model cykloidní převodovky

Pro pevnostní výpočet byla namodelována převodovka o převodu $i=51$.



Obrázek 51 – Model cykloidní převodovky

	d (mm)	z	b (mm)
Koruna	66	52	6
Excentr	64,7	21	3

Tabulka 18 – Parametry členů mechanismu

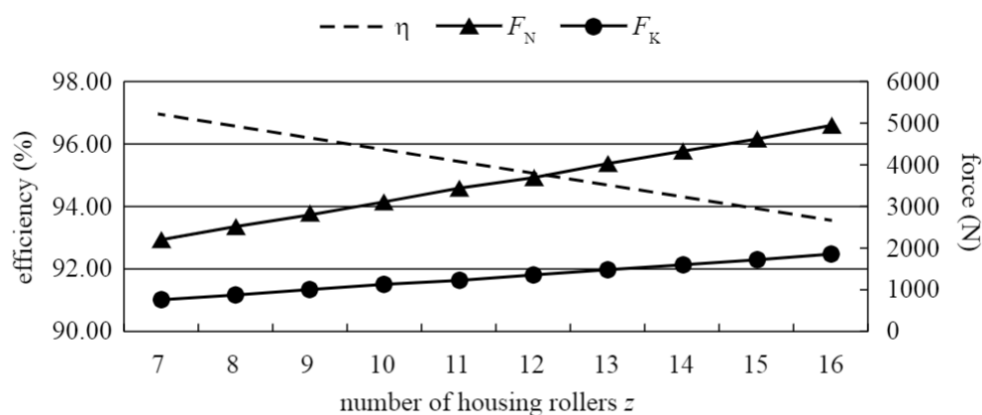
F_{excentr}	1180 N
F_{n1}	1208 N
F_{n2}	1471 N
$F_{\text{radiálníOdstř}}$	296 N

Tabulka 19 – síly v ozubení

	Disk 1	Disk 2
σ_{Hertz} (Mpa)	1053,5	1053,4
S_{hertz}	1,11	1,12

Tabulka 20 – Hertzovy tlaky a bezpečnost

Zde je třeba zmínit, že se nejedná o evolventní ozubení, ale o cykloidní. Vzhledem k odlišné geometrii je tedy i poměrně nízká bezpečnost v dotyku dostatečná.



Obrázek 52 – Závislost účinnosti cykloidní převodovky na převodu [44]

Pomocí lineární aproximace byl na základě grafu z [44] vytvořen trend vývoje účinnosti pro vyšší převody

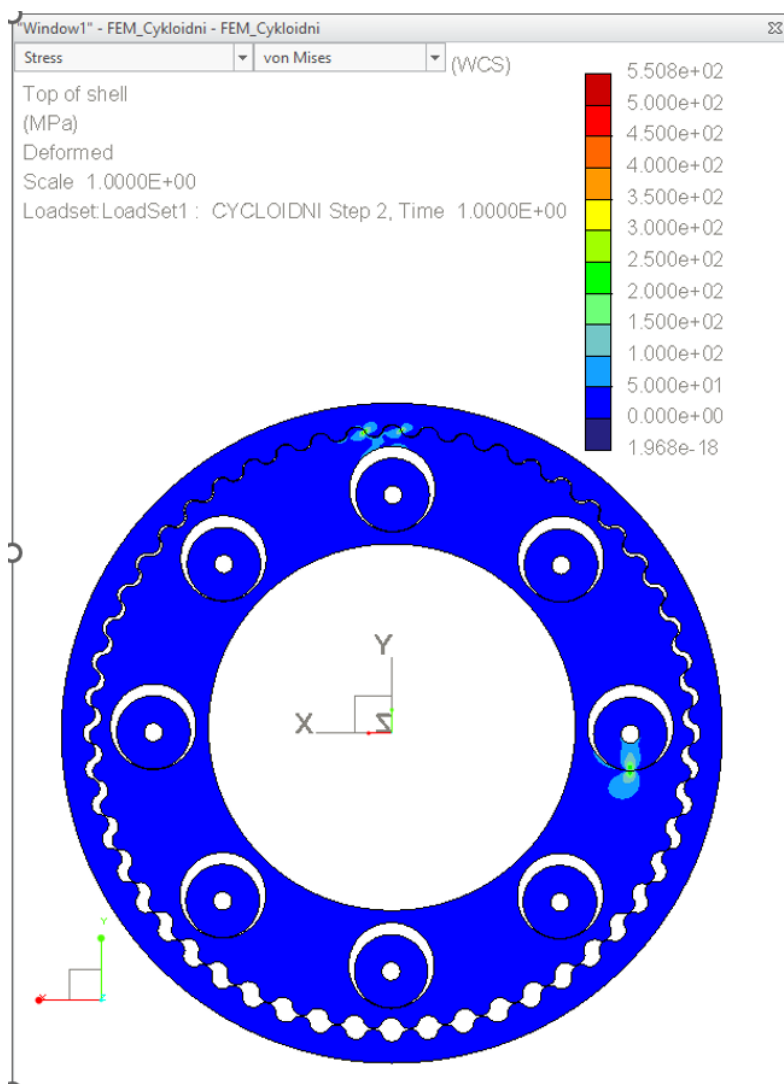
Převod	10	20	30	40	50	60	70	80
Účinnost (%)	95,80	91,41	87,34	83,25	79,15	75,05	70,95	66,86

Tabulka 21 – závislost účinnosti na převodu cykloidní převodovky

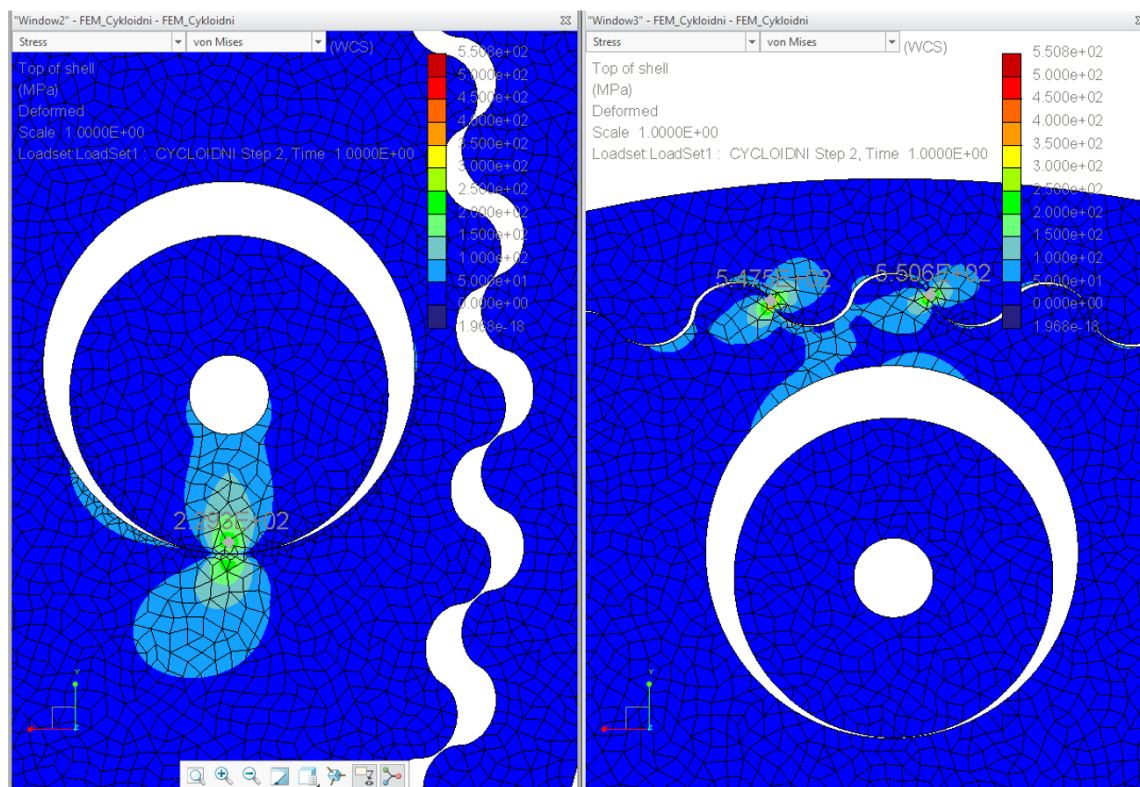
Pro zpřesnění výpočtu byla provedena kontaktní FEM analýza cykloidního převodu. Výpočet byl proveden pro šířku převodovky 5mm při vstupním momentu 30 Nm.

Vstupní moment (Nm)	30
Šířka převodovky (mm)	5
převod	51
Počet zubů v záběru	5
Počet pinů v záběru	1
Elementy (mm)	0,2-0,5

Tabulka 22 – Vstup FEM simulace



Obrázek 53 – Výstup z FEM simulace



Obrázek 54 – Výstup z FEM simulace Detail na výstupní pin a záběr zubů

Maximální napětí von Mises bylo v oblasti záběru ozubení 550 Mpa.

5.2.4 Excentrická převodovka

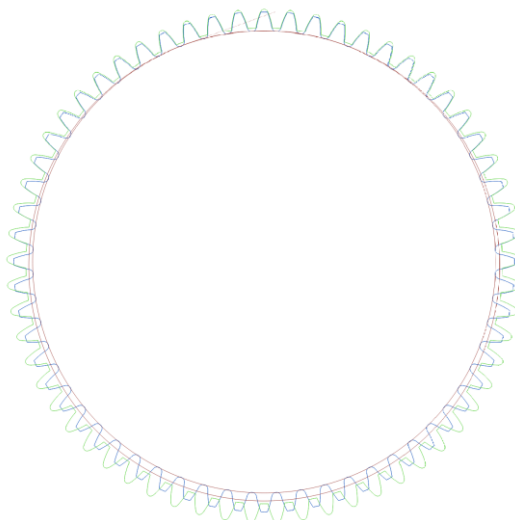
Prvotní a zásadní problém při návrhu excentrické převodovky je její smontovatelnost při současném dosažení požadovaného převodového poměru. Dle [28] je pro zaručení axiální smontovatelnosti dané rozdílem počtu zubů na korunovém (z_2) a excentrickém (z_1), popsán ve vztahu (129). Pro zaručení radiální smontovatelnosti udává [28] dokonce ještě přísnější vztah (130).

$$z_2 - z_1 \geq 8 \quad (129)$$

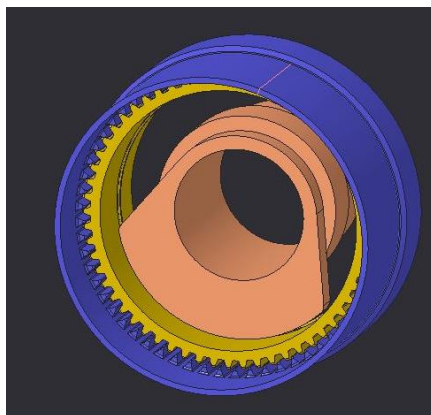
$$z_2 - z_1 \geq 12 \quad (130)$$

Při dodržení podmínek daných (129) a (130) by došlo k zásadnímu snížení převodového poměru, což je pro systém nežádoucí. Pro ideální podmínky je nutné, aby rozdíl zubů mezi korunou a excentrem byl opět o 1 zub.

Toho však při standartní zubové geometrii není možné dosáhnout, aniž by došlo k zásadním kolizím hlav a boků zubů (Obr. 55). Z toho důvodu bylo nutné zásadně upravit geometrii ozubení, aby byl záběr ozubení bez kolizí.

Obrázek 55 – Ukázka kolizí v záběru vnitřního ozubení s rozdílem $z_2 - z_1 = 1$

5.2.4.1 Excentr jen s vnějším ozubením

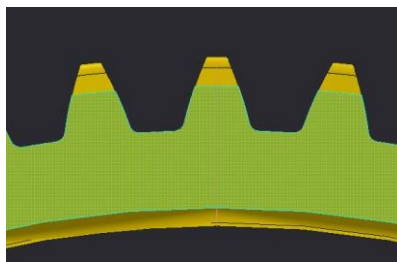


Obrázek 56 – Excentrická převodovka

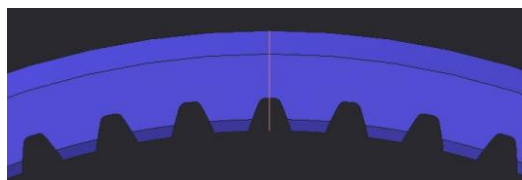
Princip excentrického mechanismu je patrný z Obr. 56. Jedná se o excentricky se pohybující centrální kolo s jednou statickou a druhou výstupní korunou. Geometrie jednotlivých komponent je zobrazena na obr. 57-59.

	z	d (mm)	b (mm)
Excentr	51	64	6
Koruna pevná	52	65,5	6,5
Koruna výstupní	51	65,5	6,5

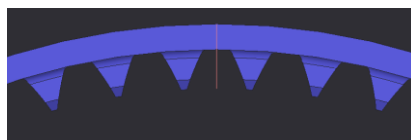
Tabulka 23– Parametry členů mechanismu



Obrázek 57 – geometrie ozubení excentru



Obrázek 58 – geometrie ozubení vstupní koruny



Obrázek 59 – geometrie ozubení výstupní koruny

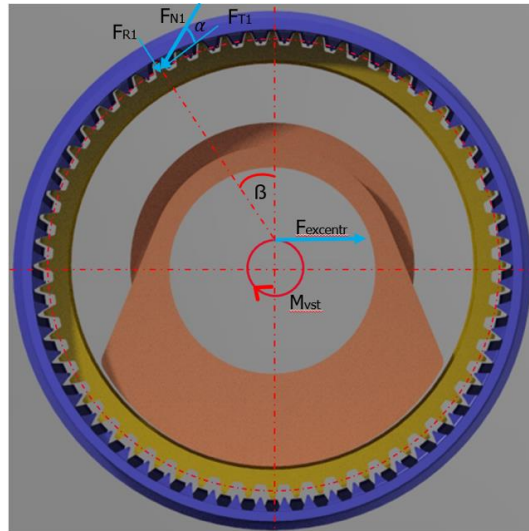
Offset excentrického pohybu se pro záběr ozubení na 12. hodině počítá pomocí vztahu roztečných kružnic (131), nicméně v případě rozdílu zubů $z_2 - z_1 = 1$ musí být výška zubu dále upravena pomocí koeficientů, aby nedocházelo ke kolizi na 6. hodině.

$$p = \frac{d_2 - d_1}{2} = 0,8 \text{ mm} \quad (131)$$

$$i = \frac{z_1}{z_2 - z_1} = \frac{51}{52 - 51} = 51 \quad (132)$$

Úhel záběru byl volen v rozsahu 20° - 45° . Jak bylo patrné z obr. 55, byla v ozubení při záběru na 12. hodině patná kolize na 6. hodině i na 3. a 9. hodině. Úpravou geometrie, především zubové mezery a úpravou výšky zubů byla vytvořena geometrie, která umožňuje záběr bez kolize. Problém však nastává v tom, že záběr není na 12 hodině, ale je pootočen o úhel β . Toto pootočení umožňuje zachovat vysoký převodový poměr, nicméně mají zásadní vliv na účinnost, protože větší část síly ze záběru přechází do třecích sil. Dalším potenciálním problémem je, že vzhledem k poloze záběru a excentricity dochází ke vzniku velké reakce v ložisku. Při vysokém převodovém poměru je vstupní moment nízký a otáčky vysoké. Z toho důvodu případné ztráty v ložiskách mají vysoký efekt na výstupní moment a také na účinnost.

Dále byl proveden výpočet statických sil v ozubení a kontrola Hertzova tlaku obdobně, jako u varianty s planetovou převodovkou.



Obrázek 60 – rozložení sil na excentru

$$M_{vst} = 1,56 Nm$$

$$d_{rozt} = 65,6 mm$$

$$e = 0,8 mm$$

$$M_{odpLož} = 0,085 Nm$$

$$\beta = 20^\circ$$

$$f = 0,1$$

$$F_{excentr} = \frac{(M_{vst})}{e} = \frac{1,56}{0,8} * 1000 = 1950 N \quad (133)$$

$$F_{N1,2} = \frac{F_{excentr}}{\cos(\alpha+\beta)} = \frac{1950}{\cos(20+20)} = 2545 N \quad (134)$$

Pro přesnější stanovení ztrát v ozubení použijeme kromě již uvedeného odporu ložiska také tření, vznikající v záběru ozubení.

$$F_{excentr} = \frac{(M_{vst}-M_{odpLož})}{e} = \frac{1,56-0,085}{0,8} * 1000 = 1843,5 N \quad (135)$$

$$F_{N1,ztr} = \frac{F_{excentr}}{\cos(\alpha+\beta)} - 2 * F_{N1} * f * \cos\left(\frac{\pi}{2} - \alpha - \beta\right) = \frac{1843}{\cos(20+20)} - 2 * 2917 * 0,1 * \cos(50) = 2030 N \quad (136)$$

$$F_{N2,ztr} = F_{N1,ztr} = 2165,4 N \quad (137)$$

$$F_{tř1} = F_{N1} * f = 254,5 N \quad (138)$$

$$M_{vyst} = M_{vst} * i = 1,56 * 51 = 79,56 Nm \quad (139)$$

$$M_{odpLožvyst} = 0,007 Nm$$

$$M_{výstztr} = F_{N2ztr} * \frac{d_{rozt}}{2} - M_{odpLožvýst} = 71,02 \text{ Nm} \quad (140)$$

$$\eta = \frac{M_{výstztr}}{M_{výst}} = \frac{71,02}{79,56} = 89\% \quad (141)$$

F _{excentr}	1844 N
F _{n1}	2030 N
F _{n2}	2165 N

Tabulka 24 – Síly v mechanismu

Dále provedeme výpočet Hertzových tlaků pro dané ozubení.

	Excentr-Koruna
r1	0,0109
r2	0,0112
ρ	0,0253

Tabulka 25 – Parametry pro výpočet Hertzových tlaků

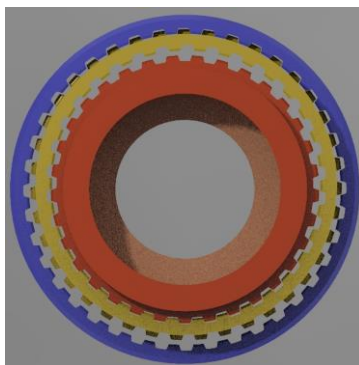
	Excentr-Koruna
σ _{Hertz} (Mpa)	1073
S _{hertz}	1,1

Tabulka 25 – Hertzovy tlaky

Pro kontrolu provedeme přepočty tvrdosti z HRC na HBR a porovnáme Hertzův tlak s grafem na obr.48.

5.2.4.2 Excentr s vnějším i vnitřním ozubením

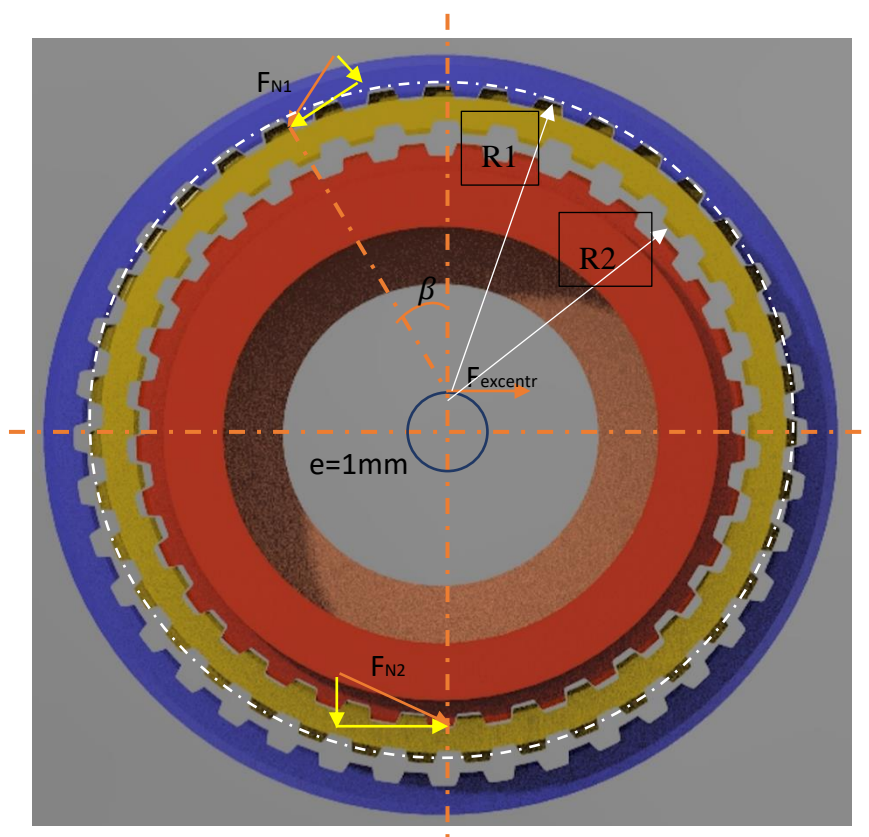
Druhou variantou excentrického ozubení je varianta s mezičlenem, který má vnitřní a vnější ozubení, a výstupní korunou (Obr. 61). Jedná se o mechanismus podobný převodovce TQ-HPR50, popsané v rešerši. Vstupní člen na excentrickém ložisku (žlutý) roztáčí výstupní středový člen (červený).



Obrázek 61 – druhá koncepce excentrického převodu

	d (mm)	z	b (mm)
výstupní člen	57,1	95	8
excentr vnitřní	58	96	8
excentr vnější	64	107	6,5
koruna	64,9	108	6,5

Tabulka 26 – Parametry členů mechanismu



Obrázek 62 – Silová rovnováha na excentru (žlutá)

$$M_{vst} = 1,5Nm$$

$$d_1 = 64mm$$

$$d_2 = 58\text{mm}$$

$$e = 0,47\text{mm}$$

$$M_{odpLož} = 0,115\text{Nm}$$

$$f = 0,1$$

$$\alpha = 20^\circ$$

$$\beta = 33,7^\circ$$

$$F_{excentr} = \frac{(M_{vst} - M_{odpLož})}{e} = \frac{1,5 - 0,115}{0,47} * 1000 = 2928\text{N} \quad (142)$$

$$F_{N1} = F_{N2} * \frac{r_2}{r_1} * \frac{\cos\alpha + f * \sin\alpha}{\cos\alpha - f * \sin\alpha} = 2148\text{N} \quad (143)$$

$$F_{N2} = \frac{F_{excentr}}{\cos(\alpha + \beta) * \frac{r_2 * \cos\alpha + f * \sin\alpha}{r_1 * \cos\alpha - f * \sin\alpha} + \cos(\alpha + \beta) + \frac{r_2 * \cos\alpha + f * \sin\alpha}{r_1 * \cos\alpha - f * \sin\alpha} * f * \cos(90 - \alpha - \beta) + f * \cos(90 - \alpha - \beta)} = 2204,8\text{N} \quad (144)$$

Dále byl proveden kontrolní výpočet účinnosti převodu.

$$i_{koruna-excentr} = \frac{z_{ext}}{z_{kor} - z_{ext}} = \frac{107}{108 - 107} = 107 \quad (145)$$

$$i_{excentr-výstup} = \frac{z_{výst}}{z_{int} - z_{výst}} = \frac{95}{96 - 95} = 95 \quad (146)$$

$$i_{celk} = \frac{i_{koruna-excentr} * i_{excentr-výstup}}{i_{koruna-excentr} + i_{excentr-výstup}} = 50,3 \quad (147)$$

$$M_{out100} = M_{in} * i_{celk} = 1,5 * 50,3 = 75,4\text{Nm} \quad (148)$$

$$M_{outreal} = F_{N2} * \cos\alpha * r_2 = 60,1\text{Nm} \quad (149)$$

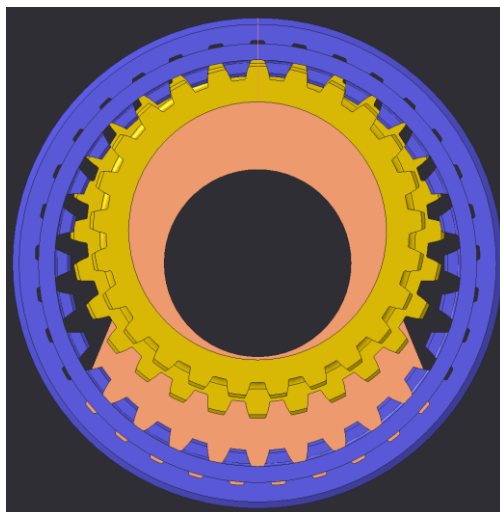
$$\eta = \frac{M_{outreal}}{M_{out100}} = 80,1\% \quad (150)$$

	Excentr vnější – Koruna	Excentr vnitřní – výstupní člen
σ Hertz (Mpa)	1035	1013
Shertz	1,13	1,16

Tabulka 27 – Hertzovy tlaky

5.2.4.3 *Excentro-planeta*

Tato varianta excentrického převodu je tvořena vstupem přes planetové kolo s děleným ozubením, kde vstupní ozubení (planeta in) zabírá do pevné koruny (koruna in) a výstup je tvořen výstupní korunou (koruna out), do které zabírá druhé ozubení na planetě (planeta out).



Obrázek 63– Model excentro-planetové převodovky

	d(mm)	z	m	b (mm)
Planeta in	56	28	2	4
Planeta out	50	25	2	4
Koruna in	66	33	2	4
Koruna out	60	30	2	4

Tabulka 28 – Parametry členů mechanismu

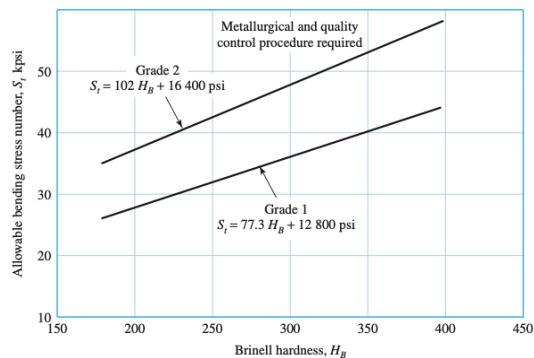
$$\sigma_{kpsi} = 53,028kpsi$$

$$S_t = 55,93kpsi$$

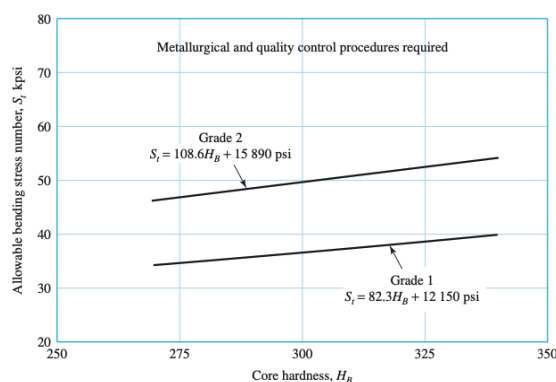
$$S_{ohyb} = \frac{\sigma_{xkpsi}}{S_t} \quad (151)$$

Figure 14-2

Allowable bending stress number for through-hardened steels, S_t . The SI equations are: $S_t = 0.533H_B + 88.3$ MPa, grade 1, and $S_t = 0.703H_B + 113$ MPa, grade 2. (Source: ANSI/AGMA 2001-D04 and 2101-D04.)

**Figure 14-3**

Allowable bending stress number for nitrided through-hardened steel gears (i.e., AISI 4140, 4340), S_t . The SI equations are: $S_t = 0.568H_B + 83.8$ MPa, grade 1, and $S_t = 0.749H_B + 110$ MPa, grade 2. (Source: ANSI/AGMA 2001-D04 and 2101-D04.)



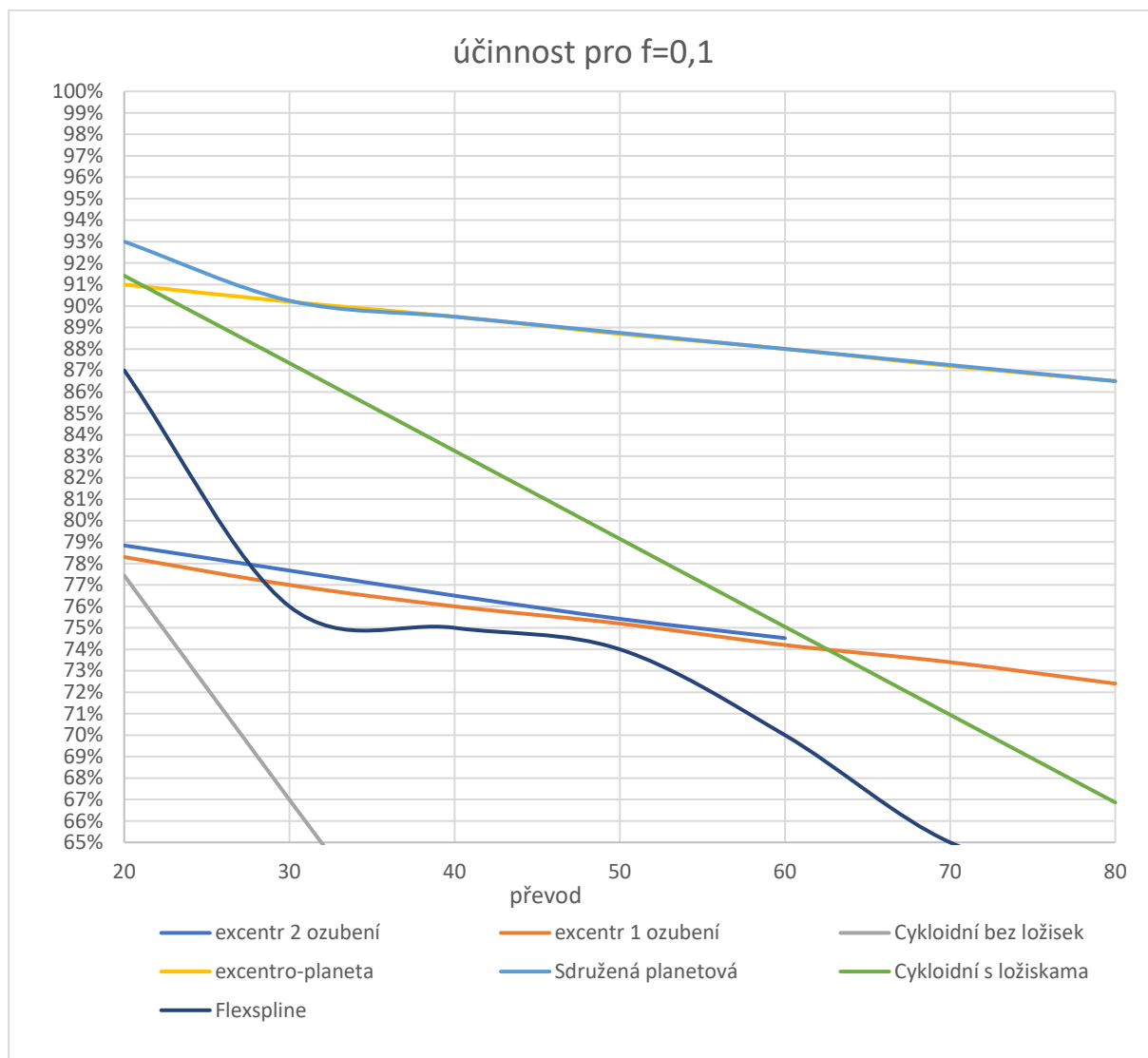
Obrázek 64 – grafy pro vyhodnocení napětí v ohybu zubu [36]

	Záběr in	Záběr out
σ_{ohyb} (Mpa)	336,4	309,62
S_{ohyb}	1,15	1,24
σ_{Hertz} (Mpa)	1045,1	1042
S_{Hertz}	1,12	1,13

Tabulka 29 – Bezpečnosti v ohybu a Hertzovy tlaky

5.2.5 Porovnání účinnosti

Jedním z důležitých vstupů do rozhodovací matice je účinnost jednotlivých systémů. U cykloidní převodovky a flexspliny byla účinnost extrapolována z pramenů [42], [44]. U ostatních variant byla počítána porovnáním výstupního momentu po aplikaci třecích sil a ztrát v ložiskách, jak je naznačeno ve výpočtech výše. Výstup porovnání ukazuje graf na obr. 65. Na základě výpočtů z předchozí kapitoly byly shrnuty základní klady a zápory jednotlivých variant. Návrhovými výpočty a dimenzováním v předchozí kapitole byly definovány hlavní parametry pro rozhodovací matici, na základě které bude zvoleno optimální řešení pro dopracování. Posuzované parametry vycházejí ze zadání. Při vyhodnocení budou jednotlivé parametry oceněny váhami a následně graficky vyhodnoceny.



Obrázek 65 – Graf vývoje účinností jednotlivých variant

Převod	Excentr 2 ozubení	Cykloidní bez ložisek	Excentr 1 ozubení	excentro-planeta	Sdružená planetová	Cykloidní s ložisky	Flexspline
20	78,84 %	77,4 %	78,3 %	91,0 %	93,0 %	91,4 %	87,0 %
30	77,67 %	67,0 %	77,0 %	90,2 %	90,2 %	87,3 %	76,0 %
40	76,5 %	56,8 %	76,0 %	89,5 %	89,5 %	83,3 %	75,0 %
50	75,42 %	46,8 %	75,2 %	88,7 %	88,7 %	79,2 %	74,0 %
60	74,52 %	37,0 %	74,2 %	88,0 %	88,0 %	75,1 %	70,0 %
70	Velký počet zubů, malý offset	27,5 %	73,4 %	87,2 %	87,2 %	71,0 %	65,0 %
80		18,1 %	72,4 %	86,5 %	86,5 %	66,9 %	63,0 %

Tabulka 30 – Porovnání účinností jednotlivých systémů

Dalším vstupním parametrem je hmotnost mechanismu. Do hmotnosti jsou započítána ozubená kola, ložiska, případně unašeče.

Varianta	excentr 2 ozubení	Cykloidní bez ložisek	excentr 1 ozubení	excentro-planeta	Sdružená planetová	Cykloidní s ložiskama	Flexspline
Hmotnost(g)	600	610	470	650	630	760	508

Tabulka 31 – Porovnání hmotností jednotlivých systémů

5.3 Shrnutí

V předchozí kapitole byly nadefinovány jednotlivé varianty převodů a kvantifikovali jejich klíčové vlastnosti. V další kapitole budou porovnány a vyhodnoceny jednotlivé vlastnosti a na základě toho bude vybrán optimální systém k dopracování. Jako hlavní kritéria byla stanovena účinnost systému, hmotnost, rozměry

Účinnost je zde volena jako jeden z hlavních faktorů z několika důvodů:

1. Velké ztráty v systému vyžadují pro dosažení požadovaných hodnot na výstupu silnější (tzn. větší) elektromotor
2. Větší ztráty znamenají i větší zatížení mechanismu v případě rázů (část vstupujících sil se přenáší „do mechanismu“ ve formě tření, teploty, deformací atd.
3. Nižší životnost z důvodu většího zatížení systému.

Hmotnost a rozměry jsou další důležité faktory z hlediska zástavbového prostoru a celkové hmotnosti systému, která je vzhledem k aplikaci (jízdni kolo) také kritická. Pro úplnost je uvedeno, že v porovnání rozměrů a hmotnosti je uvažován jen převodový mechanismus, ložiska, a hřídele. Housing, spojovací materiál, osa šlapek, mazání atd. nejsou v hmotnosti zahrnuty.

Varianta	1 excentr 2 ozubení	2 Cykloidní bez ložisek	3 excentr 1 ozubení	4 excentro-planeta	5 Sdružená planetová	6 Cykloidní s ložiskama	7 Flexspline
Hmotnost(g)	650	610	600	650	630	760	508
účinnost (I=50)	75%	67%	75%	78%	89%	79%	74%
rozměr - axiální	19	22	21	23,5	36,8	22	23
Přetížitelnost	7	9	7	9	9	9	5

Tabulka 32 – Hodnoty vstupující do rozhodovací matice

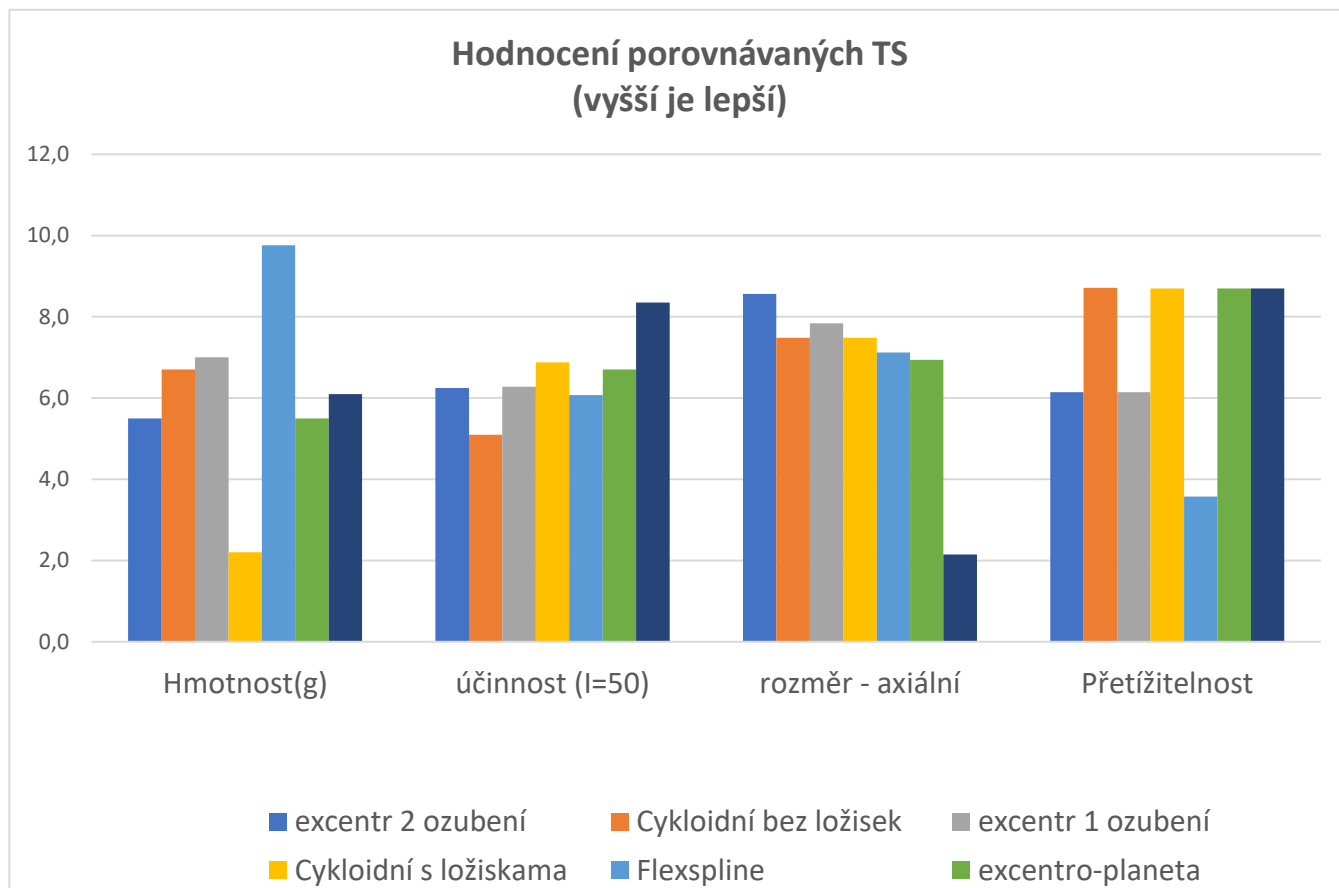
Kromě hmotnosti je porovnávána účinnost při daném převodovém poměru. Účinnost byla u variant 1-3 počítána analyticky na základě třecích sil a ztrát v ložiskách. U varianty 4 a

5 byla účinnost zjištěna lineární interpolací z orientačních výsledků výpočtu ze SW KISSoft a varianty 6 a 7 byly lin. interpolovány z literatury (tab.11, tab.17). Dále byl do porovnání zahrnut axiální rozměr každé varianty. Radiální rozměr byl u všech systémů volen tak, aby vyhovoval požadovaným rozměrům, je tedy porovnáván jen axiální rozměr. Dalším kritériem je únosnost, založená na bezpečnosti napočítané u Hertzových tlaků. Tato je však u mechanismů přibližně stejná, protože již během výpočtu k ní bylo přihlíženo. Přetížitelnost definuje schopnost unést rázový moment brždění a přeřazení, který byl počítán na počátku kap. 5.1. Ze zkušeností firemního vývoje ZF bude usouzeno, že planetová převodovka přetížení snese určitě a excentrické varianty s určitou pravděpodobností, která je definovaná obodováním. Flexspline na základě FEM vyhodnocení takto přetížitelná není, bude tedy třeba ji doplnit prokluzovou spojkou. Porovnání bodů jednotlivých variant je patrné na grafu obr. 65.

Hodnoty byly následně lineárně interpolovány mezi nejlepší hodnotu optimálního systému MAX, která má 10 bodů a nejhorší hodnotu MIN, která má 1 bod (tab.33).

Váha (1-6)		MIN	MAX	excentr 2 ozubení	Cykloidní bez ložisek	excentr 1 ozubení	excentr o-planeta	Sdružená planetová	Cykloidní s ložiskama	Flexspline
4	Hmotnost	800	500	650	610	600	650	630	760	508
		1	10	5,5	6,7	7,0	5,5	6,1	2,2	9,8
6	účinnost (I=50)	40%	100%	75%	67%	75%	78%	89%	79%	74%
		1	10	6,3	5,1	6,3	6,7	8,4	6,9	6,1
4	rozměr - axiální	40	15	19	22	21	23,5	36,8	22	23
		1	10	8,6	7,5	7,8	6,9	2,2	7,5	7,1
2	Přetížitelnost	3	10	7	9	7	9	9	9	5
		1	10	6,1	8,7	6,1	8,7	8,7	8,7	3,6

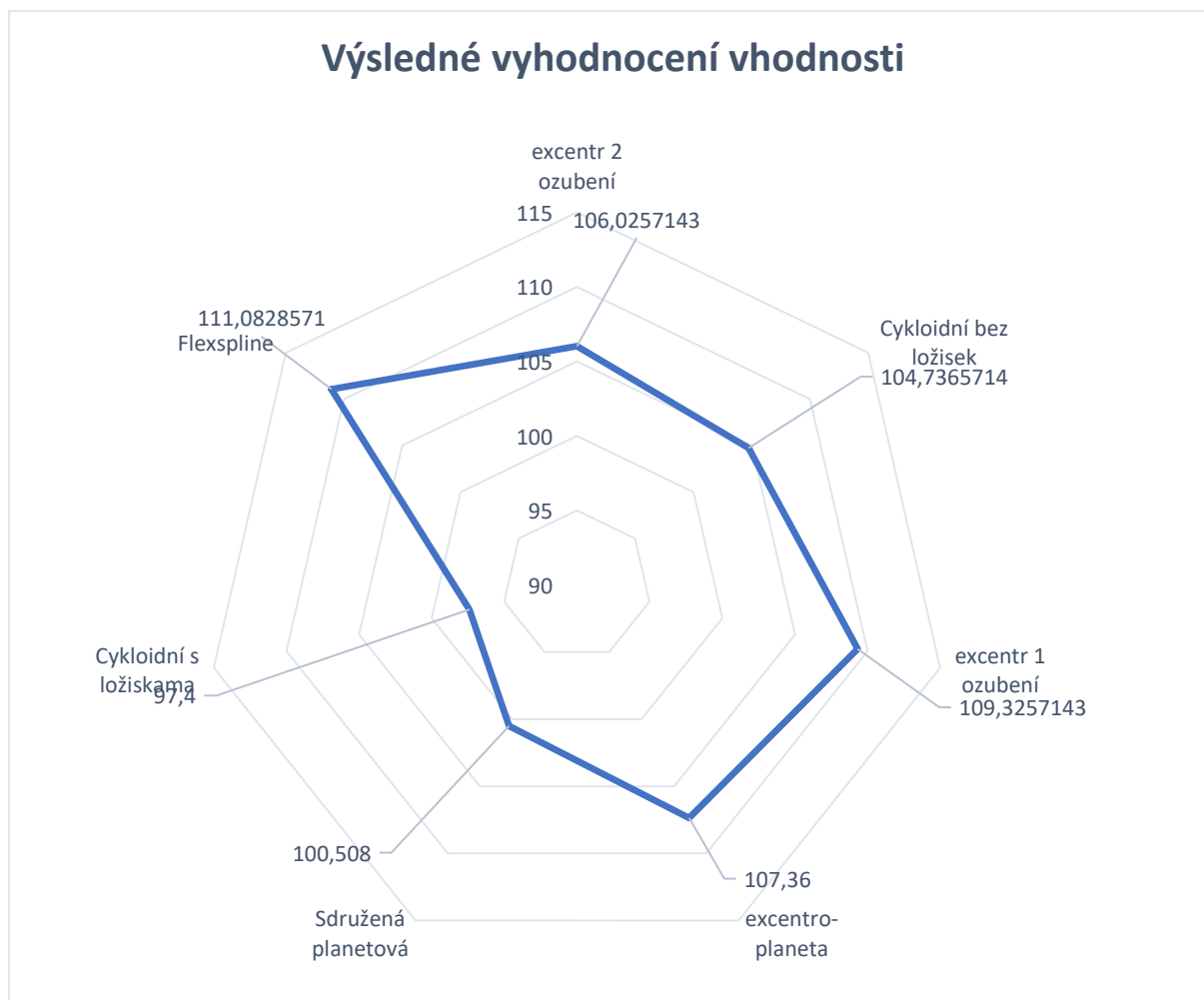
Tabulka 33 – Nejlepší a nejhorší hodnoty jednotlivých variant



Obrázek 66 – Hodnocení porovnávaných TS

		excentr 2 ozubení	Cykloidní bez ložisek	excentr 1 ozubení	excentro-planeta	Sdružená planetová	Cykloidní s ložiskama	Flexspline
4	Hmotnost(g)	5,5	6,7	7,0	5,5	6,1	2,2	9,8
6	účinnost (l=50)	6	5	6	7	8	7	6
4	rozměr - axiální	9	7	8	7	2	7	7
2	Přetížitelnost	6,1	8,7	6,1	8,7	8,7	8,7	3,6
VAZENE HODNOTY		106,026	105	109,3257143	107,36	100,508	97,4	111,0828571

Tabulka 34 – Výpočet celkové vhodnosti jednotlivých variant dle vážených hodnot
Výsledné hodnoty jsou doplněny váhami dle důležitosti a výsledek vyhodnocení je graf na obr. 67.



Obrázek 67 – Celkové vyhodnocení vhodnosti jednotlivých variant

Na základě vyhodnocených dat i požadavku zadavatele byl jako výsledný systém zvolen převod pomocí harmonické převodovky flexspliny.

6 Dopracování výsledného řešení

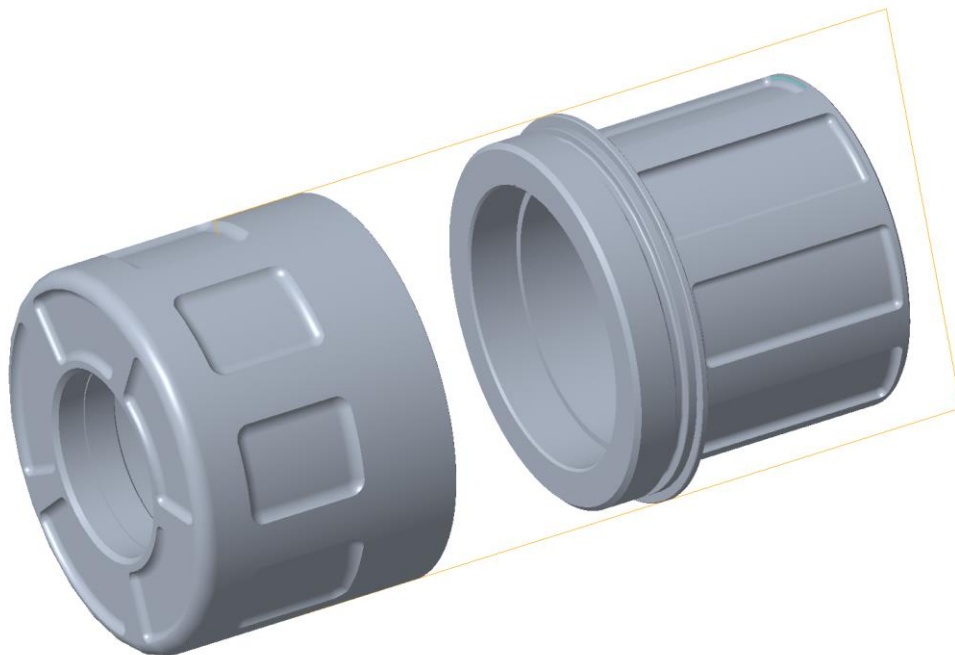
6.1 Omezení vyplývající ze zadání

Základním požadavkem na celý systém je jeho kompaktnost a hmotnost. Rozměry jsou omezeny především vzdáleností osy k zadnímu kolu (40 mm), což umožňuje maximální průměr rotačně symetrického systému 80 mm.

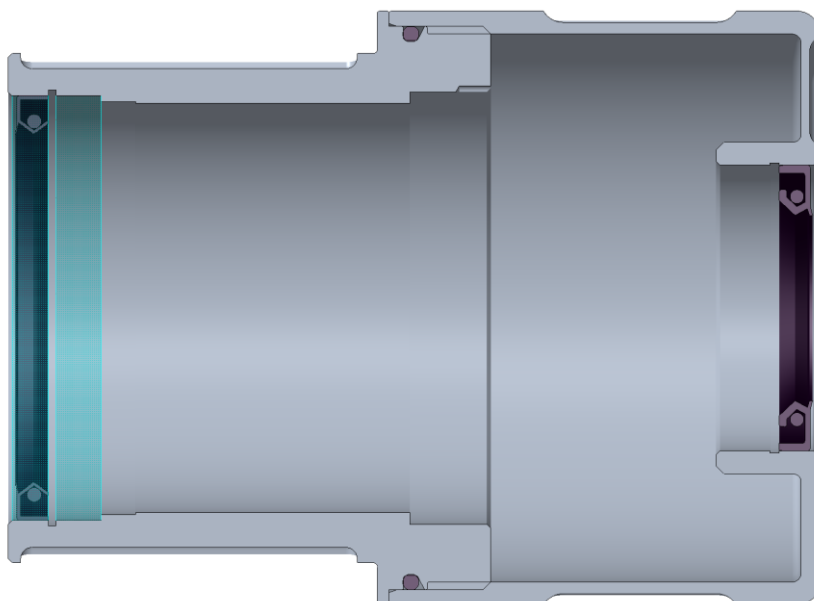
Dalším požadavkem je řetězová linka 52 mm, která definuje vzdálenost středu osy od převodníku.

6.2 Skříň

Z důvodu minimální hmotnosti byla skříň odlita z hliníkové slitiny AlSi10MnMg-T5. Skládá se z housingu pro Emotor a housingu pro převodovku, které jsou spojeny pomocí levotočivého závitu. Zatěsnění závitu je provedeno pomocí O-kroužku. Na vstupu a výstupu je housing těsněn pomocí gufera s prachovkou.



Obrázek 68 – Rozstřel housingu převodovky



Obrázek 69 – Těsnění housingu

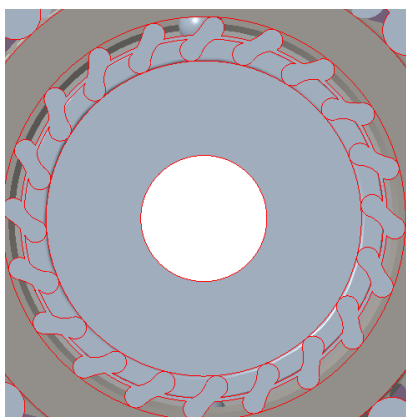
Díky absenci spojovacího materiálu a celkové úspornosti je hmotnost housingu pouhých 0,301 kg.

6.3 Mazání

Mazání mechanismu se provádí pomocí syntetické vazelíny (např. Bosch Drive unit grease). Mazání se provádí během servisu a stačí jej provádět jednou ročně.

6.4 Spojení hnané hřídele motoru a osy pedálů

Jak bylo již zmíněno výše, jedním ze základních požadavků na systém bylo umožnit protočení pedálů ve zpětném směru. Z tohoto důvodu byla osa oddělená od hnané hřídele jednosměrným ložiskem, které umožňuje přenos točivého momentu jen jedním směrem.



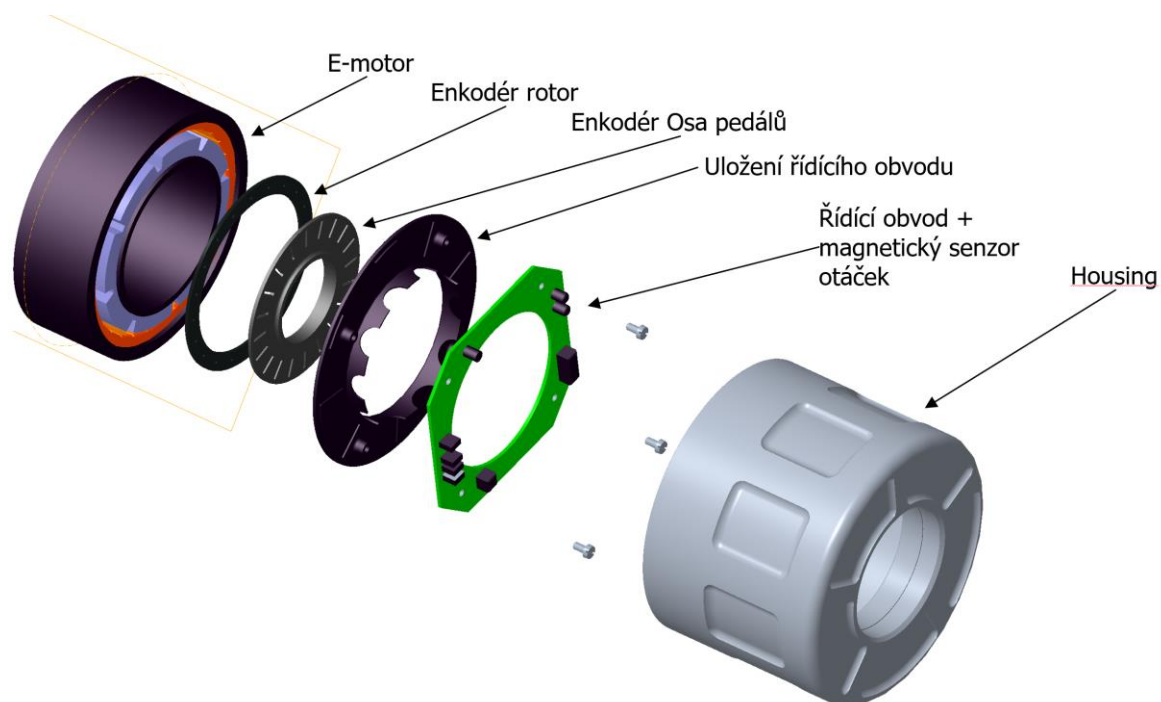
Obrázek 70 – Řez elementy volnoběžky mezi osou pedálů a výstupní hřídelí

Dále bylo nutné vyřešit ochranu převodového mechanismu před přetížením od elektromotoru, ke kterému by docházelo např. při brždění a který, jak potvrdila FEM analýza výše a také praktické zkušenosti z vývoje podobných systémů v rámci ZF, může mechanismus převodovky vážně poškodit.

K tomu byla použita spojka, která je interním patentem firmy ZF, umožňující při přetížení proklouznutí. Její sekundární funkcí také je, že v případě rychlejší kadence, než je momentální rychlost elektromotoru, dojde k rozpojení a motor nebude šlapání brzdit. Tato spojka musela být v mechanismu z důvodu patentové ochrany zobrazena pouze jako dummy díl.

6.5 Řídicí obvod a senzory

Řídicí jednotka a senzory se nachází v zatěsněném prostoru v housingu E-motoru. Pro řízení E-motoru je potřeba snímat otáčky osy pedálů a rotorové hřídele. To je provedeno pomocí magnetického senzoru otáček a enkodérů na ose pedálů a na hřídeli rotoru.



Obrázek 71–E-motor a řídicí jednotka

6.6 E-Motor

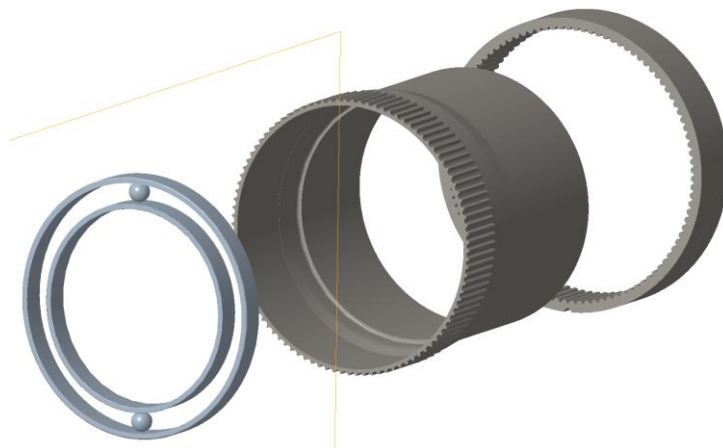
E motor byl vzhledem ke specifickým nárokům objednan na zakázku. V tomto případě byl existující motor převzat z předchozí generace pohonu pro elektrokolo, který byl v ZF vyvíjen a jeho kompletní návrh není tématem práce, stejně tak jako jeho napájení. V modelu je reprezentován dummy partem, avšak rozměry a hmotnost jsou zachovány.

6.7 Převodový a hnací mechanismus

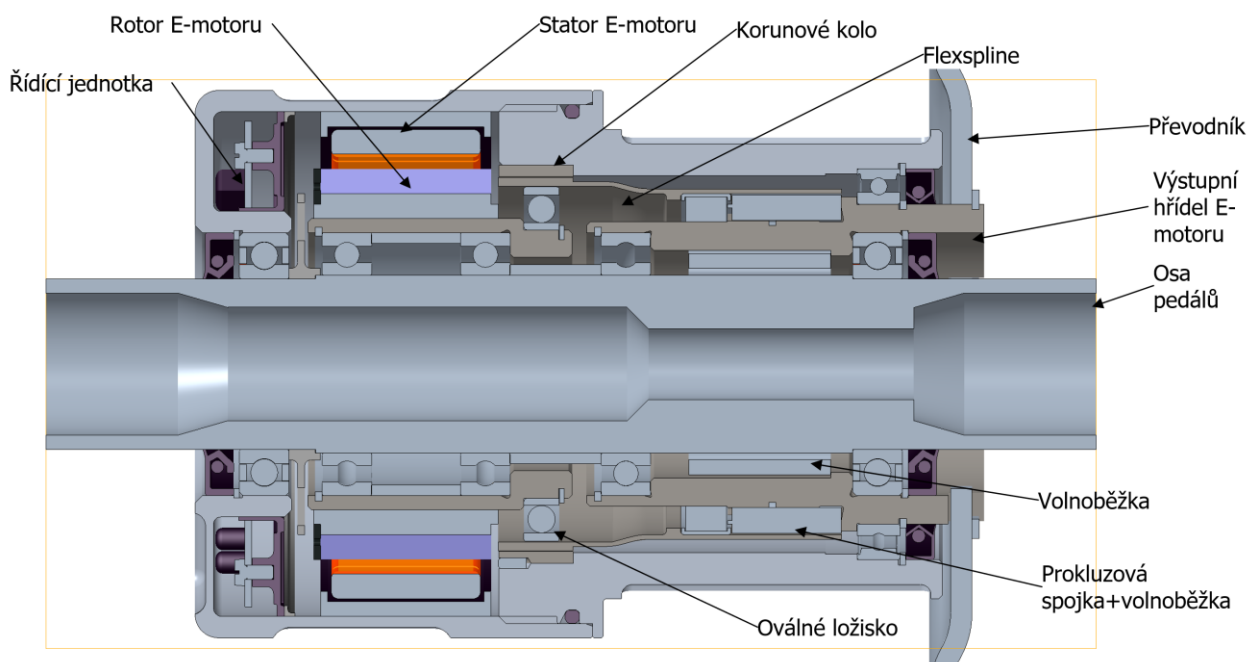
Převod je realizován pomocí harmonické flexspline převodovky, jejíž princip je detailně vysvětlen v příslušné kapitole. Na obr. 72 jsou patrné komponenty převodu korunové kolo, flexspline a oválné ložisko.

Jak je dále patrné na obr. 65, kroutící moment od elektromotoru vstupuje přes rotorovou hřídel a oválné ložisko do flexspline, který díky se obvaluje po pevném korunovém kole, které je v housingu zajištěno pojistným kolíkem. Flexspline je na druhé straně uložen na válečkovém

ložisku, které jej zpátky „formuje“ do kruhového průřezu a následně pomocí prokluzové spojky připojen k výstupní hřídeli, který je spojen s převodníkem. Jak bylo výše vysvětleno, mechanismus umožňuje jednak zpětnou rotaci pedálů tak prokluz mezi flexsplinem a hřídelí v případě brždění nebo rychlého šlapání.



Obrázek 72 –Komponenty harmonického převodu



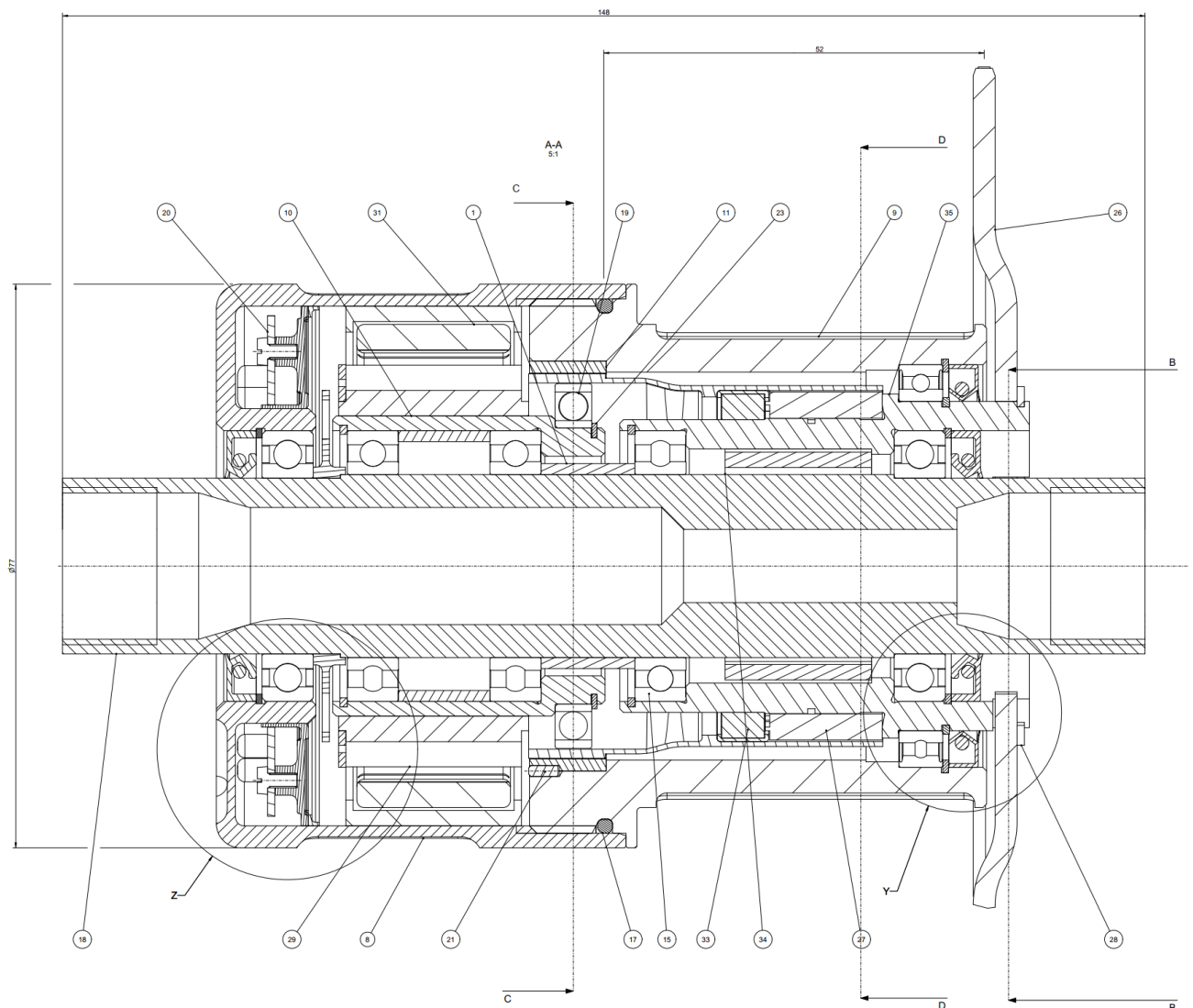
Obrázek 73 –Řez pohonem

6.8 Výsledný mechanismus

Výsledný návrh splňuje jak požadavek na rozměry, tak na hmotnost.

	Požadovaná	dosažená
Vzdálenost osy od zadního kola (mm)	80	77
Řetězová linka (mm)	52	52
hmotnost (kg)	2	1,82

Tabulka 35 – Porovnání výsledných a požadovaných rozměrů

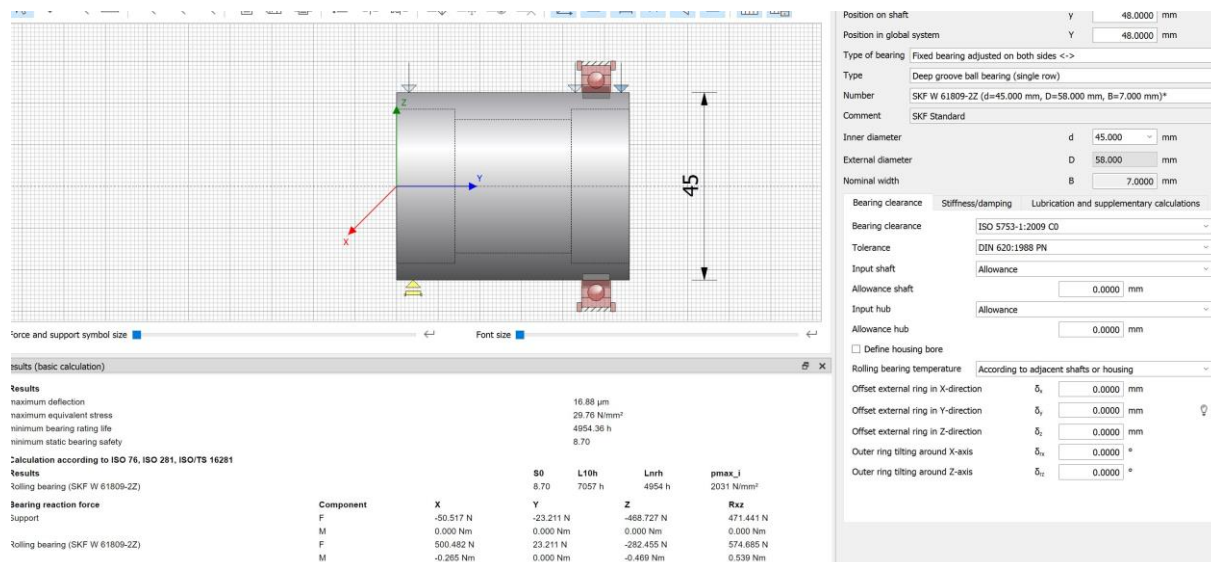


Obr. 74 – Řez sestavy

6.9 Kontrola výstupního ložiska

Pro kontrolu životnosti mechanismu provedeme kontrolní výpočet životnosti ložiska na výstupu motorového hřídele, které je nejnamáhanější. Zatížíme jej nejen od hmotnosti na pedálech a silou v řetězu.

Výpočet je znázorněn na obr. 75



Obrázek 75 – Výpočet životnosti ložiska na výstupním hřídeli

Vypočtená životnost je 7057h. Při průměrné rychlosti jízdy 20 km/h vydrží ložisko 141140km. Požadavek 20000km životnosti je tedy bohatě splněn.

7 Závěr

Cílem této diplomové práce bylo vytvořit návrh pohonného mechanismu elektrokola s důrazem na porovnání vhodnosti jednotlivých převodových mechanismů, které vyplynuly z průzkumu stavu techniky a zadání vedoucího práce.

Návrh byl tvořen s důrazem na maximálně kompaktní rozměry a minimální hmotnost. Na základě prvotní rešerše byly vytypovány nejčastější technická řešení, která se na trhu objevují. Dále byly sestaveny výpočtové modely pro každý z nich, vytvořeny hrubé návrhové modely a na základě FEM, Hertzových tlaků a Lewisovy rovnice zkontrolována únosnost.

Dále byl proveden výpočet životnosti pro jednotlivé mechanismy. Výpočet byl proveden buď analyticky u standardních převodových mechanismů, nebo byl interpolován z výsledků měření, uvedených ve zdrojích.

Na základě hmotnosti, rozměrů a účinnosti jednotlivých převodů bylo provedeno závěrečné vyhodnocení pomocí vah a rozhodovací matice, sestavené na principu Engineering design science.

Excentrické mechanismy se vzhledem k nižší účinnosti příliš neosvědčily, klasické planetové mechanismy zase z důvodu vyšší hmotnosti a rozměrů.

Nakonec byla pro dopracování zvolena harmonická převodovka z důvodu nízké hmotnosti a kompaktních rozměrů, ačkoliv dle informací, dostupných až ve finální fázi této práce, nabízí i cykloidní převodovka poměrně příznivou účinnost při velmi kompaktních rozměrech a dobré únosnosti.

Nakonec byl vypracován model sestavy pohonu. S důrazem na minimalizaci rozměrů byl housing navržen ze dvou dílů, vzájemně spojených levotočivým závitem.

Oproti jiným komerčním řešením byl systém doplněn i o dvě volnoběžky, umožňující zpětnou rotaci pedálů a rozdíl v rychlosti kadence a elektromotoru, spolu s ochranou mechanismu před přetížením.

Před realizací by bylo vhodné provést detailní výpočet z hlediska životnosti, případně otestovat vypočtené hodnoty na prototypu.

8 Bibliografie

Bibliografické odkazy a citace vychází z normy ČSN ISO 690 (01 0197). Podrobný návod, jak citovat literaturu a prameny, s příklady je uveden na stránkách knihovny ZČU <https://sites.google.com/site/novaiso690/>.

Např.:

[1] Introduction to electric bikes: Everything you need to know | Cyclist. *Cyclist / Road cycling news, bike reviews, in-depth analysis & tips* [online]. Copyright © Diamond Publishing 2022. All rights reserved. [cit. 08.10.2022]. Dostupné z: <https://www.cyclist.co.uk/in-depth/2683/introduction-to-electric-bikes-everything-you-need-to-know>

[2] HUB motor - Elektroport s.r.o.. *Elektrokola Brno - Prodej elektrokol* [online]. Dostupné z: <https://elektroport.cz/kontakty-a-informace/vse-o-elektrokolech/hub-motor>

[3] Electric bicycle. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001-, 8.11.2022 [cit. 2022-10-09]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/w/index.php?title=Electric_bicycle&oldid=1114828068

[6] DIRECTIVE 2002/24/EC OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL: relating to the type-approval of two or three-wheel motor vehicles and repealing Council Directive 92/61/EEC. In: *Lex-europa*. 2002, 11.12.2008, 2002L0024, číslo 24. Dostupné také z: <https://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=CONSLEG:2002L0024:20081211:EN:PDF>

[7] ŠLAPÁK, Michal. *Optimalizace výkonu elektrokola pro použití v provozu v Praze*. Praha, 2015. Bakalářská práce. České Vysoké Učení Technické. Vedoucí práce Doc. Ing Petr Boucher, Ph.D.

[8] PYKAL, Vojtěch. *JÍZDNÍ KOLO PRO SENIORY A MĚSTSKÝ PROVOZ*. Brno, 2019. Bakalářská práce. Vysoké Učení Technické. Vedoucí práce Doc. Ing. Zdeněk Kaplan, CSc.

[9] Ebike Parts Explained - Getting Started. *Home page* [online]. Dostupné z: <https://ebikes.ca/getting-started/ebikes-parts-explained.html>

[10] Vše o motorech elektrokol. *Vše o elektrokolech na jednom místě* [online]. Copyright © 2019 [cit. 09.10.2022]. Dostupné z: <https://www.ecyklistika.cz/vse-o-elektrokolech/o-motorech-elektrokol/>

[11] Baterie pro elektrokola | EKOLO.CZ. *NEJLEPŠÍ ELEKTROKOLA = EKOLO.CZ v Praze* [online]. Copyright © 2007 [cit. 22.10.2022]. Dostupné z: <https://ekolo.cz/baterie-elektrokola>

[12] Wikipedia contributors. (2022, October 4). Nickel–metal hydride battery. In Wikipedia, The Free Encyclopedia. Retrieved 11:42, October 22, 2022, from https://en.wikipedia.org/w/index.php?title=Nickel%E2%80%93metal_hydride_battery&oldid=1113985504

[13] How Much Does An Ebike Battery Weigh? - Electric Biking. *Electric-Biking - How to buy, build and maintain your e-bike* [online]. Dostupné z: <https://electric-biking.com/ebike-battery-weight/>

[14] *An overview of the most important eMTB battery systems | E-MOUNTAINBIKE Magazine. E-MOUNTAINBIKE Magazin - Das führende E-MTB Magazin - online & am iPad* [online]. Copyright © 2022 E [cit. 22.10.2022]. Dostupné z: <https://ebike-mtb.com/en/embt-battery-systems/>

[15] Cycling Uphill: Cadence, Gearing, and Power | USA Cycling. *Cycling News and Clubs | Bike Races | USA Cycling | USA Cycling* [online]. Dostupné z: <https://usacycling.org/article/cycling-uphill-cadence-gearing-and-power>

[16] Ebike Motor Power Curve Comparison Chart: BOSCH, Yamaha, Shimano, Brose | Electric Bike Forums - Q&A, Help, Reviews and Maintenance. [online]. Copyright © Copyright 2012 [cit. 23.10.2022]. Dostupné z: <https://electricbikereview.com/forums/threads/ebike-motor-power-curve-comparison-chart-bosch-yamaha-shimano-brose.14085/>

[17] The motor: Powerful drive for eBikes - Bosch eBike Systems. [online]. Copyright © Robert Bosch GmbH [cit. 29.12.2022]. Dostupné z: <https://www.bosch-ebike.com/en/products/drive-unit>

[18] Středový motor Bosch Performance Line CX | EKOLO.CZ. *NEJLEPŠÍ ELEKTROKOLA = EKOLO.CZ v Praze 6* [online]. Copyright © 2007 [cit. 29.12.2022]. Dostupné z: <https://ekolo.cz/stredovy-motor-bosch-performance-line-cx>

[19] New Shimano E-bike Drivetrain System Shifts Automatically - Singletracks Mountain Bike News. *Mountain bike trails & Mountain bike reviews - Singletracks Mountain Bike News* [online]. Dostupné z: <https://www.singletracks.com/mtb-gear/new-shimano-e-bike-drivetrain-system-shifts-automatically/>

[20] THE YORKSHIRE BIKE MECHANIC. Shimano E8000 Motor overhaul and bearing replacement. In: www.youtube.com [online]. 2022, 15.03.2022 [cit. 2022-12-29]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=Jf5th-WTBCI>

[21] THREAD BARE REPAIR. Bosch Performance Line CX Motor Service: Getting rid of the grumble!! In: www.youtube.com [online]. 2020, 26.11.2020 [cit. 2022-12-29]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=nNuWUnq75bg>

[22] Nes,Knut.TQ HPR50 Review + Trek Central app | EMTB Forums. 7.11.2022. *Articles / EMTB Forums* [online]. Copyright © 2010. [cit. 29.12.2022]. Dostupné z: <https://www.emtbforums.com/ams/tq-hpr50-review-trek-central-app.11/>

[23] TQ E-Bike | Products | TQ-HPR50 E-Bike System. 301 Moved Permanently [online]. Dostupné z: <https://www.tq-ebike.com/en/products/>

[24] TQ-HPR50 e-Bike Motor Drive System EXPLAINED (as used on the Trek Fuel EXe). In: [Www.youtube.com](https://www.youtube.com/watch?v=5r2LEajuAzY) [online]. 2022, 30.11.2022 [cit. 2022-12-29]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=5r2LEajuAzY>

[25] A closer look at the radical new TQ-HPR50 eBike Motor & Harmonic Pin Ring Transmission - Bikerumor. *Home Main - Bikerumor* [online]. Copyright © Copyright 2013 [cit. 30.12.2022]. Dostupné z: <https://bikerumor.com/tq-hpr50-ebike-motor-harmonic-pin-ring-transmission/>

[26] García PL, Crispel S, Saerens E, Verstraten T and Lefeber D (2020) Compact Gearboxes for Modern Robotics: A Review. *Front. Robot. AI* 7:103. doi: 10.3389/frobt.2020.00103

[27] SOUČEK, Pavel. Vložené převody v pohonech NC strojů a robotů [online]. Ústav výrobních strojů a zařízení, 2019 [cit. 2023-02-12]. Dostupné z: https://dspace.cvut.cz/bitstream/handle/10467/81486/SOUCEK_SKRIPTA_Vlozene%20prevody%20v%20pohonech%20NC%20stroju%20a%20robotu.pdf. Skripta. ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE.

[28] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. Části strojů. 5. přeprac. vyd. Praha: SNTL Nakladatelství technické literatury, 1990. Technický průvodce. ISBN 80 03 00426 8.

[29] Gears- Gear Efficiency - Roy Mech. *Roy Mech - RoyMech.org* [online]. Copyright © 2020 [cit. 13.02.2023]. Dostupné z: https://roymech.org/Useful_Tables/Drive/Gear_Efficiency.html

[30] Lynwander, P. (1983). *Gear Drive Systems: Design and Application*. CRC Press.

[31] García PL, Crispel S, Saerens E, Verstraten T and Lefeber D (2020) Compact Gearboxes for Modern Robotics: A Review. *Front. Robot. AI* 7:103. doi: 10.3389/frobt.2020.00103

[32]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. 2023 02 13]. Dostupné z: <https://gearsolutions.com/features/application-of-finite-element-analysis-for-the-strain-wave-gear-tooth-surfaces-design-and-modification/>

[33]Harmonic Gear Transmission | MachineMfg. *MachineMfg.com / Specialized in the metalworking industry* [online]. Copyright © 2023 MachineMfg [cit. 14.02.2023]. Dostupné z: <https://www.machinemfg.com/harmonic-gear-transmission/>

[34]LOW, Marcus. Srovnání cykloidních a planetových převodovek. MM Průmyslové spektrum: Nabtesco Precision Europe. <https://www.mmspektrum.com/clanek/srovnani-cykloidnich-a-planetovych-prevodovek,2012.>

[35]cykloidní převodovky. *cykloidní převodovky* [online]. Copyright © 2023 cykloidní převodovky [cit. 14.02.2023]. Dostupné z: <https://cykloidniprevodovky.cz>

[36]RICHARD, Budynas, Joseph Edward SHIGLEY a Keith NISBETT. *Shigley's mechanical engineering design*. 9.vydání. New York: McGraw-Hill, New York a ©2011, 2011.

[37] Gravagno, Federico. (2017). Mechanical Efficiency in Harmonic Drives. 10.13140/RG.2.2.15227.13609.

[38]Jia, H., & Xin, H. (2021). Study on lubrication characteristics of novel forced wave generator of harmonic drive without flexible bearing. *Materials*, 15(1), 215. doi:10.3390/ma15010215

[39]MA, Donghui, Shaoze YAN, Zhixiang YIN a Yunqiang YANG. Investigation of the friction behavior of harmonic drive gears at low speed operation. In: *2018 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation (ICMA)* [online]. IEEE, 2018, 2018, s. 1382-1388 [cit. 2023-02-28]. ISBN 978-1-5386-6074-4. Dostupné z: doi:10.1109/ICMA.2018.8484324

[40]Jia H, Xin H. Study on Lubrication Characteristics of Novel Forced Wave Generator of Harmonic Drive without Flexible Bearing. *Materials (Basel)*. 2021 Dec 28;15(1):215. doi: 10.3390/ma15010215. PMID: 35009360; PMCID: PMC8746004.

[41] TAGHIRAD, H.D., P.R. BELANGER a A. HELMY. An experimental study on harmonic drives: Technological report submitted to International Submarine Engineering Ltd. Center of Intelligent machines: McGill University, 1996, 10-12.

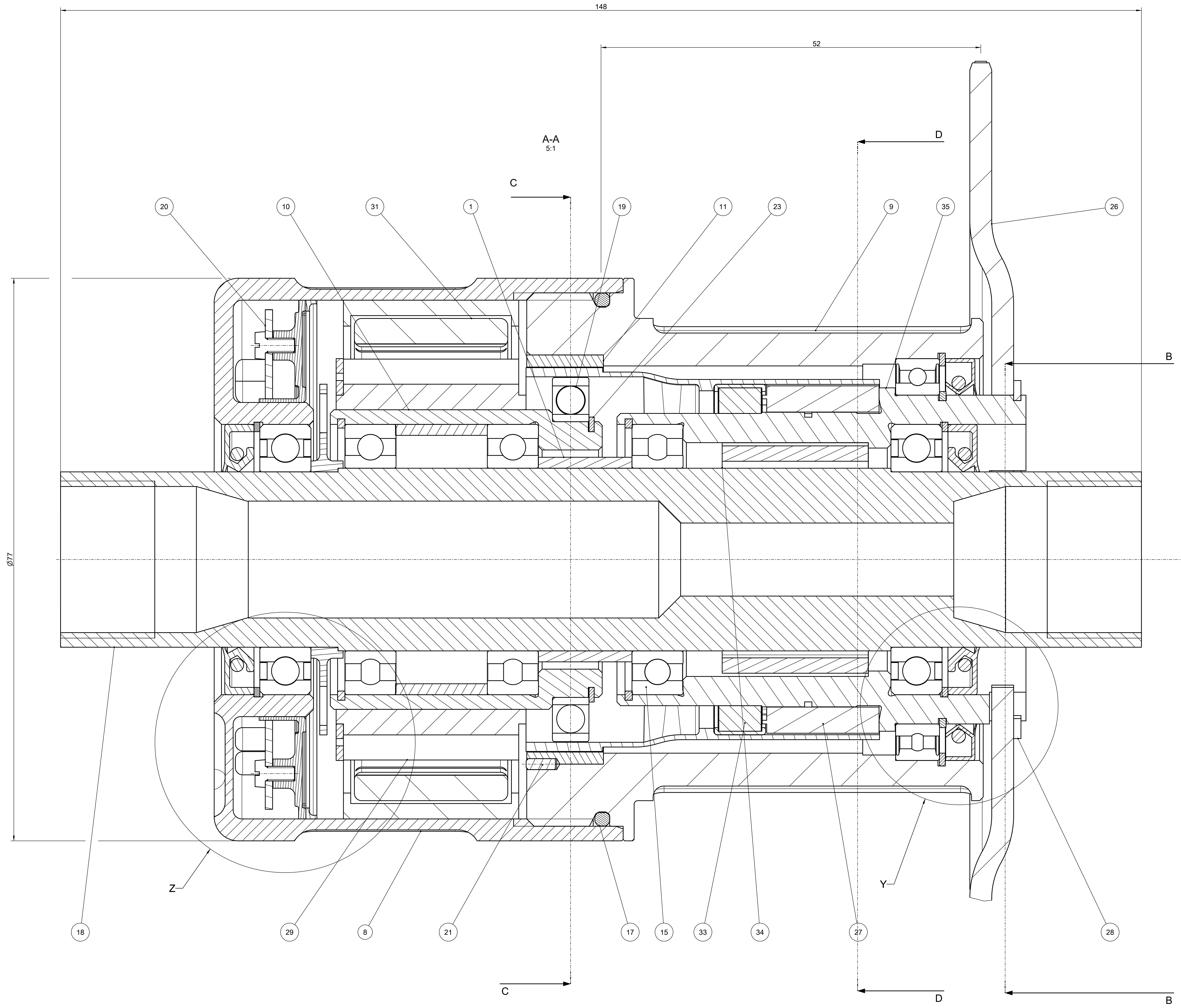
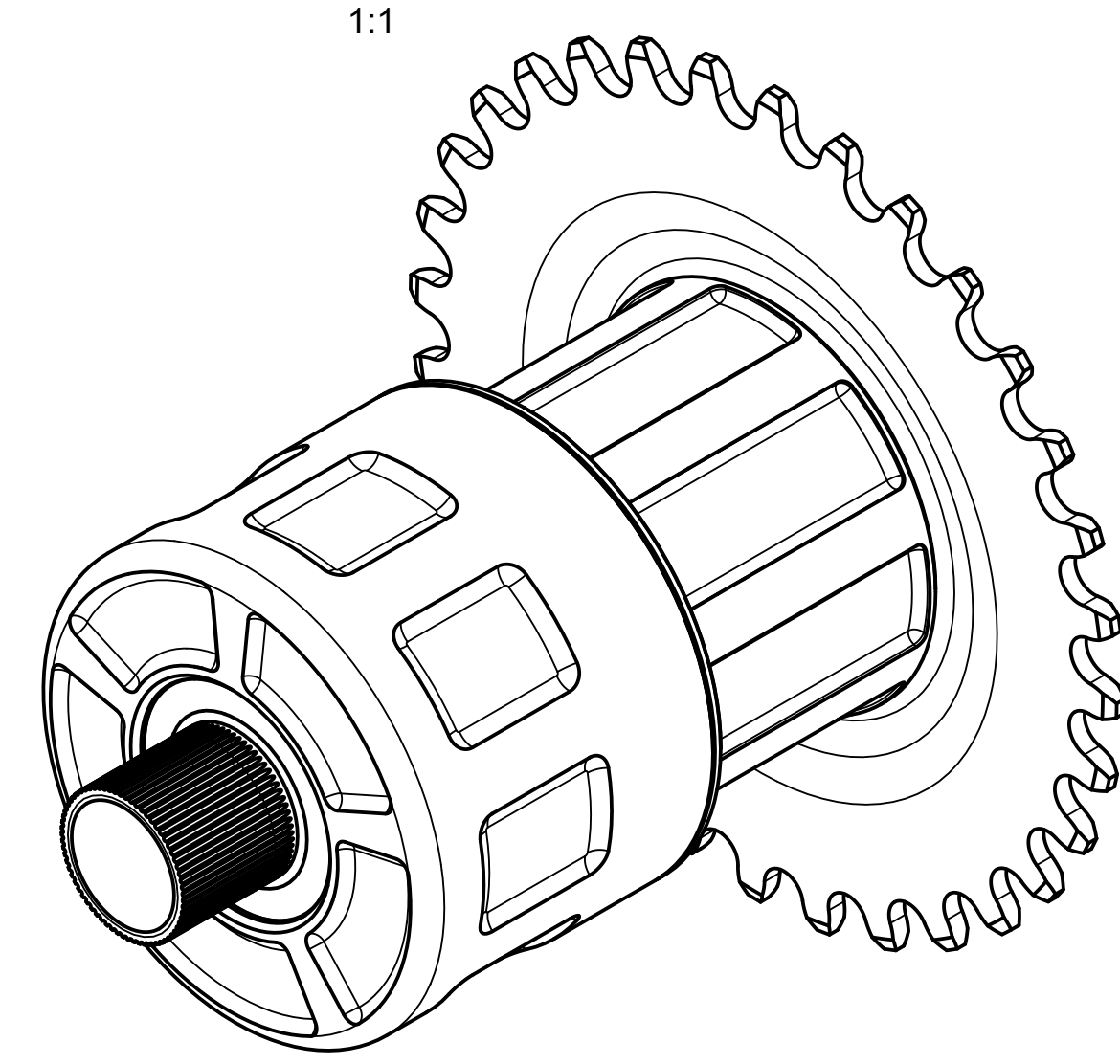
[42]Tuttle, T.D.: Understanding and Modeling the Behavior of a Harmonic Drive Gear Transmission. Technical Report: AITR-1365, Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, MA, USA (1992)

[43] Strain wave gearing. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2022, 8.11.2022 [cit. 2023-03-03]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Strain_wave_gearing#General

[44] Mackic, T., Blagojevic, M., Babic, Z., and Kostic, N., 2013, "Influence of Design Parameters on Cyclo Drive Efficiency," *J. Balkan Tribol. Assoc.*, 19(4), pp. 167–179.

[45] [Frictional coefficient \(reference\) | Basic Bearing Knowledge | Koyo Bearings /JTEKT CORPORATION](#)

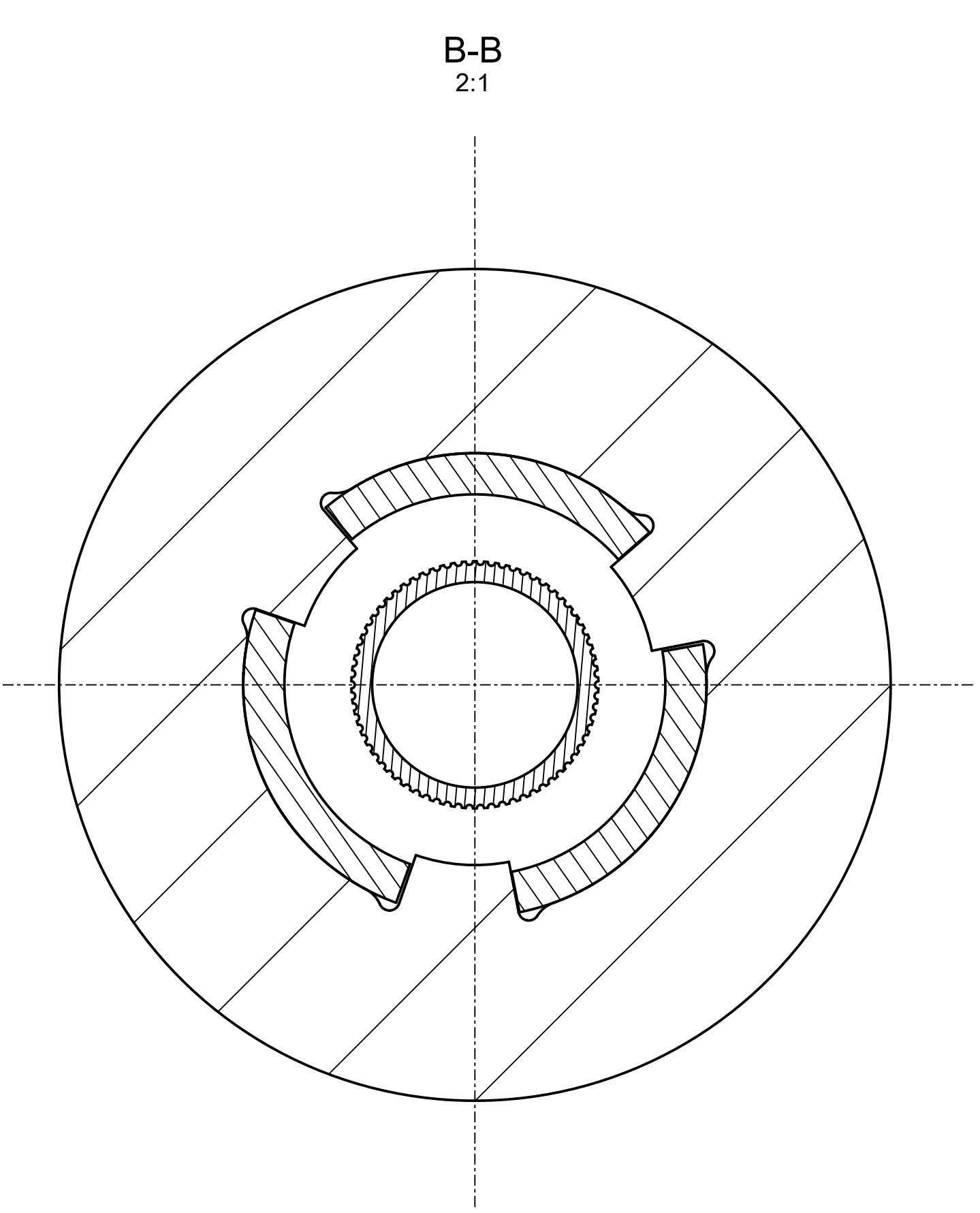
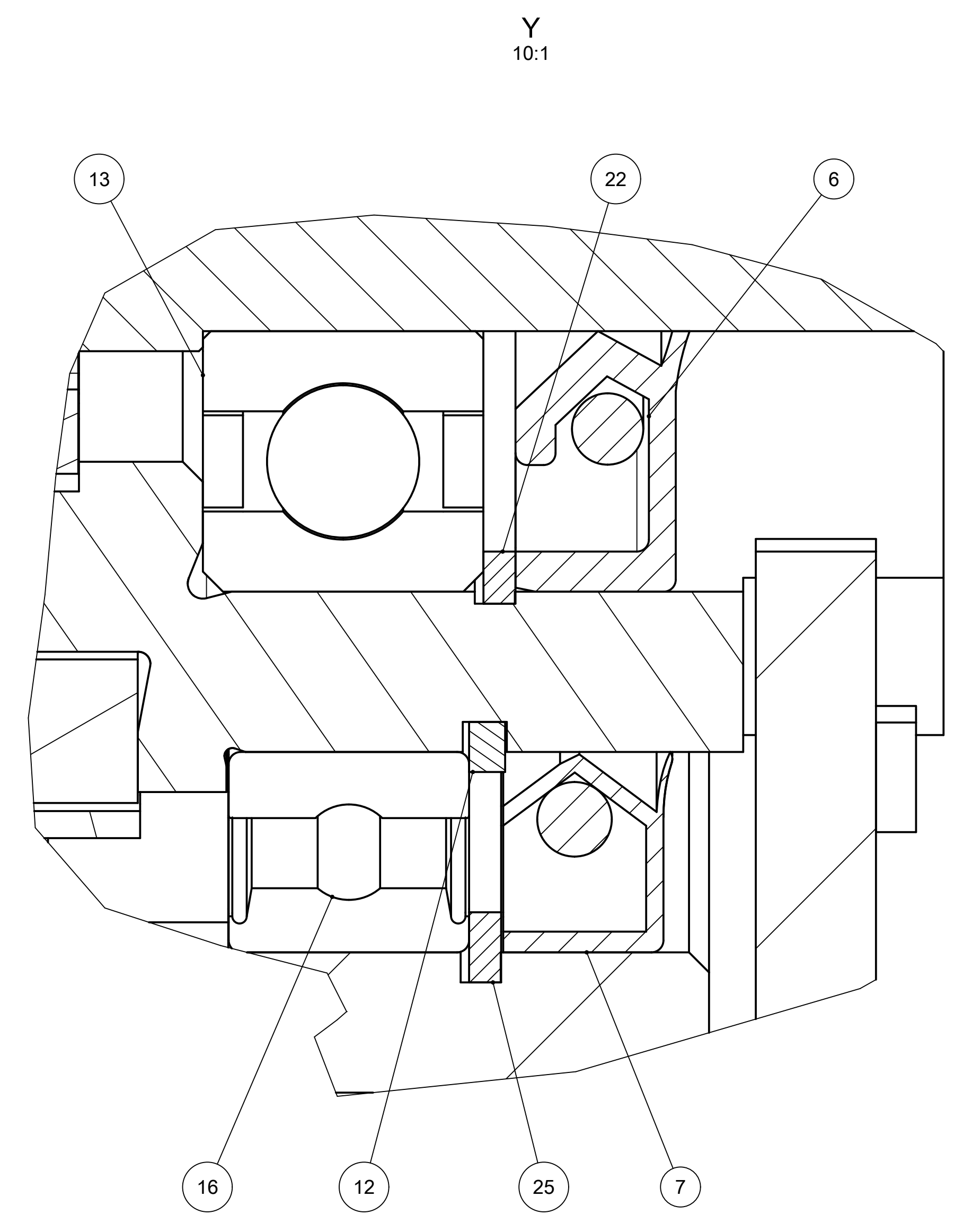
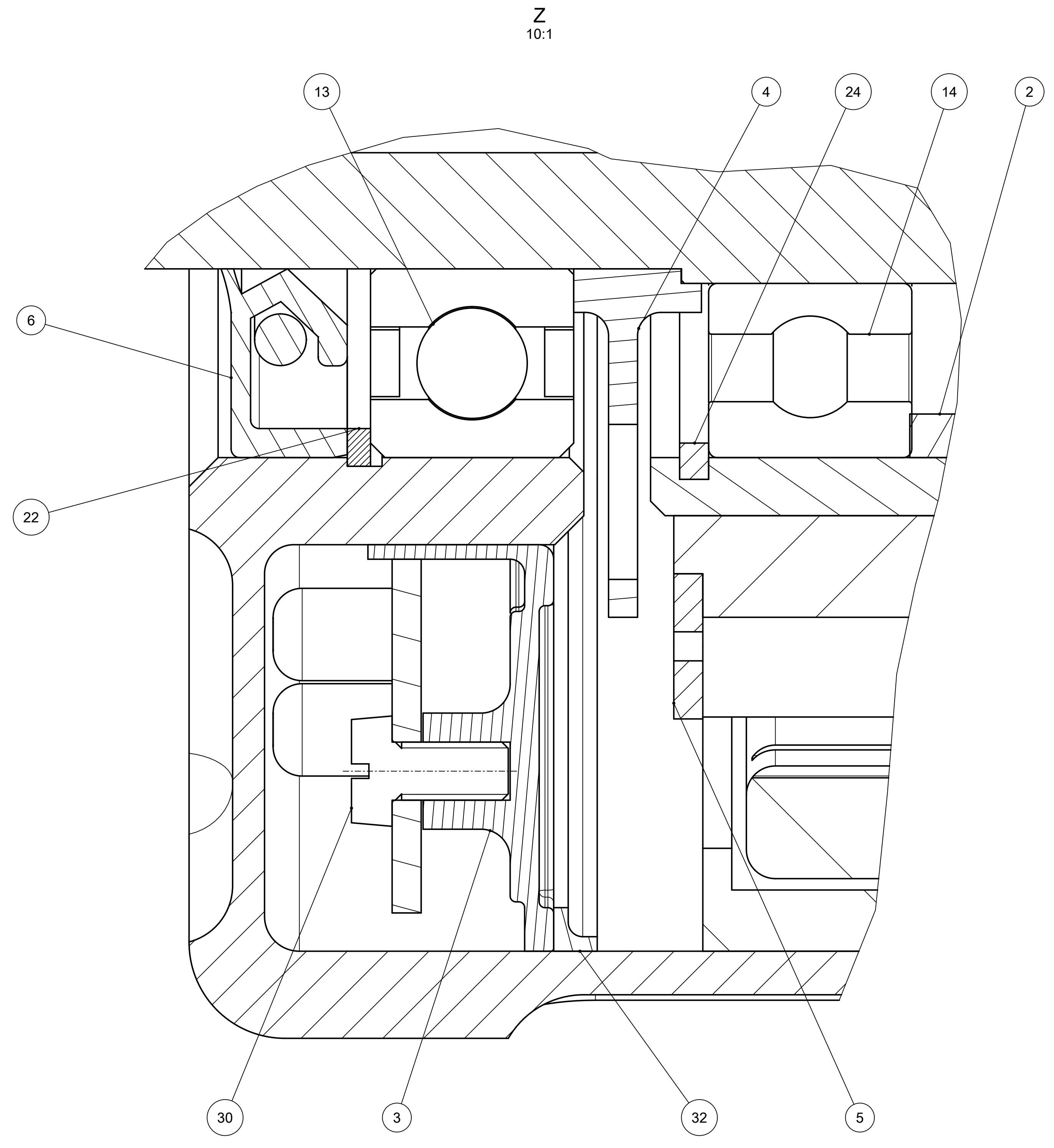
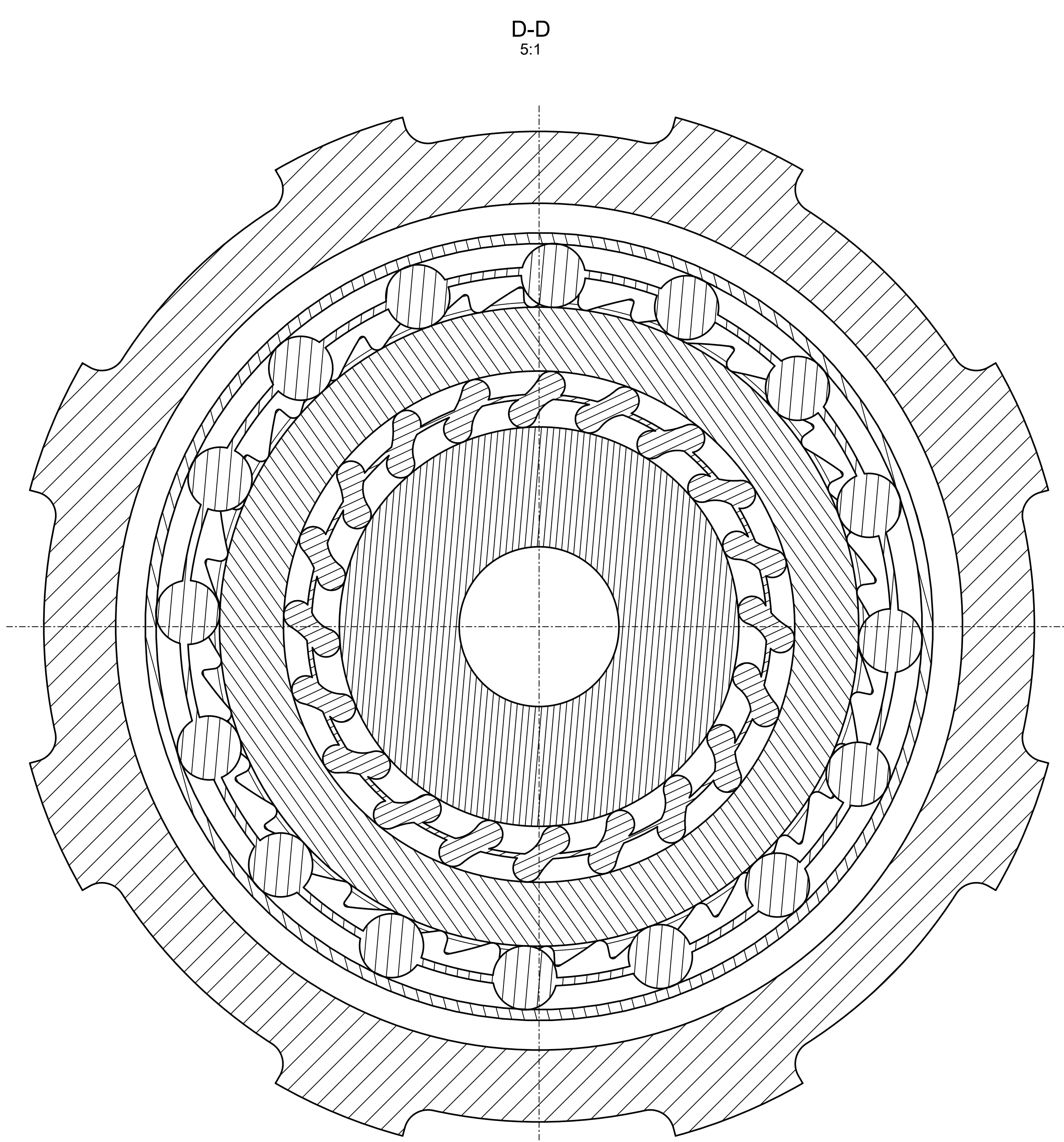
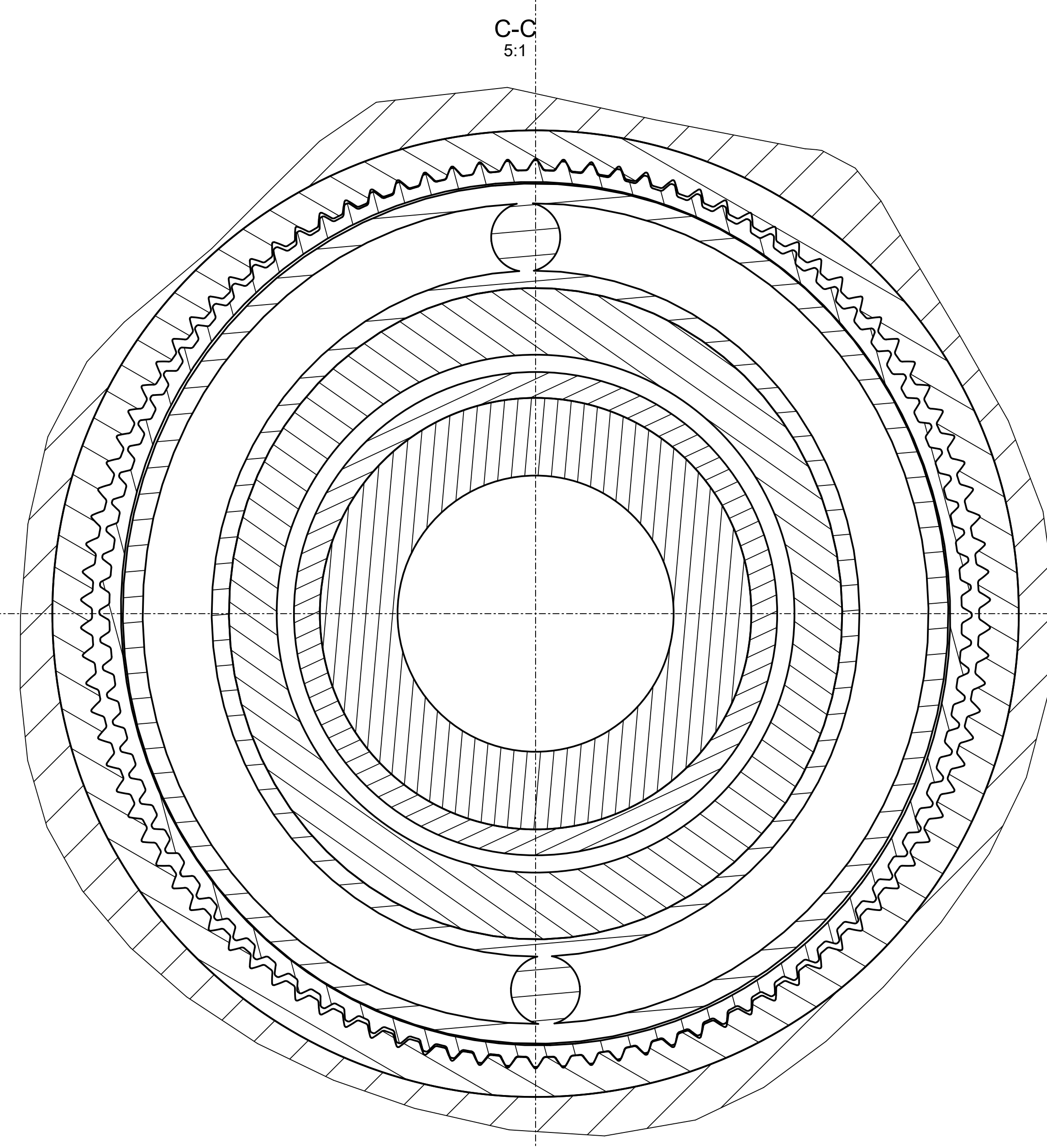
Příloha 1 – výkres sestavy



1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
---	---	---	---	---	---	---	---	---	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----

Basic form Ausgangform	Raw part number Rohnteilnummer	Mass Masse 1.524 kg Calculated	Similar docu. no. Ähnl. Dokum. Nr.	Material number Materialnummer
Tolerancing / Tolerierung		Dimension Masse	Scale Maßstab	Size Format
Title / Titel VYKRES SEBTVY		mm	1:1	A0
Refer to protection notice ISO 16016 Schutzmerkmal ISO 16016 beachten		Created / Erstellt Approved / Geprüft Drawing no. / Zeichnungsnr.	see PDM see PDM see PDM	Date of issue Ausgabedatum
© ZF Friedrichshafen AG 2023		ZFN 0001	Version Version	see PDM see stamp

Index	Name	Part Nr	Material	Weight(kg)	Qty
1	DISTANCNI_TRUBKA_25X16	-	XSCRNI18_10	0.013	1
2	DISTANCNI_TRUBKA_37X9	-	16MNCRS	0.017	1
3	DRZAK_PLC	-	PA	0.003	1
4	ENCODER_OSA	-	PA6	0.002	1
5	ENCODER_ROTOR	-	PA_66_SCHLAGZAEH	0.001	1
6	GUFERO	NBR_G_WA_37X4	FPM_80_SHORE	0.003	2
7	GUFERO_VYSTUPNI_HRIDEL	NBR_GP_45X55X4	FPM_80_SHORE	0.003	1
8	HOUSING_EMOTOR	-	EN_AC-ALSI10MNMG-T5	0.111	1
9	HOUSING_PREVODOVKA	-	EN_AC-ALSI10MNMG-T5	0.190	1
10	HRIDEL_ROTORU	-	16MNCRS	0.081	1
11	KORUNOVE_KOLO	-	42CRMO4	0.029	1
12	KROUZEK_43X1	KROUZEK_43x1	C67S	0.001	1
13	KULICKOVE_LOZISKO_24X37X7	ENDURO_6801_LLU_MAX_ABEC_3	-	0.039	2
14	KULICKOVE_LOZISKO_25X37X7	SKF_61805_25x37x7	-	0.018	2
15	KULICKOVE_LOZISKO_37X25X7	SKF_61805	-	0.018	1
16	KULICKOVE_LOZISKO_45X55X6	SKF_W_61709	-	0.022	1
17	O_RING_69X2	ISO_3601	-	0.001	1
18	OSA	SHIMANO_HOLLOWTECH_II	16MNCRS	0.309	1
19	OVALNE_LOZISKO_47X5	ZFN_1001_47x5	18CRNiMO7-6	0.050	1
20	PLC_ECU	-	ACRYLNITRIL-BUTADIEN-STYROL	0.002	1
21	POJISTNY_KOLIK_1_5X4	-	S275N	0.000	1
22	POJISTNY_KROUZEK	DIN_472_37x1_5	C67S	0.001	2
23	POJISTNY_KROUZEK_35X1	DIN_472_35x1	C67S	0.001	1
24	POJISTNY_KROUZEK_38X1	DIN_472_38x1	C67S	0.001	2
25	POJISTNY_KROUZEK_53X1	DIN_412_53X1	C67S	0.002	1
26	PREVODNIK_32_ZUBU	-	ALMGSI0_5_F22	0.095	1
27	PROKLIZOVA_SPOJKA	ZFN_18002	-	0.029	1
28	RING_WSW_175	KROUZEK_PREDEPNUTY	S355MC	0.003	1
29	ROTOR	-	-	0.080	1
30	SROUB_S_VALCOVOU_HLAVOU	DIN_EN_ISO_1207_M2X4_4_8	-	0.000	3
31	STATOR	-	-	0.180	1
32	TESNENI_PLC	-	EPDM	0.000	1
33	VALECKOVE_LOZISKO	ZF_001_40X48X7	-	0.013	1
34	VOLNOBEZKA_25X32X20	FAG_HF2520_L564	-	0.021	1
35	VYSTUPNI_HRIDEL	-	20MNCRS	0.195	1

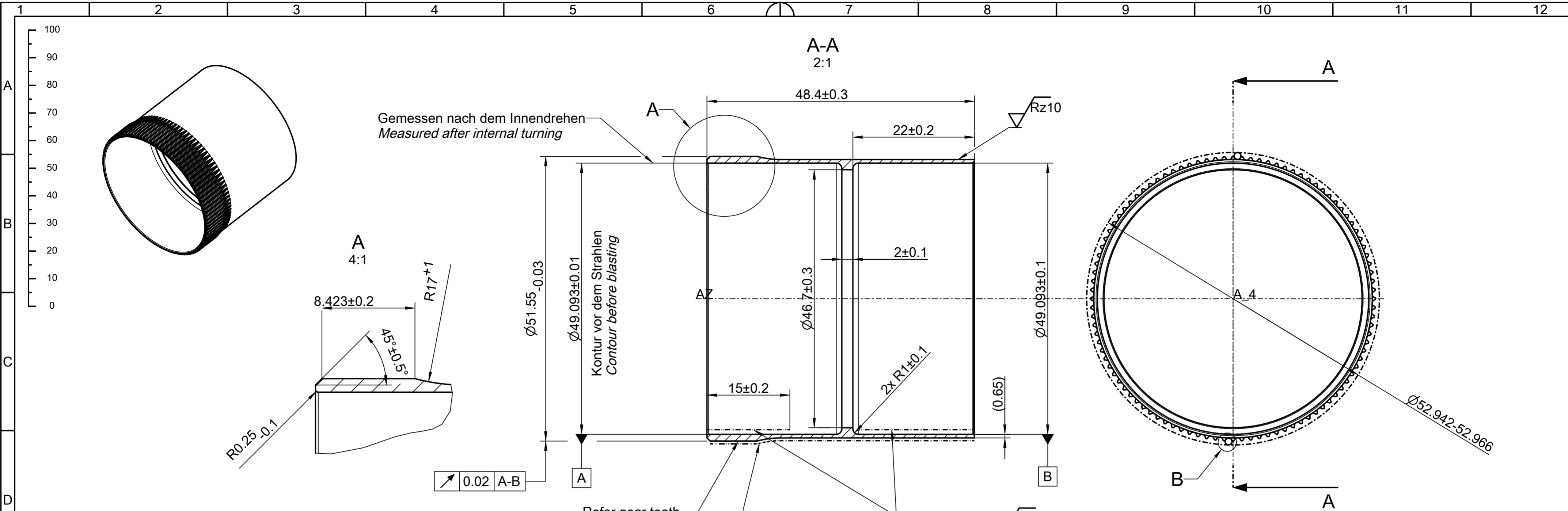


1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
---	---	---	---	---	---	---	---	---	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----

Basic form Ausgangsform	Raw part number Rohnteilnummer	Mass Masse 1.524 kg Calculated	Similar doc. no. Ähnl. Dokum. Nr.	Material number Materialnummer
Tolerancing / Tolerierung		Dimension Maße mm	Scale Maßstab 1:1	Size Format A0
Title / Titel VYKRES SESTAVY		Created / Erzeugt	see PDM	Date of issue Ausgabedatum see PDM
Refer to protection notice ISO 16016 Schutzmerkmal ISO 16016 beachten		Approved / Genehmigt	see PDM	Version Version see stamp
Change No. / AENR		Drawing no. / Zeichnungsnummer	© ZF Friedrichshafen AG 2023 ZFN_0001	

Internal German text is binding - translation for reference only
Deutscher Text ist bindend - Übersetzung nur zur Information

Příloha 2 – Výkres Flexspline



Gemessen nach dem Innendrehen
Measured after internal turning

Kontur vor dem Strahlen
Contour before blasting

Refer gear tooth roughness table

Lagersitz
Bearing seat

Oberfläche in diesem Bereich kugelgestrahlt
Strahlgut: Stahlkugeln 0.25
Almenstrip:
Verzahnung und Durchmesser: 0.23/0.27
Planfläche: 0.18-0.20
Druck: 2.2
Dauer: 45 sec
Surface shot peened in this area
Shot peening material: steel balls 0.25
Almen strip:
Gearing and diameter: 0.23/0.27
Plain surface: 0.18-0.20
Pressure: 2.2
Duration: 45 sec

Sauberkeit nach ZFN 1132 - J[M]/J[NM]/1 mg
Prüfung nach ZFN 1132 - PR2.5
Cleanliness acc. to ZFN 1132 - J[M]/J[NM]/1 mg
Inspection acc. to ZFN 1132 - PR2.5

Zylinderradverzahnung Cylindrical gearing	V1
ZF-Verzahnungsdokumentation ZF gearing documentation	4179.322.019.GGR000-A
Bezug Datum	A B
Zahnezahl / Normalmodul No. of teeth / Normal module	$z = 100 / m_n = 0.5$
Schraegungsrichtung Hand of helix	--
Schraegungswinkel Helix angle	$\beta = 0^\circ$

Gear tooth roughness table:			
Rauhtiefe mittl Average surface roughness R	z		8µm
Rauhtiefe max. Max. surface roughness	R	max	10µm

General tolerance / Allgemeintoleranz		ISO 2768-1 :1989-11		ISO 2768-2 :1989-11	
Heat treatment Wärmebehandlung		QUENCHED AND TEMPERED VERGÜETET			
Surface hardness Oberflächenhärte		According to / nach WN 11/12		MPa	
Case hardening depth Einsatzhärtungstiefe		CHD	Core hardness Kernhärte		MPa
Hardness depth Einhärtungstiefe		mm	Tempering strength Vergütungsfestigkeit		1150 - 1350 MPa
Additional spec. hardness Sonderangabe Härte		Elongation Dehnung		%	
General surface texture Allgemeine Oberflächenbeschaffenheit ZFN 89-2		$\sqrt{x} = \sqrt{Rz 4}$	$\sqrt{y} = \sqrt{Rz 25}$	$\sqrt{z} = \sqrt{Rz 100}$	Unmachined Roh
Material Werkstoff: 34CRNIMO6					
Basic form Ausgangsform &ZF_BASIC_FORM_1 &ZF_BASIC_FORM_2		Raw part number Rohteilnummer	Mass Masse 0.045 kg Calculated	Similar docu. no. Ähnl. Dokum. Nr.	Material number Materialnummer
Treatment / Ausführung					
Tolerancing / Tolerierung			Dimension Masse mm	Scale Massstab 1:1	Size Format A2
Title / Titel FLEXSPLINE					Sheet Blatt 1/1
Refer to protection notice ISO 16016 Schutzvermerk ISO 16016 beachten			Created / Erstellt Approved / Genehmigt	see PDM see PDM	Date of issue Ausgabedatum see PDM
Drawing no. / Zeichnungsnr.			Version Version		see stamp
			© ZF Friedrichshafen AG 2023		ZFN_002

New / Neu	
Old / Alt	
Block / Feld	
Date / Datum / Name	
Change-No. / AENR	
Index	