

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
**FAKULTA STROJNÍ**

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

## **DIPLOMOVÁ PRÁCE**

Návrh konstrukčního řešení planetové převodovky pro elektronicky řízené utahovací jednotky řady EZ

Autor: **Bc. Jan Vysoký**

Vedoucí práce: **doc. Ing. Václav Kubec, PhD.**

Akademický rok 2019/2020

# ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2019/2020

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení:	<b>Bc. Jan VYSOKÝ</b>
Osobní číslo:	<b>S17N0074P</b>
Studijní program:	<b>N2301 Strojní inženýrství</b>
Studijní obor:	<b>Dopravní a manipulační technika</b>
Téma práce:	<b>Návrh konstrukčního řešení planetové převodovky pro elektronicky řízené utahovací jednotky řady EZ</b>
Zadávací katedra:	<b>Katedra konstruování strojů</b>

### Zásady pro vypracování

#### Základní požadavky:

Cílem práce je navrhnout kompaktní univerzální planetovou převodovku pro elektronicky řízené utahovací jednotky řady EZ, které společnost ŠKODA JS a.s. úspěšně dodává na bloky VVER440 i VVER1000. Řešení planetové převodovky s výstupním momentem 650 Nm musí splnit specifické požadavky na zástavbový prostor i průběh jejího zatěžování.

#### Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

#### Osnova diplomové práce:

1. Úvod do problematiky.
2. Specifikace požadavků.
3. Návrh řešení převodovky.
4. Konstrukční zpracování převodovky.
5. Zpracování dokumentace převodovky.

Rozsah diplomové práce: **50-70 stran A4**  
Rozsah grafických prací: **dle potřeby**  
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná**

Seznam doporučené literatury:

HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. *Příručka strojího inženýra 1*. Brno: Computer Press, 1999

BOLEK, A., KOCHMAN, J. *Části strojů 2. soazek*. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1990

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

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Václav Kubec, Ph.D.**

VCSVTT – Plzeň

Konzultant diplomové práce: **Tomáš Nádeník**

Škoda JS a.s.

Datum zadání diplomové práce: **16. října 2019**

Termín odevzdání diplomové práce: **28. května 2020**



---

**Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.**  
děkan



---

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

## **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 bakalářské/diplomové práce.

V Plzni dne: .....

.....  
podpis autora

## Poděkování

Mé díky patří členům divize D3, především pak panu Nádeníkovi, Ing. Jarošovi a Ing. Ruchařovi a také firmě ŠKODA JS a.s. za možnost této realizace, pomoc a možnosti. Dále děkuji doc. Ing. Kubecovi PhD. za vzácné rady nejen co se týče návrhu, ale i diplomové práce samotné. Milou povinností je zmínit Ing. Rennyho Vachka PhD., a Ing. Pártla, bez jejichž pomoci by byl tento projekt mnohem obtížnější.

## ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

<b>AUTOR</b>	Vysoký Bc.	Jan	
<b>STUDIJNÍ OBOR</b>	2301T001 „Dopravní a manipulační technika“		
<b>VEDOUcí PRÁCE</b>	Kubec, Doc. Ing. PhD.	Václav	
<b>PRACOVÍŠTĚ</b>	ZČU - FST – KKS		
<b>DRUH PRÁCE</b>	<b>DIPLOMOVÁ</b>	<b>BAKALÁŘSKÁ</b>	<b>Nehodící se škrtněte</b>
<b>NÁZEV PRÁCE</b>	Návrh konstrukčního řešení planetové převodovky pro elektronicky řízené utahovací jednotky řady EZ		

<b>FAKULTA</b>	Strojní	<b>KATEDRA</b>	KKS	<b>ROK ODEVZD.</b>	2020
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

**POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)**

<b>CELKEM</b>	127	<b>TEXTOVÁ ČÁST</b>	74	<b>GRAFICKÁ ČÁST</b>	53
---------------	-----	---------------------	----	----------------------	----

<p style="text-align: center;"><b>STRUČNÝ POPIS</b></p> <p style="text-align: center;"><b>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL</b></p> <p style="text-align: center;"><b>POZNATKY A PŘÍNOSY</b></p>	<p>Cílem práce je navrhnout kompaktní univerzální planetovou převodovku pro elektronicky řízené utahovací jednotky řady EZ, které společnost ŠKODA JS a.s. úspěšně dodává na bloky VVER440 i VVER1000. Řešení planetové převodovky s výstupním momentem 650 N·m musí splnit specifické požadavky na zástavbový prostor i průběh jejího zatěžování.</p>
<p style="text-align: center;"><b>KLÍČOVÁ SLOVA</b></p>	<p>Planetová převodovka, NX, CAD, prášková metalurgie, podmínky smontovatelnosti, KissSys</p>

## SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

<b>AUTHOR</b>	Vysoký Bc.	Jan	
<b>FIELD OF STUDY</b>	2301T001 „Transport Vehicles and Handling Machinery“		
<b>SUPERVISOR</b>	Kubec, Doc. Ing. Ph.D.	Jan	
<b>INSTITUTION</b>	ZČU - FST – KKS		
<b>TYPE OF WORK</b>	<b>DIPLOMA</b>	<b>BACHELOR</b>	Delete when not applicable
<b>TITLE OF THE WORK</b>	Design of planetary gearbox for electric controlled mounting units for EZ series.		

<b>FACULTY</b>	Mechanical Engineering	<b>DEPARTMENT</b>	Machine Design	<b>SUBMITTED IN</b>	2020
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

### NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

<b>TOTALLY</b>	127	<b>TEXT PART</b>	74	<b>GRAPHICAL PART</b>	53
----------------	-----	------------------	----	-----------------------	----

<b>BRIEF DESCRIPTION</b>  <b>TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS</b>	The aim of this diploma thesis is design of compact planetary gearbox for electric controlled mounting unit EZ series, which ŠKODA JS a.s. successfully supplying for VVER440 and VVER1000 blocks. Planetary gearbox has to be designed for 650 N·m output torque and accomplish with specific requirements for maximal space and process of mounting itself.
<b>KEY WORDS</b>	Planetary gearbox, NX, CAD, powder metallurgy, conditions of assembling KissSys

## Obsah

1. Úvod.....	1
1.1. Cíl práce.....	1
1.2. Reaktor VVER .....	1
1.3. ŠKODA JS a.s. - představení společnosti .....	2
1.4. Účel zařízení .....	3
1.5. Specifikace zadání .....	6
1.5.1. CPM 3V.....	6
2. Momentové utahováky.....	7
2.1. Průzkum trhu .....	7
2.1.1. Hydraulické řešení.....	7
2.1.2. Pneumatické řešení.....	7
2.1.3. Elektro-mechanické utahováky.....	8
2.2. Převodové mechanismy.....	10
2.2.1. Úvod do problematiky ozubených kol .....	10
2.2.2. Korekce .....	15
2.3. SLOŽENÉ MECHANISMY – PŘEVODOVKY.....	17
2.3.1. Rozdělení soukolí .....	18
2.3.2. Převodovky s proměnnou polohou os .....	18
2.4. Planetové převodovky .....	19
2.4.1. Konstrukce planetových kol.....	20
2.5. Výroba ozubených kol.....	21
2.5.1. Prášková metalurgie (Powder Metallurgy) .....	22
2.5.2. Výroba s materiály PM.....	23
2.5.3. Obrábění odlišné od třískového.....	24
2.5.4. Dokončovací operace.....	25
2.5.5. Chemicko-tepelné zpracování.....	26
2.5.6. Maziva .....	26
3. NÁVRH ZAŘÍZENÍ .....	27
3.1. Teoretická část .....	27
3.1.1. Softwarové zdroje užití při návrhu.....	27
3.1.2. Vstupní materiálové hodnoty výpočtových programů .....	28
3.1.3. Materiály použité při návrhu převodovky.....	31
3.1.4. Testování CPM 3V .....	31
3.2. Kinematický návrh převodovky.....	33



3.2.1.	Varianta č.1 .....	36
3.2.2.	Varianta č. 2 .....	37
3.2.3.	Varianta č. 3 .....	38
3.2.4.	Varianta č. 4 .....	39
3.3.	Zpracování vybrané varinaty .....	40
3.3.1.	Nultý stupeň.....	40
3.3.2.	První stupeň .....	42
3.3.3.	Mezistupeň .....	48
3.3.4.	Druhý stupeň.....	49
3.3.5.	Třetí stupeň.....	54
3.4.	Ochrana zařízení.....	58
3.4.1.	Ochrana převodovky – návrh variant řešení.....	59
3.4.2.	Čtvrtý stupeň.....	61
3.5.	Zkušební stand .....	67
3.6.	Detaily návrhu .....	69
4.	Závěr.....	71
5.	Bibliografie .....	72
	Přílohy vevázané .....	1

## 1. Úvod

Podnět k zadání tohoto tématu pramení ze snahy najít funkční soustrojí vhodné do jednoho z nejnáročnějších prostředí, což je prostředí jaderného reaktoru, s cílem najít nové možnosti a zjistit jejich rozměrovou, materiálovou a konstrukční kompatibilitu.

### 1.1.Cíl práce

Cílem práce je navrhnout mechanickou část utahovacích os pro elektronicky řízené utahování přírubových spojů na víku tlakové nádoby reaktorů VVER, které je součástí utahovacích jednotek řady EZ. Ty jsou společností ŠKODA JS a.s. úspěšně dodávány na již provozované bloky VVER440 a VVER1000 pro utěšňování přírub během odstávek výrobních bloků elektráren. Je tedy nutné navrhnout vhodné kinematické a konstrukční řešení výrobku s velmi specifickými zástavbovými prostorami. Proto byla potřeba najít nové řešení a odpovídající konstrukční materiály, pro návrh prvků převodů. Jako okrajové podmínky návrhu převodovky lze tedy považovat rozměrové limity, výstupní moment a materiál ozubených kol, které zde budou tvořit velkou část této diplomové práce.

Dále je zde snaha o užití nových inovativních materiálů a jejich využití pro úspěšný životní cyklus při náročných provozních podmínkách. Zařízení je navrhováno jako převodovka k zařízení na utahování a povolování matic svorníků, které drží příruby reaktoru. Převodovka by pak měla být připevněna ke speciální desce.

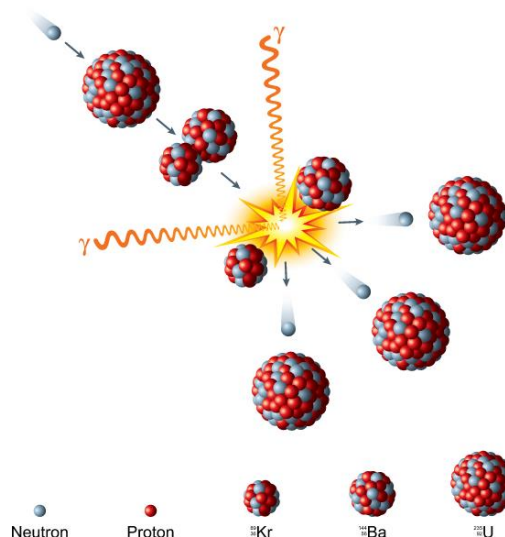
Aby bylo zařízení možné implementovat do prostředí, je nutné k převodovce navrhnout testovací stand. Jedná se o zkušební přípravek, který umožní realizaci dlouhodobých životnostních testů prototypu nového zařízení před jeho použitím ve výrobku určeném pro některou z elektráren.

### 1.2.Reaktor VVER

VVER je zkratka Vodo-vodního energetického reaktoru, jež vychází z ruského názvu „Vodo-vodjanoj Energetičeskij Reaktor“, popř. WWER. Tyto reaktory byly stavěny po celém světě, v současné době se stále používají v zemích bývalého sovětského svazu. Vyznačují se většími zástavbovými prostorami plynoucí z dobového dimenzování. Název vyplývá z principu přenosu tepla.

Nepřímý princip výroby elektrické energie je pak charakteristický pro všechny jaderné elektrárny, a to pomocí parní turbíny.

Jaderný tlakovodní reaktor je schránka, v níž dochází k termonukleární interakci. Při štěpení jádra dochází k obrovskému uvolnění energie, která je přeměněna na energii tepelnou a následně vhodným způsobem na energii elektrickou. Ke štěpení jader izotopu v podobě palivových článků musí docházet řízeně. Teplo, resp. tepelná energie vzniká srážkami



Obrázek 1: Ukázka štěpení jádra [1]

fragmentů (neutronů) štěpeného izotopu s ostatními prvky palivového článku. Neutrony vnikají do dalších jader izotopu, jejich fragmenty pak do dalších. Jako palivo se používá izotop uranu ( $U^{235}$ ). Tato návaznost štěpení se nazývá řetězová reakce. Toto štěpení je řízeno pomocí zasouvání či vysouváním moderovacích tyčí, popř. absorbováno k tomu určeným materiálem.

### 1.3. ŠKODA JS a.s. - představení společnosti

Tato společnost vznikla roku 1956 jako součást Škodových závodů, které byly založeny roku 1859. Jednalo se o jaderný program podporovaný tehdejším režimem.



# ŠKODA JS a.s.

Obrázek 2: Logo firmy ŠKODA JS a.s. [2]

Výsledky na sebe nenechaly čekat a už o 18 let později společnost navrhla elektrárnu s jaderným reaktorem vlastní koncepce, která byla později vybudována pod označením A1 v lokalitě Jaslovské Bohunice na Slovensku. Později společnost převzala technologii reaktorů typu VVER. Po privatizaci se tato část Škodových závodů pod názvem ŠKODA JADERNÉ STROJÍRENSTVÍ s.r.o. stala dceřinou společností plzeňského holdingu ŠKODA a.s., v roce 1999 změnila firma status na akciovou společnost a od roku 2004 je dceřinou společností ruské společnosti OM. Od roku 2010 patří společnost ŠKODA JS a.s. pozice lídra v jaderném průmyslu v České republice a nyní patří k předním společnostem v Evropě.

Firma má svoje hlavní sídlo v Plzni na Bolevci, v bývalém areálu holdingu ŠKODA má těžkou výrobu v Reaktorové hale, další zastoupení má v obou našich provozovaných elektrárnách v Dukovanech i na Temelíně a další organizační složky v Praze a ve slovenských Mochovcích. V jejím portfoliu lze najít tři hlavní odvětví: Inženýring, Servis a Výrobu. Propojenost těchto odvětví pak tvoří funkční celek potřebný ke zdravému fungování firmy a k možnosti realizace náročných projektů.

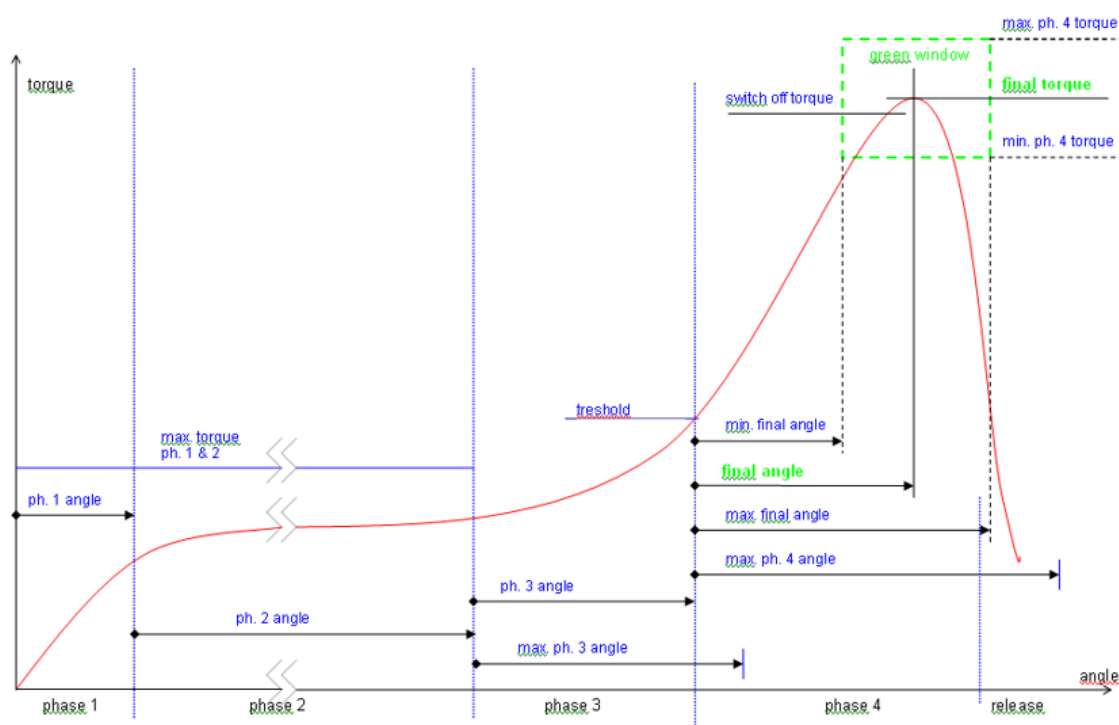
Tento konkrétní projekt pak vznikl pro divizi D3 Jaderné zařízení a zadání práce pochází z odboru konstrukce.

## 1.4. Účel zařízení

Jaderný tlakovodní reaktor typu VVER je tlakem namáhané zařízení, které tvoří část tlakové bariéry pro chladivo primárního okruhu, dělí se obvykle na nádobu a víko. Tlakovou nádobu obvykle tvoří těleso nádoby svařené ze dna a válcového pláště, v horní části s nátrubky pro připojení hlavního cirkulačního potrubí zajišťujícího chlazení aktivní zóny reaktoru a systémem pro ukotvení tělesa tlakové nádoby reaktoru do stavby. V horní části je tlaková nádoba opatřena hlavním přírubovým spojem pro utěsnění víka reaktoru. Uvnitř tělesa nádoby se nachází vnitřní části, které slouží pro bezpečné umístění jaderného paliva a vytváří podmínky pro řízený odvod tepelné energie uvolněné během řízené štěpné reakce v aktivní zóně reaktoru. Na víku reaktoru jsou pak umístěny nátrubky pro vývod vnitroreaktorového měření teploty a neutronového toku, a dále nátrubky pro připojení tlakových pouzder pohonů kontrolních řídicích tyčí, kterými se ovládá výkon v aktivní zóně reaktoru.

Účelem zařízení dle předkládané diplomové práce je mechanická část utahovacího zařízení pro utěsňování přírub na víku reaktoru, kterou jsou osazeny těsněním z expandovaného grafitu. Příruby pouzder pohonů se utěsňují pomocí šesti svorníků a matic se závitem M27, příruby pro vývody měření teploty a neutronového toku dále navíc obsahující další šestici odtlačovacích šroubů se závitem M27, které jsou umístěny v prostoru mezi hlavními svorníky.

### Typical process of graphite seals tightening



Obrázek 3: Proces utahování grafitových těsnění [3]

Grafitové těsnění je flexibilní prvek vyvinutý pro tyto účely společnosti ŠKODA JS a.s. Grafit se vyznačuje vysokou chemickou a tepelnou rezistencí. V určitých aplikacích se využívá i jeho skvělých mazných vlastností (prášky nebo kluzná ložiska). Na rozdíl od kovových těsnění má nižší mez kluzu, tudíž požadovaná deformace zajišťující dokonalé zatěsnění je zajištěna menšími silami, v relaci s utahovákem pak i menší momenty.

Výhodou je tedy menší síla pro předepsanou deformaci. Také díky tomu, že je grafit měkčí a má dobré kluzné vlastnosti, neničí kovové dosedací plochy. Tím se zásadně prodlužuje životnost celého zařízení příruby.

Z grafu předepsaného utahování (Obrázek 3), kde osa x představuje úhel otočení šroubu a osa y utahovací moment je patrné, že se utahování rozděluje na 4 části. Je to dáno nutností částečné relaxace těsnění mezi jednotlivými polohami utahování, aby nedošlo k jeho poškození.

Obsluha pomocných přírub se provádí zásadně při odstávce reaktoru. Odstávka je doba, kdy daný blok musí být odstaven z provozu, ať už z důvodu plánovaných revizí a předepsaných servisních akcí nebo kvůli mimořádným událostem v podobě poruch. Odstávky jsou pečlivě plánovány, aby jejich délka byla co nejkratší. Narušení tohoto harmonogramu může znamenat velké finanční ztráty. V případě pomocných přírub reaktoru je potřeba revidovat a servisovat pomocná zařízení. Pro co nejkratší čas jsou matice svorníků utahovány a povolovány najednou. K tomu slouží speciální desky uzpůsobené každé přírubě zvlášť, viz. Příloha 1. Tato deska obsahuje množství komponent, primární část i funkci představují pohonné jednotky s převodovkami zajišťující předepsaný utahovací moment, viz. Obrázek 3. Celek, tvořený deskou, utahováký, motory, řídicí jednotkou a utahovacími tyčemi lze pro účely diplomové práce nazvat jako manipulátor. Tento manipulátor je tedy v provozu při odstávkách, v době provozu je ve skladu. Těchto manipulátorů se vyrábí několik:

EZ250 – jedná se o modulové utahovací jednotku pro přírubové spoje.

EZ650 – povolování spoje pohonu regulačního orgánu i pouzdra pohonu

EZ650TK&KNI – šrouby nátrubku víka reaktoru

Desky jsou vázány k aplikaci i druhu reaktoru

- CRDM
- TK – termočláňkové měření
- KNI – měření toku neutronů

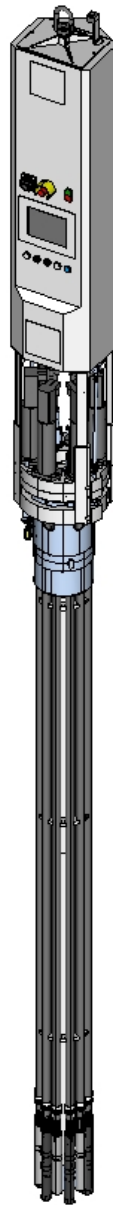
EZ 250 pro VVER 1000

EZ 650 pro VVER 440



Obrázek 4: Detail příruby [3]

Celková koncepce utahovacích jednotek řady EZ od Společnosti ŠKODA JS a.s. zohledňuje vysoké nároky na přesnost a průběh dotahování těsnění z expandovaného grafitu. Příruby jsou obvykle velmi obtížně přístupné, nebo přístupné jen shora otvorem v konstrukci horního bloku reaktoru, a to přibližně 3,5[m] pod horní deskou horního bloku. Za správně utažený přírubový spoj se považuje takový spoj, u kterého dosáhli všechny dotahované komponenty cílových hodnot dle stanovených tolerancí na moment dotažení, popřípadě na prodloužení svorníku kontrolované středovou měřicí tyčkou.



Obrázek 5: Manipulátor [3]

## 1.5.Specifikace zadání

Tématem práce je zařízení, jež má za úkol účinně zvýšit krouticí moment vstupního, standardně nakupovaného elektromotoru malých rozměrů, na předepsaný moment pro utažení komponent přírubových spojů na víku reaktoru. Řízení elektromotoru je pomocí naprogramované řídicí jednotky. Požadavky na toto zařízení se v průběhu vývoje měnily, respektive přibývaly. Převodovka měla vycházet z předchozí navržené převodovky PP650T konstruktéra Ing. Jaroše, jehož nápadem bylo do převodovky implementovat netradiční materiál, a sice sintrovanou ocel. Jelikož ozubená kola z tohoto materiálu nevykazovala zásadní opotřebení při cyklických testech, bylo rozhodnuto o využití tohoto materiálu k sestavení nové převodovky. Vzhledem k omezeným zástavbovým prostorům na deskách (Příloha 1) a relativně malé roztečné kružnici utahovaných svorníků M27 je nutné toto zařízení realizovat co nejmenší. Konkrétně se jedná o průměr 80[mm] v celém vertikálním průřezu převodovky a výšce 200 [mm] plynoucí ze zástavbových prostor manipulátoru samotného.

Tabulka 1: Hodnoty vstupních okrajových podmínek

Vstupní moment $M_{in}$ [N·m]	0,68-0,96
Vstupní výkon $P_{in}$ [kW]	0,43
Výstupní moment špičkově $M_{out}$ [N·m]	650
Zástavbové prostory D x h (průměr půdorysu x výška) [mm]	73x200
Prostředí	Normální
Zpětná vazba	Elektronické řízení el. motoru
Životnost L [hod]	2000

V průběhu vývoje přišel požadavek na změnu minimálního zástavbového prostoru na  $D=73$ [mm].

Při podrobnějším zkoumání požadavků bylo zjištěno, že průměrový rozdíl odpovídá aplikacím pro EZ650 a EZ340, resp. je nutné jej dodržet v případě menší, jednotky EZ340. Bylo tak z důvodu procházejících měřících instrumentací a nemožnosti přesáhnout vnější obrys desky manipulátoru. Jsou to tedy dvě kritická místa nedovolující původně zadaný průměr  $D=80$ [mm].

Součástí zadání je tedy i materiál ozubených kol. Ocel CPM 3V byla vyhodnocena jako výhodná z hlediska odhadovaných mechanických hodnot a způsobu obrábění a jeho vlivu právě na mechanické vlastnosti, včetně požadavků na přesnost dílů s ohledem na kompaktnost celého zařízení vzhledem k omezeným zástavbovým rozměrům a namáhání dílů v průběhu dotahování.

### 1.5.1. CPM 3V

Ultrahouževnatá ocel s vynikající ořezuvzdorností. Je velmi oblíbená v oblasti nožířství a jako materiál pro obráběcí nože a tvářecí nástroje. Její původ je v USA, od firmy Crucible Particle Metallurgy. Pro správné mechanické vlastnosti je nutné zajistit správné tepelné zpracování. Po konzultacích ve firmě bylo odhadnuto, že mez pevnosti  $R_m$  dosahuje kolem 3000 MPa a to s tvrdostí, v závilosti na tepelném zpracování, 58-63 HRC.

## 2. Momentové utahováký

### 2.1.Průzkum trhu

#### 2.1.1. Hydraulické řešení

Firma Nord-lock je světový výrobce hydraulických utahováků. Na Obrázku 6 je systém Boltight, který je unikátní tím, že matici utahuje mírně přizvedlou, čímž nedochází k tření s dosedací plochou. Je tak zaručeno vysoké přesnosti utažení a zároveň rychlejší a méně náročné utažení. Hydraulické systémy však jsou náročné na podpůrné systémy a tím se jejich montáž prodlužuje. V minulosti byl osazen právě tento typ a právě čas byl důvodem pro nalezení nového řešení. Kompletní utažení pomocí hydraulického systému bylo přibližně 18 hodin, zatímco mechanický utahovák potřebuje přibližně třetinu tohoto intervalu.



Obrázek 6: Hydraulické utahováký Nord-Lock [4]

#### 2.1.2. Pneumatické řešení



Obrázek 7: Pneumatické utahováký v praxi [5]

Pneumatický systém, napájený ze vzduchojemu je jednoduchý a spolehlivý systém. Na Obrázku 7 je jako příklad uveden výrobek fy. DEPRAG CZ a.s., spadající pod německou společnost DEPRAG SCHULZ GMBH u CO. Amberg. Ta se může pyšnit u některých svých výrobků v aplikacích s nebezpečím výbuchu. Na rozdíl od ostatních lze standartně koupit rázový utahovák, který po překročení moment pomocí bicího systému sníží otáčky a velmi rychle (rázově) zvýší výstupní moment. I zde je možnost přidání dalších komponent.

V obou případech je tedy nutné uvažovat zásobníky a dlouhé rozvody (hadice) pro případnou aplikaci. Zároveň je nutné uvědomit si, že proces by měl být autonomní. Z grafu utahování těsnění je zas patrné, že je nutné velmi přesně řídit výstupní element. V případě kapalinových reduktorů nemusí být odezva systému dostatečně rychlá. Navíc musí být zajištěna dobrá kompatibilita s řídicí jednotkou.



### 2.1.3. Elektro-mechanické utahováky

Lze obecně najít dva způsoby přístupu

- Se stálým napájením ze sítě
- AKU (s baterií)

V obou případech je tedy zdroj mnohem snadněji přístupný, neboť okolí reaktoru zdroj energie má, zatímco kompresorovou popř. čerpadlovou techniku nemá.

Pokud není dostatečně silný elektromotor, přidává se převodovka ve formě reduktoru. Vzhledem k nutnosti souososti mezi vstupem a výstupem jsou povětšinou používány planetové převodovky. V příslušenství lze snadno najít i násobiče momentu. Na Obrázku 8 je rázový AKU utahovák typ ASR610-3SB od českého výrobce Narex.



Obrázek 8: Elektrický utahovák fy. Narex [6]

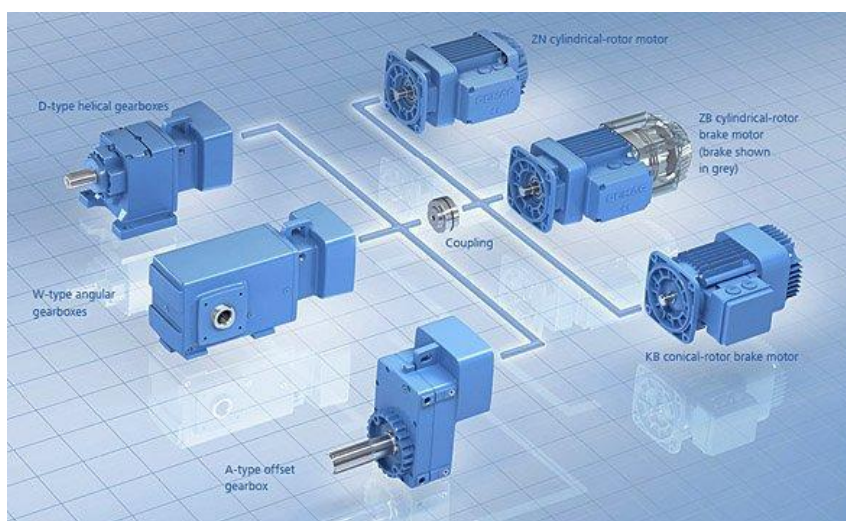
Další výrobcem je společnost RAD Torque systems, nabízející kompletní řešení včetně měřiče momentu, násobičů momentů atd. Na Obrázku 9 je rozstřel vlastní elektrické jednotky řady RAD.



Obrázek 9: Rozstřel elektrického utahováku RAD Torque systém [7]

Nejen na českém trhu působí mnoho dodavatelů převodovek. V drtivé většině případů se jedná o velikostní řady, nebo série, jejichž výběr se řídí daným katalogem, popř. online konfiguratorem. Do Evropy se pak nejčastěji dodávají výrobky z Itálie nebo Německa. Jde o ucelené a vyzkoušené kompaktní celky, kde lze nastavit i počet stupňů, možnosti přírub, popř. vstupní a výstupní geometrické možnosti hřídele. Vzhledem ke zkušenostem lze dosáhnout relativně dobrých účinností ( $\eta=0,97$  pro jednostupňové,  $\eta=0,94$  pro dvoustupňové atd.). Výhodou těchto dodavatelů je vzájemná kompatibilita a rychlost dodání.

Firma Demag, zabývající se mimo jiné jeřábní technikou. Vyrábí a nabízí širokou nabídku motorů a převodovek. Za zmínku stojí např. motory KBS s kónickou brzdou vlastní konstrukce. Z jeřábního průmyslu plynou požadavky na velké momenty a robustní konstrukci. Právě velikostní kritéria však omezují výběr u tohoto výrobce. Na Obrázku 10 je ukázka možností spojení motoru s jednotlivými typy převodovek. Ty jsou svým tvarem přizpůsobeny k upevňování na jeřábových a průmyslových konstrukcích.



Obrázek 10: Portfolio výrobků firmy. Demag [8]

Firma Maxon Group pocházející ze Švýcarska nabízí ucelené řešení čítající motor, řízení, široký výběr převodovek, senzory ad. Na Obrázku 11 lze vidět jednu z možností sestavy v řezu včetně enkodéru. Pověštinou jde o malé kompaktní sestavy s vysokou přesností a vysokými otáčkami. V zásadě ale nevyhovují zadaným parametrům, ať už jde o nedostatečný moment nebo velké rozměry.



Obrázek 11: Řez motorovou sestavou fy. Maxon [9]

V případě hydraulických a pneumatických řešení, je možné připojit další prvky systému, např. redukční ventily, senzory tlaku atd. Na jeden okruh lze též připojit více utahováků, čímž se docílí stejného utahení na všech spojích současně. Při odstávkách je však nutná rychlá a přesná manipulace celé desky, která je v rozporu s taháním hadic. Navíc je zde nutnost zpětné vazby od utahovacího ústrojí pro jeho samotné řízení

Z průzkumu trhu a při uvážení všech výhod a negativ jednotlivých přístupů vyplývá, že nejvhodnějším řešením jsou elektricky řízené motory s mechanickou převodovkou a zpětnou vazbou. Z průzkumu trhu pak vyplývá nutnost vyvinout vlastní řešení vyhovující zadání.

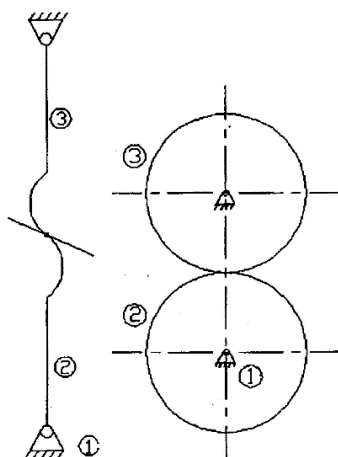
Mechanické převodovky jsou odvozeny od mechanické interakce. Pojem mechanismus vychází z řeckého slova méchané, znamenající stroj, nástroj. V této práci budou dále uvažovány pouze mechanismy s principem vzájemné interakce pomocí zubů.

## 2.2. Převodové mechanismy

### 2.2.1. Úvod do problematiky ozubených kol

Mechanismy jsou soustavy těles o minimálním počtu 2 (+ rám), jejichž funkcí je translace a transformace kombinací silových, dynamických a kinematických účinků. Pro správnou realizaci je třeba zajistit 1 stupeň volnosti převodu tak, aby byla jasně definován vstup do mechanismu a výstup z mechanismu.

- Záběr ozubených kol



Obrázek 12: Kinematické schéma mechanismu [10]

Jeden stupeň volnosti pak tedy definuje nejjednodušší převod.

Počet stupňů volnosti:

$$i = 3 * (n - 1) - 2 * (r + p + v) - 10$$

Pro určité stupně volnosti ( $i$ ) je pak nutné definovat složitější převody. Pro  $i=2$  pak jde o diferenciál, pro  $i=0$  jde pak o staticky neurčitou úlohu.

Složené převodové mechanismy

Převodovky slouží ke změně vstupních parametrů (otáček, momentů) a vektorů na výstupní. Tvoří tak vzájemnou silovou a kinematickou vazbu.

Profily zubů ozubených kol valivých

1) cykloidní – tvořící křivka profilu vzniká při odvalování kružnice po kružnici

Typy cykloid: Cykloida, epicykloida, hypocykloida

Nevýhoda je velmi obtížná výroba tvořících nástrojů, v provozu pak musí být zaručena přesná osová vzdálenost.

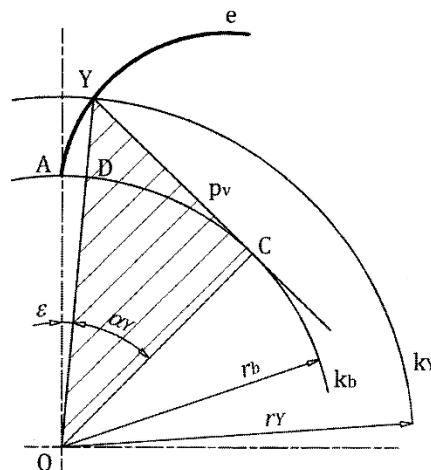
2) evolventní – tvořící křivka profilu vzniká při odvalování přímky po kružnici, pevně připojeným bodem s valivou přímkou. Jinými slovy, tato křivka kolmo protíná nekonečno tečen kružnice. Lze ji parametrizovat pomocí poloměru evolventy.

Funkce evolventy

$$AD + CD + YC; \quad \varepsilon * r_b + \alpha_y * r_b = r_b * tg\alpha_y$$

Vydělíme-li rovnici  $r_b$ , dostaneme  $\varepsilon + \alpha_y = tg\alpha_y$ ;  $\varepsilon = tg\alpha_y - \alpha_y$

Úhel  $\varepsilon$  lze uvažovat jako evolventní funkci  $ev\alpha_y$ .



Obrázek 13: Evolventa [11]

Zuby vytvořené evolventním profilem mají kromě řešitelných nevýhod spoustu výhod:

- změnou z konvexního na konkávní profil disku lze vytvořit kolo s vnitřním ozubením pro jeden modul zdánlivě stejný výrobní nástroj, z čehož plyne následující výhoda -
- při stejném modulu lze zdánlivě z min. dvou kol vytvořit ozubený převod
- možnost přizpůsobit ozubený převod požadované osové vzdálenosti pomocí korekcí
- složky normálové síly jsou konstantní podle evolventní funkce

Mezi nevýhodou lze uvést:

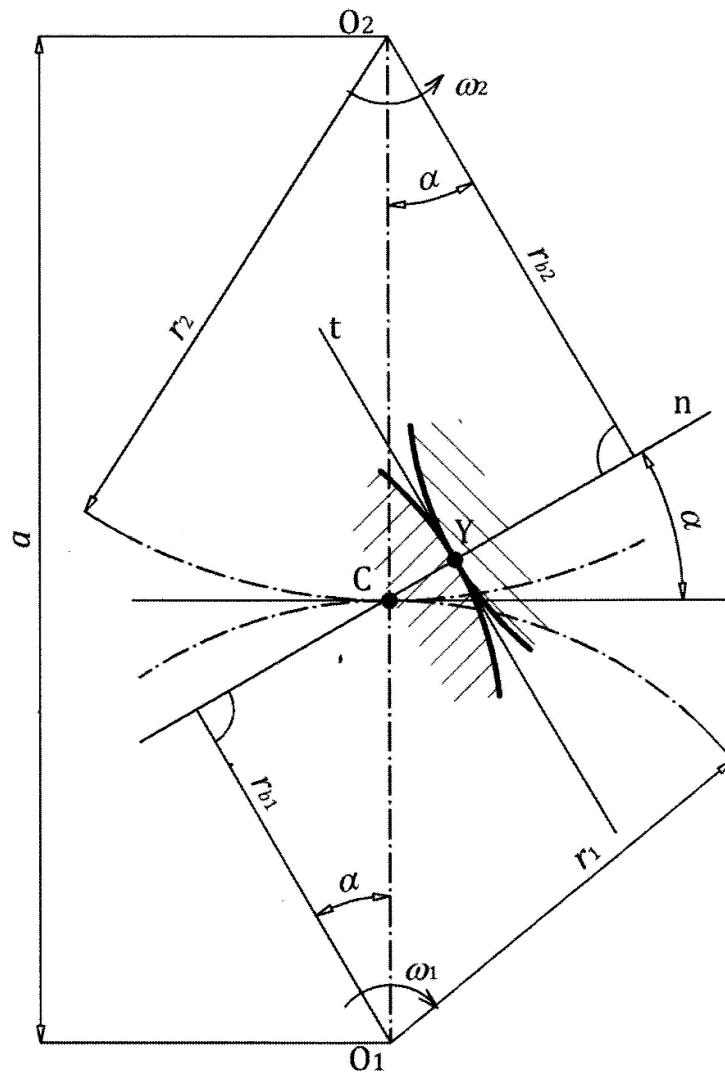
- nevhodný geometrický profil samostatného zubu daný počtem zubů nebo korekcí podřezání zubu – malý počet zubů špičatost zubu – příliš velká korekce
- oproti styku konkávního s konvexním profilem horší rozložení síly po ploše zubu u konvexního profilu s konvexním

3) kruhové oblouky – tzv. Wildhaber – Novikovo ozubení

Ozubení je tvořeno kruhovými oblouky, jejichž boky mají nelineární profil, nýbrž konkávní nebo konvexní. Zde se projevuje výhoda oproti evolventním kvůli tlakovým poměrům. Tím je předurčeno pro aplikace vyžadující spolehlivost i při velkých měrných tlacích. Nevýhodou je složitější výroba kol, nesplňuje základní zákon ozubení a jsou citlivé na přesnost osové vzdálenosti.

### Základní zákon ozubení

Boky dvou zubů jsou spjaty, jestliže přímka  $\underline{n}$  v kterémkoliv okamžiku prochází dvěma body: pólem relativního pohybu  $\underline{C}$  (valivý bod) a dotykovém bodě  $\underline{Y}$  (záběrový bod). Středů kol tvoří dva body, na jejíž nejkratší spojnici  $\underline{t}$  leží právě bod  $\underline{C}$ . Nejkratší spojnici lze nazvat teoretickou i skutečnou osovou vzdáleností  $\underline{a}$ , která se nemění u soukolí se stálou transformací parametrů. Normála  $\underline{n}$  je dána vektorem bodů  $\underline{C}$  a  $\underline{Y}$ . Právě po této normále se tedy bod  $\underline{Y}$  posouvá. Hranicemi pro něj se stává normály  $\underline{n}$  a průsečíky přímek  $\underline{r}_b$ , které svírají úhel záběru  $\alpha$ . [11]



Obrázek 14: Vizualizace základního zákona ozubení [11]

Názvosloví geometrie ozubeného profilu N (nekorigovaného).

Modul  $m$  – základní výpočtový a rozměrový faktor ozubení, jehož hodnoty jsou definované normami (ČSN 01 4608). Tento faktor má rozměr [mm]. Doporučená velikostní řada se pohybuje od 1 po 0,25 [mm], od 7 po jednotkách [mm], od 12 pak už po 2 [mm]. Geometrické rozměry násobené tímto faktorem se nazývají jednotkové (např. posunutí).

Úhel záběru  $\alpha$  [°] viz [11] - je úhel, svírající normálu evolventy s tečnou na roztečné kružnici. Tento úhel je normalizovaný 20 [°] (ČSN 01 4608) a odpovídá úhlu záběru nástroje.

Rozteč zubu  $p$  – tento rozměr se měří na roztečné kružnici a je definován násobkem modulu  $m$  a definuje vzdálenost dvou nejbližších zubů  $e$  a šířku zubu  $s$  na roztečné kružnici. Lze jej určit i vztahem

$$p = \pi * m.$$

Roztečná kružnice  $d$  – kružnice, na níž leží v každém okamžiku relativní pól ohybu. Její tečna, kolmá ke spojnicí  $O_1$  a  $O_2$  svírá spolu s normálou úhel záběru  $\alpha$ . Jedná se o nejdůležitější geometrický rozměr ozubeného kola, který je dán počtem zubů  $z$  [-] a modulem  $m$  [mm]. V rámci jednoho soukolí se tyto kružnice dotýkají.

$$d = m * z [mm]$$

Hlavová kružnice  $d_a$  – kružnice definující vnější a tedy maximální rozměr ozubeného kola.

$$d_a = d + 2m * h_a^* [mm]$$

kde  $h_a^*$  je jednotková (bezrozměrná) hlavová vůle odpovídající  $h_a^* = 1$  dle normy (ČSN 01 4608)

$$\text{odtud } d_a = d + 2m [mm]$$

Patní kružnice  $d_f$  – kružnice definující místo, kde disk přechází v zub v místě jeho paty.

$$d_f = d_1 - 2 * m * (h_a^* + c_a^*) [mm]$$

kde  $c_a^*$  je jednotková (bezrozměrná) radiální vůle odpovídající dle normy

$$\text{(ČSN 01 4608) } c_a^* = 0,25$$

$$\text{odtud } d_f = d_1 - 2 * m * 1,25 [mm]$$

Celková jednotková výška paty 1,25 zaručuje, že se kružnice  $d_f$  nedotkne kružnice protikola  $d_a$ .

Výška zubu  $h$  – definuje radiální rozměr zubu. Lze jej volně určit jako rozdíl hlavové a patní kružnice

Osová vzdálenost  $a$  – definuje nejmenší vzdálenost mezi středy kol  $O_1$  a  $O_2$  na spojnicí  $t$ .

Jelikož se dotýkají roztečné kružnice v bodě  $C$ , procházející spojnicí  $t$ , je osová vzdálenost

$$a = 0,5 * (d_1 + d_2) = 0,5 * m * (z_1 + z_2) [mm]$$

Doplňujícím geometrickým parametrem je zaoblení u paty zubu, resp. Poloměr zaoblení hlavy výrobního hřebene, který se opět vztahuje k modulu a je doporučován dle normy (ČSN 01 4608) jako

$$R_f^* = 0,38$$

Silové poměry na ozubení

Převodový poměr se realizuje pomocí silové dvojice. Ta představuje akční a reakční element pomocí tvarového dotyku. Právě tento dotyk je kritický v otázce bezpečnosti ozubeného kola, zatímco velikost převodového poměru je dána počtem zubů. S odkazem na dotyk je to tedy frekvence dotyků.

Normálová síla  $F_N$  v místě dotyku je vzniklá reakce od točivého momentu  $M_T$ . Bod dotyku se nachází na základní kružnici  $r_{b1}$ .

$$M_T = F_N * r_{b1}; F_N = \frac{2 * M_T}{d_b}$$

Neuvažujeme-li třecí sílu, rozkládá se tato normálová síla na radiální a tečnou složku.

Radiální složka

$$F_r = F_N * \sin \alpha_w$$

Tečná (obvodová) složka

$$F_t = F_N * \cos \alpha_w$$

Obdobně pak

$$F_r = F_t * \operatorname{tg} \alpha_w$$

Stejné silové působení se vyskytuje v celé silové dvojici ( $F_{N1} = F_{N2}$ ) dle Newtonova třetího zákona.

U planetových převodů je nutné zakomponovat počet silových dvojic  $a_K$  a unašeč, který se může účastnit silového toku.

$$M_T = F_T * a_K * r$$

$$F_R = F_T * \operatorname{tg} \alpha_w$$

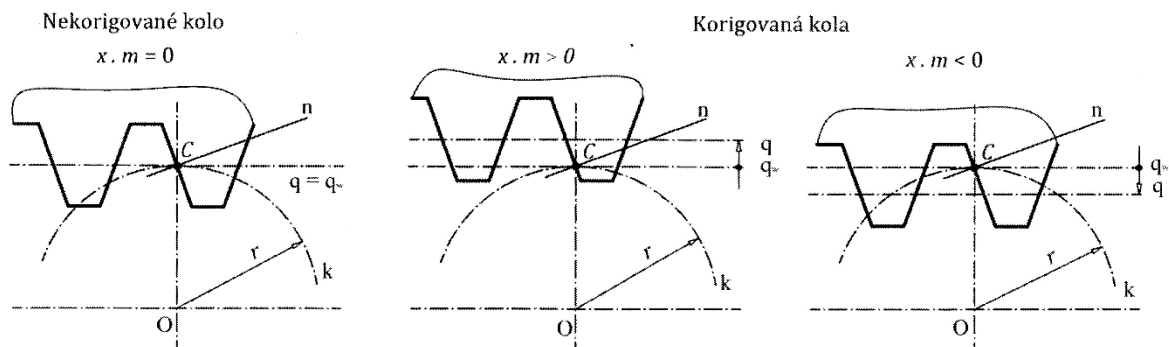
$$F_N = \frac{F_T}{\cos \alpha_w}$$

### 2.2.2. Korekce

Obecně se korekce definuje jako posunutí výrobního hřebene o různou hodnotu od nuly. Jednotkové posunutí (korekce) se definuje jako  $x \cdot m$ . Hřeben je ekvivalent ozubeného kola, jehož poloměr je nekonečný.

U nekorigovaných kol se roztečná přímka výrobního hřebene dotýká roztečné kružnice vyráběného kola.

Toto posunutí může být kladné ( $x \cdot m > 0$ ), nebo záporné ( $x \cdot m < 0$ ).



Obrázek 15: Korekce ozubení [11]

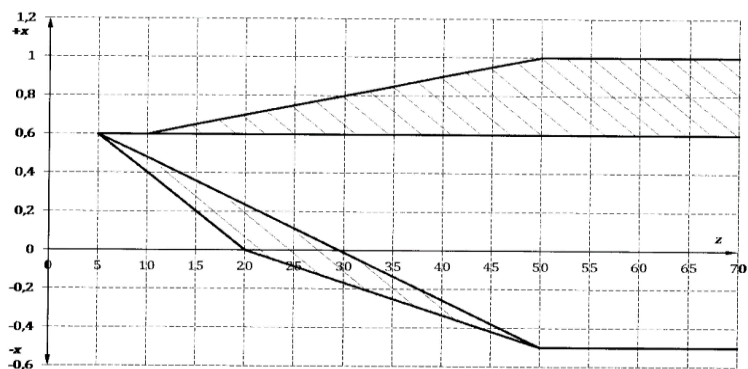
Korekce je nutné brát v úvahu v případě, že je odlišná skutečná osová vzdálenost oproti teoretické. Korigování je vhodné i pro lepší záběrové podmínky, popřípadě i provozní spolehlivost:

- zlepšení záběrových podmínek
- osové vzdálenosti

zamezení podříznutí zubu – vyskytuje se u kol s malým počtem zubů. Zúžení paty zubu snižuje jeho ohybovou pevnost a zároveň zmenšuje plochu, která se teoreticky mohla zúčastnit záběru. Z matematické podmínky vychází teoretický minimální počet zubů, kdy je nutné korigovat

- $z = 17$ , v praxi se uplatňuje jako nejmenší počet zubů  $z_{min} = 14$
- zamezení špičatosti zubu – vyskytuje se u kol s přílišnou kladnou korekcí. Tuto hodnotu lze vypočítat vzhledem k minimální tloušťce zubu.

V praxi se používá grafický model definující tyto hodnoty, ať už minimální nebo maximální. Ty vymezují oblast, ve které je vhodné se pohybovat (šrafovaná), doporučené se pohybovat nešrafovaná uvnitř čar) a nedoporučené (vně čar).



Obrázek 16: Zobrazení hranic korekcí – pro jednotlivá kola [11]

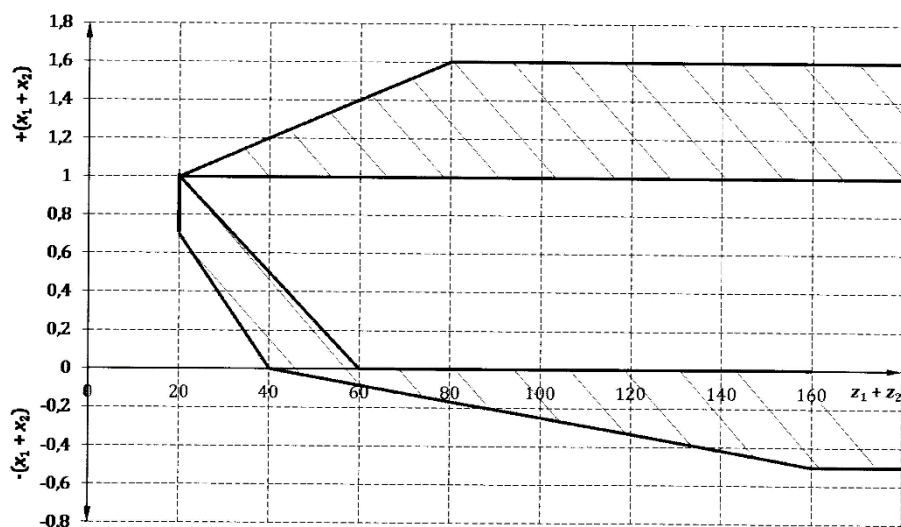


Jak již bylo napsáno, pomocí korekcí lze dosáhnout požadované osové vzdálenosti  $a$ . V tomto případě je tedy skutečná osová vzdálenost  $a_w$  odlišná od teoretické. Pokud je tato odchylka malá a odpovídá Obrázku 16, je možné ji realizovat posunutím obou kol. Ať už se jedná o kladnou nebo zápornou korekci jednoho, druhého či obou kol, jejich součet se nazývá Součtová korekce.

Například pro dvojice kol s vnějším ozubením je korekce

$$\Sigma x = x_1 + x_2 = \frac{z_2 + z_1}{2 * \operatorname{tg} \alpha} * (ev\alpha - ev\alpha_w)$$

Tato součtová korekce má v praxi také své omezení, odpovídající Obrázku 17.



Obrázek 17: Zobrazení hranic korekcí - pro soukolí [11]

Uvážíme-li převodové podmínky jako požadované výstupní hodnoty, nemění-li se na základě počtu zubů, je nutné upravit záběrové podmínky soukolí. Ve všech případech korekcí se tedy mění roztečná kružnice, čímž se posouvá bod  $C$ . Tomu odpovídá pootočení normály  $n$  o určitý úhel. Tomuto novému úhlu odpovídá valivý úhel záběru  $\alpha_w$ , který zároveň ovlivňuje přímky  $r_b$ . Uvážíme-li tyto přímky jako ramena, dostaneme poloměry základních kružnic  $d_b$ .

Valivá kružnice  $d_w$  – Kružnice kol, které se dotýkají nyní

$$d_w = d * \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}$$

Základní kružnice  $d_b$

$$d_b = d * \cos \alpha_w$$

Valivá (skutečná) osová vzdálenost

$$a_w = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2}$$

Jelikož bývá  $a_w$  určující parametr pro korekce, lze z něj vyjádřit i daný úhel záběru

Valivý (provozní) úhel záběru

$$a_w = a * \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_w}; \quad \cos\alpha_w = a * \frac{\cos\alpha}{a_w}$$

Tyto definice odpovídají opět soukolím s vnějším ozubením. V případě korigovaného vnitřního ozubení a analogicky i nekorigovaného, se geometrické rozměry kružnic opět odvíjí od roztečných a valivých kružnic. Nicméně pro jejich výpočet je nutné změnit znaménko tak, aby vnitřní soukolí mělo zdánlivé rozměry výrobního nástroje konečného poloměru a úhlu záběru včetně odpovídajících vůlí.

$$\text{např.: } d_{a1} = d_1 + 2 * m * h_a^* \rightarrow d_{a2} = d_1 - 2 * m * h_a^*$$

### 2.3.SLOŽENÉ MECHANISMY – PŘEVODOVKY

Transformační funkce, ať už pohybová nebo silová, je u ozubených převodů realizována pomocí tvarového elementu, reprezentována párem spoluzabírajících kol.

Druhy převodů se dělí podle relativního pohybu členů

#### a) Valivá soukolí

Druhy spoluzabírajících páru ozubených převodů, včetně řídicí křivky zubu

- Válcové (čelní) soukolí - (přímé, šikmé, šípové, dvojité šípové)
- Kuželové (přímé, šikmé, kruhové)

#### b) Šroubové soukolí

- Šroubová soukolí
- Šnekové soukolí (šnek - šnekové kolo)
  - válcový-válcové
  - globoidní - globoidní
  - válcové - globoidní
  - globoidní-válcové

Kola mohou být dále s vnitřním nebo vnějším ozubením. Rozdíl mezi nimi vychází z jejich názvu, zde je důležité uvést, že účinnost vnitřních ozubení je nepatrně vyšší než s vnějším. Výpočtové vztahy, rozměry i výroba jsou analogické pro obě aplikace.

Zajímavější už je to z pohledu tribologie, kde u vnitřního ozubení dochází k rychlejší degradaci oleje vlivem častějšího styku zubových párů.

### 2.3.1. Rozdělení soukolí

- a) Dle principu změny parametru
- převodovky se stálou (ozubené soukolí) změnou parametrů
  - plynule regulovatelnou (variátory) změnou parametrů
- b) Dle směru vstupních a výstupních os soukolí
- transformace mezi rovnoběžnými osami (čelní)
  - transformace mezi různoběžnými osami (kuželové)
  - transformace mezi mimoběžnými osami (šroubové, šnekové...)
  - kombinované (kuželočelní)
  - transformace mezi souosými osami (koaxiální)
- c) Dle stálosti polohy os
- převodovky se stálou polohou os
  - převodovky s proměnnou polohou os

### 2.3.2. Přebodovky s proměnnou polohou os

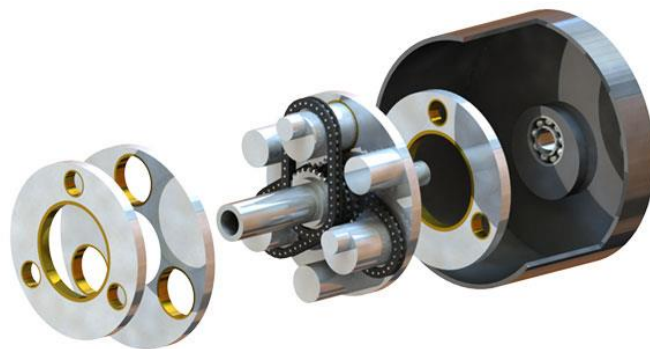
- a) Nekonvenční
- Harmonické – jedná se o převodovky sestávající ze tří hlavních komponent: generátoru vln, pružného ozubeného kola a tuhého kola. Generátor vln funguje jako speciální valivé ložisko s funkcí vačky jako deformačního členu. Pružné ozubené kolo je deformovaný člen, který mění svůj tvar podle eliptické osy.

Na vnějším povrchu je vytvořené ozubení o menším počtu zubů ( $z_2=z_1-2$ ). Tuhé kolo má vyhotoveny vnitřní ozubení. Díky deformacím dochází k vzájemnému pohybu tuhého a pružného členu, čímž dochází k vzájemnému zubovému záběru. Jejich vývoj započal v polovině dvacátého století v USA, odkud byl později odkoupen patent Japonci. Mezi japonské firmy vyrábějící harmonické převodovky patří i Nabtesco Corporation



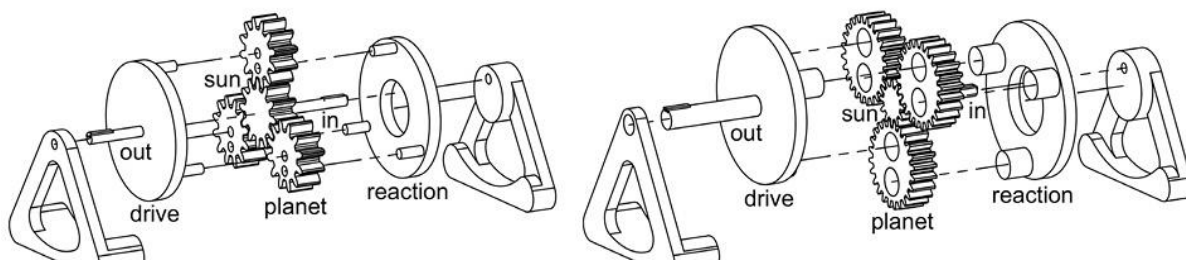
Obrázek 18: Harmonická převodovka  
fy. Nabtesco [12]

- Orbitless



Obrázek 19: Rozstřel Orbitless převodovky [13]

Toto slovo patří revolučnímu přístupu k převodovkám s proměnlivou polohou os. Proto bývá nejčastěji porovnávána právě s planetovou převodovkou. Tento název si i osvojila firma zodpovědná za její vývoj – kanadská Orbitless. Oproti jednoduchým planetovým převodům postrádá tento druh korunové kolo. Výhodou je mnohem vyšší účinnost oproti planetovým převodům, absence nejdražšího a nejnáročnějšího členu. Oproti planetovým převodům při stejném počtu obíhajících ozubených kol, popř. řemenic a řetězových kol, je v tomto případě vyšší účinnost.



Obrázek 20: Schéma Orbitless převodovek [14]

#### b) Konvenční

- Planetové převodovky

### 2.4. Planetové převodovky

Planetové převodovka je diferenciál s dvěma stupni volnosti. Je nutné zabrzdit jeden člen pro získání funkce převodovky. Planetová převodovka nese své jméno podle heliocentrického systému, kde je centrální hvězda (centrální kolo), kolem které obíhá jedna nebo více planet (planetové kolo, satelit) v uzavřeném systému (korunové kolo). Nutno dodat, že planety neobíhají jen kolem osy heliocentra, ale otáčejí se i kolem osy své. V angličtině se centrálnímu kolu ne náhodou říká Sun. Proměnlivá poloha osa je zde tedy reprezentována planetovými koly obíhajícího kolem osy systému.

Zabrzdnění jednotlivých členů může být trvalé nebo proměnné. Tato změna může probíhat samočinně na základě parametrů (automatické převodovky) nebo manuálně (uzávěrka diferenciálu). Brzdění různých členů lze dosáhnout odlišných převodových poměrů. V průmyslové sféře se nejčastěji používá stacionárních převodovek, konkrétně se zabrzdněným korunovým kolem. Je totiž nutné si uvědomit, že výhodou těchto druhů převodovek je relativně

osově krátká, ale v průřezu velká zástavba. Pouštěním korunového kola by pak tyto rozměry a technické požadavky vzrostly. Proto se často používají jako pláště.

#### 2.4.1. Konstrukce planetových kol

Pro úspěšné provozování a montáž planetového soukolí, je nutné dodržet tři základní podmínky. Ty je potřeba rozlišovat pro každou specifikaci jinak v závislosti na počtu satelitů na jedné ose a v každé rovině. Jednotlivé podmínky jsou vzájemně propojeny. Jen po jejich splnění lze uvažovat další kinematické a silové výpočty.

- podmínka smontovatelnosti

Při montáži tohoto druhu mechanismu by nemělo dojít ke stavu, kdy velikost kol odpovídá konstrukčním předpokladům plynoucím z gabaritního výpočtu a požadované osové vzdálenosti dvojice kol, ale jejich počet zubů ne. Svou roli zde hraje i počet satelitů  $a_K$ .

Pro jednoduché satelity

$$z_1 + z_3 = k * a_K$$

Pro zdvojené satelity

$$z_1 = k * a_K; z_4 * a_K$$

kde  $k$  je libovolné celé číslo.

Pokud je rovnost dodržena, měl by být zaručen vzájemný záběr. V praxi pak stačí otáčet satelitem, popř. unašечem pro vkládání dalších planet. V tomto případě tedy korekce nemají vliv na tuto podmínku. Při kinematickém návrhu je nutné tuto podmínku brát v potaz, neb je nutné při uvažování převodového poměru vzhledem k počtu zubů vždy ověřit tuto skutečnost.

- podmínka vůle mezi jednotlivými satelity

Logická úvaha nad montáží, kde satelity by překrývaly sebe samé. Byla proto stanovena podmínka definující minimální vzdálenost (vůli) mezi nimi. Tím je zaručeno, že i v případě výrobních nepřesností nedochází k vzájemnému kontaktu planet. Normy doporučují 1 až 2 [mm] vůle v přímé ose mezi satelity. Tuto vůli lze prověřit také úhlem, neboť ji lze definovat i v obloukové míře.

$$\sin \frac{\vartheta_{min}}{2} = \frac{d_{a2} + v_{min}}{d_{w1} + d_{w2}}$$

- podmínka sousostí

Dalším faktorem, který je nutný brát v úvahu je podmínka sousostí. Tento problém se vyskytuje u planetových převodů se zdvojenými satelity. Protože jednotlivé satelity musí sdílet pouze společnou osu, nemusí mít stejný modul v jedné rovině. Tím lze dosáhnout přibližně stejných osových vzdáleností. Případné malé rozdíly lze vyřešit korekcemi.

V případě rozdílných modulů

$$\frac{m_{12}}{2} * (z_1 + z_2) = \frac{m_{34}}{2} * (z_4 - z_3)$$

Odtud lze poměrně snadno odvodit rozdíly mezi jednotlivými úrovněmi. Většinou se jedna úroveň určí jako nekorigované, a v druhé úrovni se tento rozdíl vyrovná.

V případě stejných modulů

$$z_1 + z_2 + z_3 = z_4$$

V poslední podmínce je nutné uvažovat korekce.

Ve všech případech je vhodné si tyto podmínky částečně ověřit pomocí CAD programu.

V případě planetového převodu s účastí vnitřního ozubení je v řadě případů nutné zachytávat reakční sílu a moment rámem.

Silové dvojice jsou opět stejné, na společné ose planet (převody se zdvojenými satelity) musí také platit rovnováha sil. Pokud působí na stejném valivém průměru, jsou totožné.

$$F_{T23} * r_{W2} = F_{T34} * r_{W3}$$

Z výše uvedeného je patrné, že silové účinky jsou na vstupu a výstupu pevně dané. Jejich rychlost však může klesat a s ní i výkon. Tomuto jevu se obecně říká účinnost. Pokud jsou převodová čísla vysoká, může nastat tzv. samosvornost. To je vlastnost mechanické dvojice zabráňující vzájemnému pohybu za určitých podmínek.

U planetových soukolí jsou účinnosti exaktně dány tabulkami, popř. se vypočítají skrze porovnávací převod.

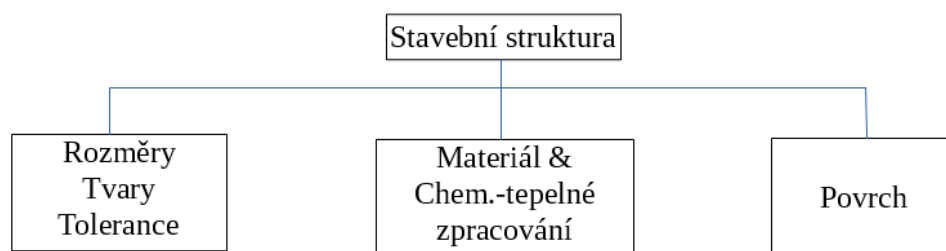
$$\psi_z = 1 - \mu_z$$

Vždy se ale bude jednat o výpočet přibližné účinnosti, neboť skutečná, vzhledem k zaběhávání, přesnosti výroby atd. může být jiná. Proto i zde byl volena výkonová rezerva.

## 2.5. Výroba ozubených kol

Jakýkoliv návrh převodovky je vázán na materiálové a geometrické vlastnosti a stav povrchu jednotlivých kol. Tyto tři primární faktory jsou spolu úzce vázány, neboť některé druhy materiálu nejdou vyrobit určitou metodou, popř. jsou zde jiné podmínky, které předurčují danou kombinaci jako nevhodnou. K výrobě patří i dodatečné technologické postupy, pomocí nichž lze razantně prodloužit životnost kola nebo zlepšit účinnost převodu.

K úspěšné transformaci je třeba si uvědomit Stavební strukturu, např. jako [11]



Obrázek 21: Stavební struktura mechanismu

Rozdělení materiálů:

- Kovové materiály (Oceli, bronzy, litiny...)
- Nekovové materiály (PA 6)

V této práci je dále řešerše materiálů vázána pouze ke konkrétnímu materiálu a možnostech jeho využití při výrobě, jež byl určen již v rámci zadání projektu.

### 2.5.1. Prášková metalurgie (Powder Metallurgy)

Prášková metalurgie je inovativní způsob výroby materiálů, ač jeho základy jsou známe tisíce let. Jednotlivé materiály jsou rozemlety a následně spečeny dohromady. Při tomto druhu výroby lze spojit zdánlivě netavitelné materiály, nebo materiály tavitelné při velmi vysokých teplotách. Tímto způsobem lze vyrábět tzv. bramy, nebo přímo vylisovat požadovaný tvar.

- Metoda výroby nekonvenčních materiálů
- Fyzikálně mechanické (kondenzace, rozprašování tekutého kovu, mletí)
- Chemické a elektromechanické (chemická redukce, rozklad)
- Fyzikálně chemické (plazmovým obloukem)

Pro dosažení chtěného tvaru, mechanických a fyzikálních vlastností, rozměrů a dalších požadovaných parametrů je vhodné dále vzniklý materiál zhutňovat, v případě přesnějších tvarů se používá pojem formování. Je důležité si uvědomit, že lisováním se mění (zmenšuje) hustota nové sloučeniny. Hustota je fyzikální vlastnost, která se majoritně podílí na mechanických vlastnostech (pozitivně). Nedokonalý kontakt jednotlivých částic je značný, způsobený velkou pórovitostí směsi. [15]

K zhutnění materiálu lze užít několika způsobů, které lze rozdělit na dvě skupiny: tlakové a beztlakové

#### a) Tlakové

- Lisování - jednoosé namáhání směsi předurčuje materiál k rozdílným hustotám v různých směrech. Tomuto jevu lze přisoudit i tedy jiné mechanické vlastnosti v různých směrech.
- Izostatické lisování - dosažení požadovaného všesměrového tlaku na pouzdro (formu) je vyvíjen pomocí tekutiny (kapalina, plyn). Na tuto tekutinu jsou kladeny požadavky na její vlastnosti v závislosti na vyvíjeném tlaku tak, aby např. při vysokém tlaku se chovala jako

kapalina a při normálním tlaku po lisování jako pevná látka proto, aby udržela nový tvar [15].

- Explosivní lisování - lisování pomocí vytvořené tlakové vlny, např. pomocí výbuchu.
- Válcování a protlačování – je uváděn jako způsob výroby samotného prášku, lze však tyto pojmy chápat i jako způsob následného zpracování, popř. jako jejich kombinaci při vyšších teplotách pro urychlení difuze a tím vytvoření mechanicky dokonalejších pásků při nesporné výhodě - snížení operací a mezioperačních pohybů.

#### b) Beztlakové

pro přiblížení směsi požadovanému tvaru před samotným mechanickým zhuťováním

- Kování – především pro zlepšení hustoty, kdy je nutné provádět jednotlivé operace vícekrát
- Volné slinování (pro formy).
- Lití
- Vibrační tvarování
- Slinování

### 2.5.2. Výroba s materiály PM

#### a) Konvenční metoda

Těmito metodami vznikají předběžné tvary kol ze standartních polotovarů.

Téměř pro všechny druhy ozubení lze uvažovat dva základní způsoby - způsoby třískového obrábění

- obrázení - pro tyto účely vznikly speciální obrážecí kolečka a hřebeny
- frézování - používá se čepových, kotoučových (s užitím děliček), odvalovacích fréz, případně 5-ti osé obrábění

#### b) Nekonvenční metody

Těmito metodami lze vytvořit přesnější a tvarově složitější ozubená kola.

- Slinování

Finální metoda tvorby materiálu i přibližného tvaru pomocí difuze, z angličtiny též označována jako sintrování. Pevnost polotovarů získaných způsobem výše popsaným nebývá dostatečná. Pomocí tepelného zpracování, které je určeno podle nejvyšší hodnoty teploty tání jednotlivých složek ( $\approx 0,8 T_A$  prášku), se hodnoty těchto vlastností zlepší. Odstraní se vnitřní pnutí mezi částicemi zvětšením kontaktních ploch částic a zároveň vytvořením místních slitin jednotlivých částic směsi.

Tímto způsobem lze tedy vyrábět relativně rozměrově přesné a designově velmi náročné výlisky. Nespornou výhodou je tepelné zpracování, kterým je zakomponované už v samotném smyslu výroby. Tím lze dosáhnout vysokých hodnot tvrdostí. Výrobky lze vytvářet v ISO



tolerancích, drsnost Ra pak závisí na kvalitě spékání a na formě. Je tedy důležité kontrolovat tyto hodnoty pro správný záběr ozubených kol. Při extrémně malých modulech, kdy je obtížné broušení je toto též výhodou. Lze takto vytvářet přírubová kola, s integrovanou drážkou na pero atd. bez obrábění, které je v případě takto speciálních materiálů často velmi obtížná. Navíc je zde minimální odpad, což přináší pozitivní ekologický i finanční dopad.

### 2.5.3. Obrábění odlišné od třískového

#### Elektrojiskření (drátořez)

Vytvoření samotných ozubených kol provádí firma Pártl Gear s.r.o. K tomuto účelu byly navrženy i tzv. referenční desky, které slouží pro ověřování vlastností materiálu, konkrétně jejich tvrdosti. Je to nutné pro pozdější zkoumání případných poruch planetového převodu. Tloušťky těchto desek odpovídají šířkám ozubených kol tak, aby bylo dosaženo co nejméně obráběcích operací vzhledem ke jejich ceně i obráběcí náročnosti. Zde se pouze předvrtají referenční díry pro lepší zaměřování drátořezu. V jaderném průmyslu panují obavy z měděného drátu, jehož zbytky zůstávají na řezaných površích. Měď pak funguje jako jakýsi akumulátor protonů. Tato obava odpadá, neb převodovka nebude fungovat v aktivní zóně. Problém nastává u malých rozměrů ozubených kol. Jelikož je průměr drátu 0,25 [mm], je nutné zajistit dostatečný rozměr mezi rádiusy paty zubu. Bylo tedy nutné při návrzích respektovat tuto okrajovou podmínku.



Obrázek 22: Rozřezový plán fy. Pártl Gear s.r.o.



Obrázek 23: Detail přechodového rádiusu křivky

V ozubení je dále nutné definovat vůle s ohledem na vhodné provozní podmínky. Ve výpočtových programech se tato vůle snadno definuje. Dle zkušeností Ing. Pártla byla zvoleno vůle  $x=0,05$ [mm] každého kola. Vzhledem předpokládaným malým rozměrům vyvstala další okrajová podmínka týkající se rohů a rádiusů. V tomto případě nemůže být poloměr drátu větší než požadovaný rádius. Zmenšení průměru drátu však může mít vliv na stabilitu oblouku a tím pádem na kvalitu řezu

S profilem zuby vygenerovaným pomocí sw. KissSoft se pojí další problém. Soubory obsahující skicu profilu ozubených kol ve formátu .dwg a .dxf převedené do sw NX 11, nenesou stejnou digitální stopu. Místo evolventního profilu je profil tvořen úsečkami. Ve 3D pak tento fakt začal výrazně ovlivňovat výpočtovou rychlost. Při úvaze nad výkresovou dokumentací budoucích kol bylo rozhodnuto pro vizualizaci řídicí se normami (ČSN 01 3216). V těch se kreslí plné kolo s jednou zubovou mezerou tak, aby v řezu byly viditelné všechny kružnice soukolí. Navíc výpočtový sw generuje kompletní 2D skicu kola, tedy tolik zubových profilů, jaký je počet zubů. V průběhu řešení je tedy nutné uvažovat obě grafické varianty.



Obrázek 24: Křivka zuby složená z úseček

#### 2.5.4. Dokončovací operace

Jestliže rozměry a drsnost neodpovídá předepsaným parametrům z výroby, je nutné zařadit do procesu výroby i dokončovací operace – finišování.

- Ševingování – podobné samotné výrobě ozubených kol obrážecí frézou. Je tedy vytvořeno ševingovací kolo, namísto hřebenu. Zuby nástroje jsou drážkované. Obě kola nesmí mít rovnoběžnou osu, aby nedošlo k podélnému kontaktu zubů. Proto většinou čelní ozubený ševinguje nástroj s šikmým ozubením. Dosahovaná drsnost  $Ra = 0,4 \div 0,8 \mu m$ .
- Broušení – nejrozšířenější způsob dokončení ozubených kol. Nástrojem je zde kotouč, jehož profil odpovídá zubové mezeře. Je velice podobné výrobě ozubených kol na frézkách. Tento proces lze rozdělit na odvalovací a dělicí způsob. Nevýhodou je potřeba nástrojů, jejichž profil odpovídá zubové mezeře, která se s modulem mění a složitý nástroj pro odvalovací způsob. Výhodou je levný materiál nástroje, přesnost odvozená od požadavků zadavatele a ne od způsobu dokončování a zlepšení celkových geometrických podmínek kola. Rozsah drsnosti odpovídá druhu výroby, nástroji, materiálu atd.:  $Ra = 0,2 \div 0,4; 0,8 \div 1,6 [\mu m]$ .
- Honování – podobné ševingování. Namísto kol z oceli se používá brusivo vázané k ozubenému kolu. Podobně jako u broušení je ve směsi obsaženo ostřívo a pojivo. Vzhledem k menší tříšce je oproti broušení přesnější a dokáže tak více zlepšit záběrové podmínky kol, nicméně oproti broušení, které má větší odběr třísky nedokáže kompenzovat celkovou geometrii (např. házení). Dosahovaná drsnost  $Ra = 0,2 [\mu m]$ .

### 2.5.5. Chemicko-tepelné zpracování

Jak už bylo řečeno, pro zaručení, popř. zlepšení provozních podmínek je vhodné materiály zušlechtit. Zpravidla se tak děje po obrábění, aby byla zaručena ekonomika a vůbec možnost tyto materiály upravovat. Na druhou stranu je většinou nutné zařadit do výroby dokončovací operace, neboť chemicko-tepelné zpracování může geometrii kola narušit.

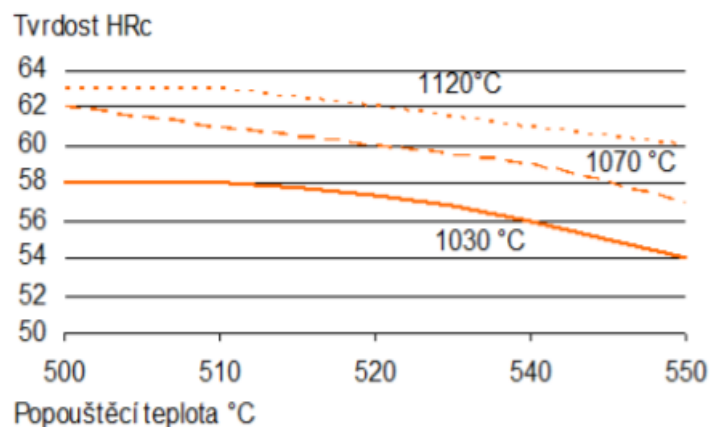
Povrchy zubů mohou být syceny různými prvky, čímž dochází k binárním sloučeninám.

- Cementování je proces, při kterém je povrch součásti obohacován o uhlík. Sycení je prováděno pomocí plynů nebo prášku při zvýšených teplotách, popř. bez přístupu vzduchu.
- Kalení je druh tepelného zpracování, při kterém vzniká nerovnovážený stav, při kterém uhlík narušuje krystalovou mřížku. Aby tento chemicko-fyzikální jev byl možný, je nutné vytvořit extrémní podmínky, konkrétně je nutné součást ohřát na tzv. kalící teplotu. Součástí kalení je i ochlazování, které zamezí změně z rovnovážného stavu do původního, čímž by nedošlo k chtěnému efektu.

- Konvenční způsoby kalení ozubených kol.
  - a) Celkové
  - b) Mezerové

- Popouštění je řízené ochlazování, které je vhodné zařadit do výrobního procesu pro odstranění vnitřního pnutí.

#### POPOUŠTĚCÍ DIAGRAM



Obrázek 25: Popouštěcí diagram CPM 3V [16]

- Nitridování – sycení povrchu dusíkem za vzniku stabilních nitridů narušujících rovnovážný stav struktury.
  - iontové nitridování (indukční nitridace) - proces ostřelování povrchu součástí ionty, čímž dochází k nahrazování atomů Fe difundujícím dusíkem. Oproti konvenční nitridaci menší křehkost a nedochází k zásadní změně rozměrů.
- Sycení sírou - zlepšuje obráběcí a skluzové podmínky.
- Kombinace - nitrocementování a sulfonitridování.

### 2.5.6. Maziva

Aby převodovka plnila správně svoji funkci, je potřeba zachovat její vysokou účinnost. V nejzastříhanějších případech tak díky nízkým účinnostem soukolí může převodovka fungovat samosvorně. S odkazem na Zákon zachování energie je patrné, že účinnost odpovídá ztrátě

energie. Nejčastějším případem vzniku této ztráty energie, resp. její transformace, jsou tepelné ztráty. V tomto případě vzniklé mechanickým kontaktem zubu za účasti tření. Proto je vhodné kompenzovat tyto ztráty vhodným mazáním.

V uzavřených převodovkách je vhodné použít tzv. rozstříkovací (brodivé) mazání. Největší kolo je částečně ponořené v kapalině a kontaktem s ostatními koly postupně namaže všechna kola. Přebytečný olej odkape zpět do nádrže. Tyto převodovky lze najít např. u automobilů. Jejich nevýhodou je těžká konstrukce nutná k jímání kapaliny, vysoká těsnost a v některých případech i přílišná hustota oleje, která roste se snižující se teplotou. Výhodou je snadná výměna oleje.

Ve složitějších aplikacích, často v součinnosti s chlazením, bývá oběhové mazání (nucené). Nucené znamená v tomto případě externě poháněné čerpadlo garantující dostatečný tlak oleje.

Plastická maziva – pro menší obvodové rychlosti. V případě větších obvodových rychlostí dojde ke ztrátě adheze maziva se zubem vlivem setrvačnosti. Alternativou jsou emulze, popř. prášky, např. grafitový prášek.

- Nyogel 792D

Polotuhé mazivo určené pro tuto aplikaci je syntetické mazivo, které se již dnes používá v mnoha převodovkách napříč odvětvími. Má široký teplotní rozsah a velmi dobře ulpívá na zubech. Vzhledem k rozdílným odstředivým rychlostem lze tedy aplikovat jen jeden druh maziva.

## 3. NÁVRH ZAŘÍZENÍ

### 3.1. Teoretická část

#### 3.1.1. Softwarové zdroje použité při návrhu

- Microsoft Excel

Excel z balíčku Microsoft Office je levný, ale velice efektivní nástroj pro jednoduché matematické a ověřovací operace. Byly zde zkoušeny jednotlivé kinematické převody včetně kontrolování minimálních tloušťek, plnění jednotlivých podmínek planetových soukolí atd. Zároveň zde byly počítány účinnosti nutné pro dimenzování celkového převodového stupně.

Pro výpočet ozubených kol byly, vzhledem k časové náročnosti a věrohodnosti, brány specializované programy jako výchozí navrhovací a ověřovací nástroje.

- MitCalc

Tento český produkt je jednoduchý software vytvořený v prostředí Excel, a vyniká nejen svou cenou oproti jiným komerčním SW, ale i nenáročností na HW, rychlostí a přehledností pro tvorbu základních výpočtů. Jako výhodu lze vidět i vedení při tvorbě samotného modelu výpočtu. Lze v něm počítat většina strojírenských praktických úloh, tedy nejen ozubené převody, ale i ložiska, řemeny, hřídele, nosníky atd. Jeho výstupu jsou: tvorba výkresů, profilů ozubených kol, výpočty atd. Jeho nevýhodou jsou omezené možnosti tvorby složitějších kinematických převodů.

- KissSoft a KISSsys

Švýcarský produkt, který je oproti MitCalcu méně uživatelsky příjemnější, ale zvládne i 3D náhled. Umožňuje vytváření v jednom prostředí více možností planetových převodů než těch jednoduchých a následně jejich vzájemné propojování. Zároveň lze vytvořit uživatelsky přívětivý Interface, který dokázal filtrovat důležité parametry rychle a přehledně, včetně změny vstupních okrajových podmínek.

Jeho výstupy v případě převodovek jsou jak výpočty, tak 3D modely jednotlivých kol.

- NX 11 & Teamcenter

NX Siemens je CAD (Computer Aided Design) /CAM (Computer Aided Machining) program. Vyznačuje se modulárním přístupem k řešení dílu a sestav a tvorbou jejich výkresové dokumentace. Jedná se o rozšířený program napříč strojním odvětvím, ve firmách, kde není třeba jen určité aplikace CAD, např. tvorba ploch, elektrické rozhraní, 2D. To mu propůjčuje schopnost operovat napříč všemi divizemi firmy včetně jednotlivých oborů. K tomu pomáhá firemní nadstavba NX-Teamcenter.

### 3.1.2. Vstupní materiálové hodnoty výpočtových programů

Podmíněné hodnoty pro výpočet v programech KissSys, KissSoft a MitCalc.

Jako stěžejní hodnota pro výpočet ozubení se v praxi uvažuje Mez únavy v dotyku  $\sigma_{Hlim}$  a Mez únavy v ohybu  $\sigma_{Flim}$ . Tyto hodnoty lze většinou snadno najít v odborných textech, učebnicích a popř. normách. Bylo tedy nutné alespoň přibližně určit tyto hodnoty pro výpočet životnosti.

Normy zabývající se únosností ozubených kol jsou mj.:

ČSN 01 4686-1÷5

ČSN ISO 6336-1÷5

AGMA 2001 – Americká organizace podobná českým normám zabývající se problematikou ozubených kol obecně. Její název plyne z „American Gear Manufactures Association“.

Problém v podobě nedostatečných informací nutných k výpočtu je velmi dobře názorný z materiálové databáze MitCalcu.

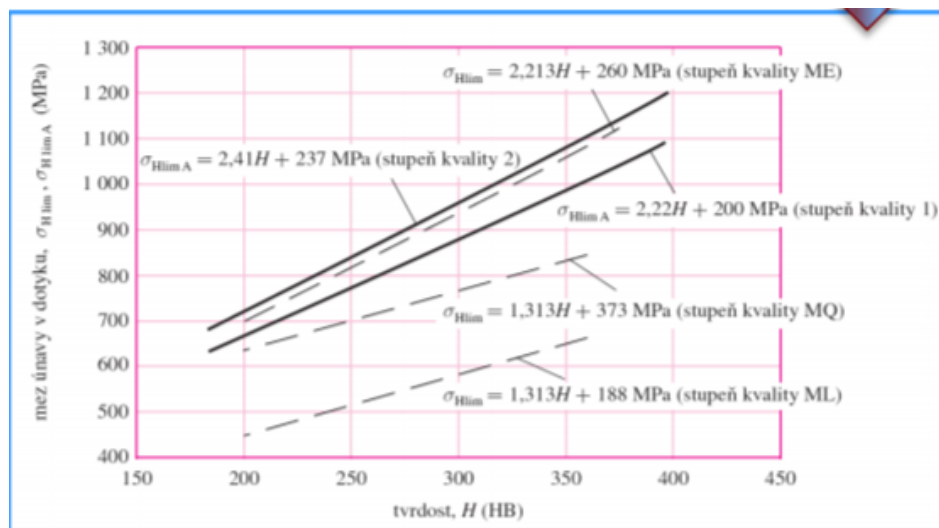
	Hustota	Způsob tepelného zpracování	Oblast použití	Mez pevnosti v tahu	Mez kluzu v tahu	Tvrdost zubu v jádře	Tvrdost zubu na boku	Mez únavy v dotyku	Mez únavy v ohybu	Básový počet zatěžovacích cyklů v dotyku	Básový počet zatěžovacích cyklů v ohybu	Exponent Wohlerovy křivky pro dotyk	Exponent Wohlerovy křivky pro ohyb	Modul pružnosti (tah, tlak)	Poissonova konstanta	Označení materiálu	Max ZHT	Max YNT
Označení materiálu podle normy : ISO	Ro			Rm MPa	Rp(0.2) MPa	JHV HV	VHV HV	SHlim MPa	SFlim MPa	NHlim *10 <sup>6</sup>	NFlim *10 <sup>6</sup>	qH	qF	E GPa				

Obrázek 26: Materiálové hodnoty potřebné pro výpočet v sw. MitCalc

Únosností čelních ozubených kol se zabývá ČSN ISO 6336-5. Ta definuje dvě, potažmo čtyři metody, jak získat tyto hodnoty.

a) Únavové zkoušky & S-N křivky

Pojednávat zde o bazových cyklech by bylo nad rámec této práce. Reálné hodnoty se získávají na speciálních vysokocyklových stendech, kde jsou v záběru dvě ozubená kola. Jedná se o tzv. běhové a pulzátorové testy. Testy probíhají do viditelných porušení. Díky těmto testům lze vytvořit ekvivalenci Wöhlerovy křivky.



Obrázek 27: Převod tvrdosti na mez únavy v ohybu [17]

b) Normativní hodnoty

Experimentálně zjištěné hodnoty byly sepsány a následně vydány pro jednodušší a rychlejší návrh. Odpovídají druhu materiálu, jeho stavu, tvrdosti atd.

Ani jeden z výše uvedených normativních zdrojů nepojednává o materiálu CPM 3V, popř. o sintrovaných ocelích obecně. Nelze tedy tyto hodnoty zjistit z tabulek tak, jako je tomu u standardních ocelí, popř. jiných standardně používaných materiálech pro výrobu soukolí.

c) Vypočtené hodnoty

ČSN 01 6336-5 se zabývá definováním mezních hodnot nutných pro výpočet především pomocí funkcí spojených s tvrdostí (Rockwell, Brinell, Vickers). Tvrdost se posuzuje na dvou místech: na povrchu a v jádru zubu. Obě jsou klíčové pro celkovou životnost. Tvrdý povrch zaručuje dobré skluzové podmínky po dlouhou dobu kvůli odolnosti proti progresivnímu pittingu, zatímco tvrdé jádro snižuje mez únavy v ohybu – je potřeba mít jádro zubu houževnaté (v rámci možností). Tvrdosti je většinou dosaženo chemicky-tepelným zpracováním, který má právě vliv na mechanické vlastnosti materiálu

Byla tedy vytvořena jednoduchá rovnice pro získání požadovaných hodnot.

$$\sigma_{Hlim}; \sigma_{Flim} = A * x + B$$

A, B jsou experimentálně zjištěné koeficienty a x je tvrdost povrchu

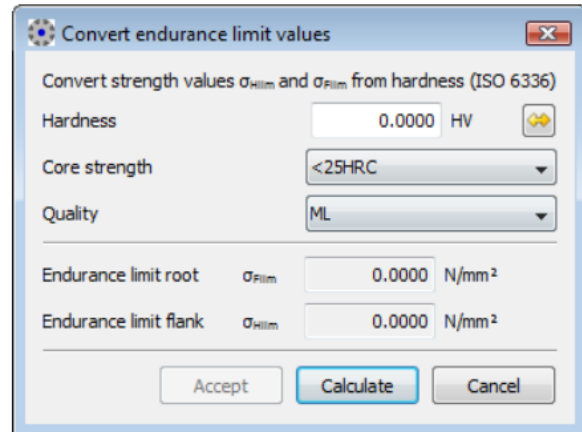
Tyto koeficienty se dále rozdělují podle tří tříd kvality: ME, MQ, ML. Dále lze tento způsob větvit na uvažovaná kola s vrubem nebo bez v rubu. Nutno dodat, že určování těchto tříd je důležité vztahovat k celkovému stavu materiálu, nikoliv jen k jeho povrchu.

#### d) Metalografie

Další možností jak získat požadované hodnoty je pomocí zkoumání pittingu pomocí mikroskopu. Kola jsou po přesně definovaném běhu vyjmuta a jsou pomocí mikroskopu zkoumána. Konkrétně se zkoumá celková plocha poškození vztažená k celkové funkční ploše zubu.

Z výše uvedených možností není pro tuto konkrétní aplikaci možné ani jedno řešení. Ať už se jedná o nedostatečné informace, časový horizont nebo nemožnost najít exaktní hodnoty pro porovnání. Bylo tedy nutné pátrat dál a nespoléhat se pouze na tyto možnosti.

Oba výpočtové programy nabízejí možnost vložení svého materiálu. KissSoft v nápovědě ohledně tvorby pak píše následující:



Obrázek 28: Dialogové okno KissSoft

- „Sinter

According to information from the company MIBA (A), sinter has similar properties to GC. For this reason, all the factors specified in DIN or ISO, which depend on the material type, are determined for sinter according to all the formulae that are applicable for GC.“

GC je zkratka pro Grey Cast, neboli šedou litinu. Zdánlivě odlišné materiály mají podobnou metodou výroby, resp. nevyrábí se předvalky nebo polotovary nepodobající se finálnímu produktu. Navíc je šedá litina většinou díky svému složení a stavu velmi křehká. Při definování této skutečnosti však vyvstal problém. Program neakceptoval pro šedou litinu hodnotu tvrdosti odpovídající CPM 3V, protože litiny v praxi dosahují kolem zhruba polovičních hodnot.

J.R. Davis pak ve své knize [18] píše:

*„Allowable Contract Stress ... of ferrous P/M materials, an approximation of  $S_{ac}$  is 70 MPa (10 ksi) bellow the ultimate tensile strength ( $S_{ac} = UTS - 10ksi$ ).“*

a *„Allowable Bending Stress for a P/M material can be approximated in the absence of data at 0.3 of the ultimate tensile strength of ferrous-base P/M materials ( $S_{ab} = 0.3 UTS$ ).“*

Norma ČSN ISO 6335-5 pak uvádí ještě jeden důležitý poznatek, že pokud je specifikována minimální hloubka vrstvy, značí že „optimální“ hodnota v ohybu a zatížení povrchu nejsou stejné.

### 3.1.3. Materiály použité při návrhu převodovky

C60+QT (1.1223 / 12061 ČSN)

Nelegovaná konstrukční ocel k zušlechťování. Lepších mechanických vlastností se dosahuje po kalení a následném popouštění. Dobře obrobitelná s dobrou odolností vůči opotřeбенí a tvrdostí.

Tabulka 2: Vlastnosti materiálu C60+QT

Mez pevnosti Rm [MPa]	850-1000
Mez kluzu Re [MPa]	580-682
Dovolené otláčení Pd [MPa]	400
Dovolená napětí v krutu Tk [MPa]	273
Poissonovo číslo [-]	0,3
Tepelná roztažnost [K <sup>-1</sup> ]	1,15*10 <sup>-6</sup>

34CrNiMo6 (1.6582)

Ocel pro vysoce namáhané součásti, jejíž vysoká houževnatost zpomaluje šíření trhlin a proto má vysokou mez kluzu.

Tabulka 3: Vlastnosti materiálu 34CrNiMo6

Mez pevnosti Rm [MPa]	1200-1400
Mez kluzu Re [MPa]	1000
Dovolené otláčení Pd [MPa]	667
Dovolená napětí v krutu Tk [MPa]	400
Poissonovo číslo [-]	0,3
Tepelná roztažnost [K <sup>-1</sup> ]	1,15*10 <sup>-6</sup>

ČSN EN 10083-3: 2007

Sintrovaná ocel CPM 3V

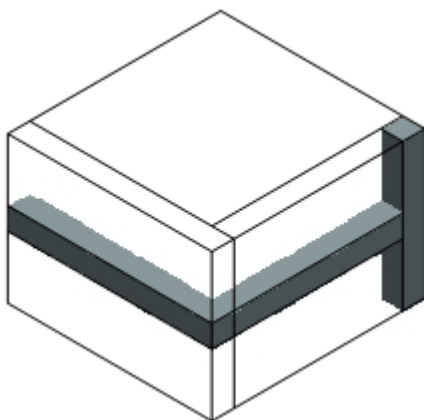
### 3.1.4. Testování CPM 3V

Jelikož k návrhu převodovky je nutné znát materiálové hodnoty, bylo rozhodnuto tedy k přiblížení hodnot po kalení. Materiál byl objednán u firmy Bohdan Bolzano s.r.o. Po spečení materiálů prošel u dodavatele materiál válcováním, pro zlepšení mechanických vlastností.

Po lisování je materiál orthotropní a teoreticky homogenní. Válcováním se však mechanické hodnoty zvýší, ne však ve všech směrech stejně. Byly tedy objednány tahové zkoušky pro získání orientační meze kluzu a pevnosti za pokojových teplot ve třech různých směrech, viz. Obrázek 29. Byly označeny jako Along, Transverse 1 a Transverse 2. Along určoval směr válcování, Transverse je pak kolmý na směr válcování. Byly zvoleny tedy tři tahové zkoušky pro orientační zjištění meze pevnosti a vlivu válcování, vzhledem k orientaci zubů ozubených kol. Jelikož je tento materiál nezvk originalitě materiálu, jsou TDP velkou neznámou.



Byl tedy objednan BRAM žíhaný na měkko, jehož rozměry odpovídaly nejmenším možným rozměrům, jež byly možné dodat firmou Bolzano s.r.o. Nejmenší rozměry byly určeny pomocí trhacího stroje INSTRON I5585 HK, jehož max. trhací síla je 250[kN].



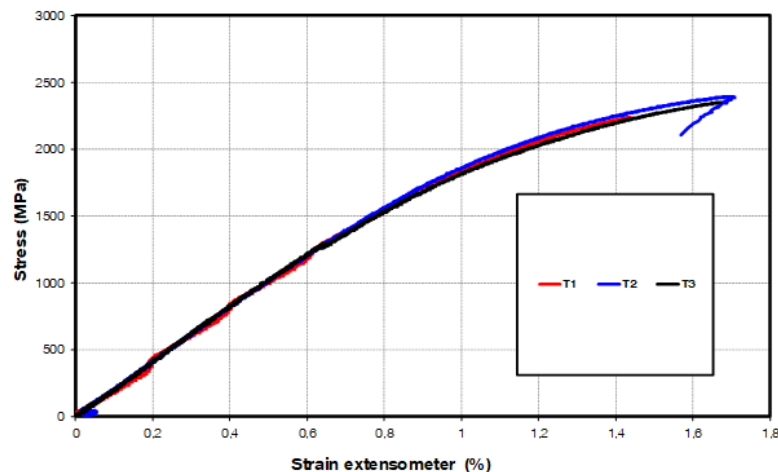
Obrázek 29: 3 směry v rozřezu bramu

Vzhledem k odhadnutým mezím pevnosti a síle lze vypočítat i maximální průměr vzorku. Rozměry jsou dané normou ISO 6892-1, namátkou: Měřená délka  $L_0$   $L_0=k \cdot S_0$ . Pro  $d=6$ [mm] je závit 3/8" UNF-24. Délka extensometru  $L_c$  (Gauge length) se určuje jako  $L_c=0,5-0,9 \cdot L_0$ . Bylo žádáno získat Strength Values, procentuální mez kluzu, prodloužení a kontrakci. Vše vhodně zaokrouhlené. Vzorkování ELC je určeno také normou ISO 6892-1, které se mění v závislosti na rychlosti zatěžování. Testy proběhly ve firmě COMTES FHT a.s.

Výsledky nelze brát jako směrodatné, nicméně přinesli dostatečné informace ohledně vlivu válcování a minimální hodnoty meze kluzu. Nejistota správnosti výsledky je způsobena tím, že 2 vzorky praskly v závitu a jeden byl označen jako s chybou struktury.

Tabulka 4: Tabulka výsledku z tahové zkoušky CPM 3V

Vzorek	T °C	D <sub>0</sub> mm	D <sub>u</sub> mm	L <sub>0</sub> mm	L <sub>U</sub> mm	R <sub>p0,2</sub> MPa	R <sub>m</sub> MPa	Pozn.
T1	23	6,04	6,01	30,00	30,00	2112,2	2238,7	lom střed - zřejmě vada
T2	23	6,02	6,02	30,00	30,00	2130,2	2393,9	-lom závit
T3	23	6,00	6,00	30,00	30,00	2014,5	2352,2	-lom závit



Obrázek 30: Výsledek z trhací zkoušky

### 3.2. Kinematický návrh převodovky

K návržení této převodovky nešlo postupovat standartním postupem. Jelikož předchozí převodovka byla výpočtově na hranici možností (koeficienty bezpečnosti a neznalost materiálu) bylo potřeba přistoupit k problematice jinak. Ze standardizovaného postupu pak bylo použito postupného navyšování převodového poměru a minimální odchylka vypočteného převodového čísla od požadovaného.

Celkové převodové číslo

$$i_{celk} = \frac{M_{výstup}}{M_{vstup}} = \frac{650[Nm]}{0,68[Nm]} = 955,9$$

Dále je nutné toto číslo zvětšit o ztráty způsobené účinností. Ve fázi návrhu je však nemožné určit přesně ztráty, neboť není určený druh převodu a počet kol. Jako vstupní moment je stanovena nižší hodnota tak, aby případné neuvažované ztráty byly vykompenzovány nastavením motoru.

$$\mu_{celk} = \mu_{vnitř}^n * \mu_{vněj}^n * \mu_{val}$$

Kde  $\mu$  je účinnost vázaná na druh převodu a také na počet ( $n$ ) ozubených kol.

pro jedno soukolí s vnitřním ozubením je uvažováno  $\mu_{vnitř} = 0,995$ ;

pro jedno soukolí s vnějším ozubením je uvažováno  $\mu_{vněj} = 0,99$ ;

Dále je nutné uvažovat ložiska a jejich ztráty, která se mění podle kluzného či valivého elementu  $\mu_{val}$ .

Vzhledem k vysokému převodovému číslu je vhodné rozdělit převodovku do více stupňů. Vzhledem k uvažovaným planetovým převodům a minulé převodovce bylo určeno, že bude třeba tří až čtyř stupňů, jejichž převodové čísla se násobí.

$$i_{celk} = i_1 * i_2 * \dots * i_N$$

Klasický přístup k řešení daného zařízení je multidisciplinární problematikou vědních oborů, který je spjatý s variantním návrhem. Na základě vlastních a zadaných preferencí lze praktikovat různé rozhodovací metody pro vybrání zdánlivě nejlepšího řešení. Do variantního návrhu jsou implementovány jednotlivá interdisciplinární kritéria, např. konstrukční, programovací atd. Vzhledem k danému časovému harmonogramu, kritickým okrajovým podmínkám a tudíž minimální zdrojovému portfoliu bylo nutné přistupovat k návrhu formou pokus-omyl. Každé řešení skrývá řadu výhod a nevýhod. Uvážíme-li tento problém do tří stupňů, všechny tyto výhody či nevýhody mohou společně vyústit v neřešitelný problém. Postupně byly tedy zkoušeny různé varianty.

Druhů planetových převodovek existuje velké množství. Různým sestavováním za sebe existuje nepřeborné množství možností převodovky samotné. Ve většině případů se jedná o válcové soukolí s přímými zuby. Planetový převod sestává z:

- Unašeče U Slouží jako kinematický vstup a výstup do systému zároveň tvoří vetknutou oporu pro satelity
- Satelitu S Kola realizující samotnou zubovou interakci, ať už K nebo U
- Korunového a centrální kola K Statická či nestatická kola s vnitřním zubením (korunová) nebo nestatická s vnějším (centrální)

Z Obrázku 31 je patrné, že každý převod je vhodný na něco jiného, resp. každý má jiné převodové číslo a účinnost. Jako jeden stupeň je zde brán i ten, jež obsahuje zdvojené satelity, neboť má stále jeden vstup a výstup. [19] nazývá jednotlivé aplikace dvěma písmeny, odkazující na vnější hřídele systému.

Typ K-U je v praxi nejčastěji využívaný druh převodu. Je vhodný pro silové transformace (a, b), tudíž zde není realizován velký převodový stupeň. Jejich účinnost je dle [19] vysoká nehledě na otáčky. Další typy (c, d) už jsou složitějšího charakteru a nabízejí vyšší převodové číslo na němž je závislé účinnosti. Nehodí se tak na silové, nýbrž na kinematické transformace.

Typ K-K je vhodný pro vysoké převodové poměry za cenu nižší účinnosti. Uplatní se především tam, kde lze ke K připevnit aditivní komponenty (e), které je vhodné aplikovat na větších průměrech (např. brzdy).

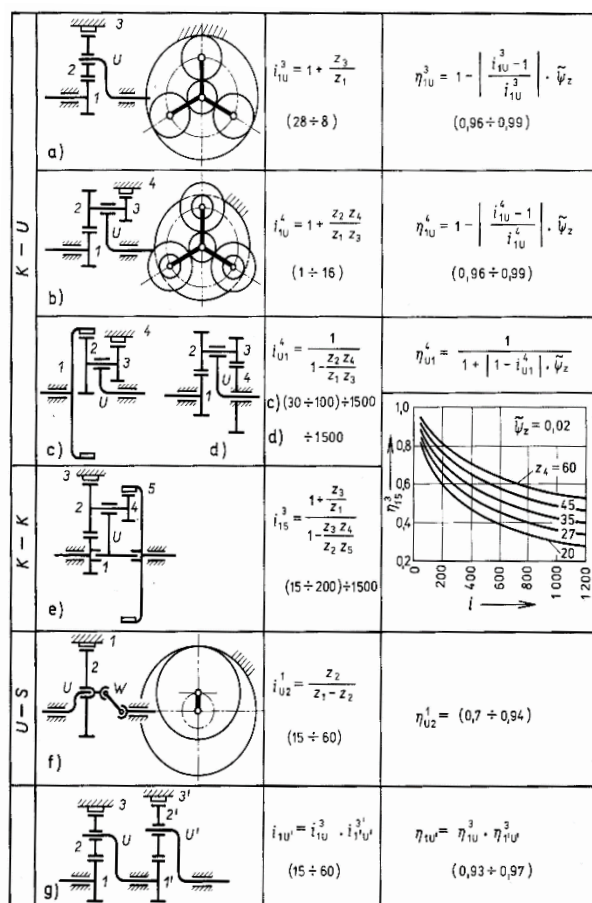
Typ U-S je obdobou klikového mechanismu za absence centrálního kola. Element W je přídavný mechanismus, ne nepodobný kardanovému principu (f).

Lze tak eliminovat určité odchylky v provozu. Tento typ je spíše pro silové aplikace.

Při sériovém zapojení převodů se převodové převody navzájem násobí (g).

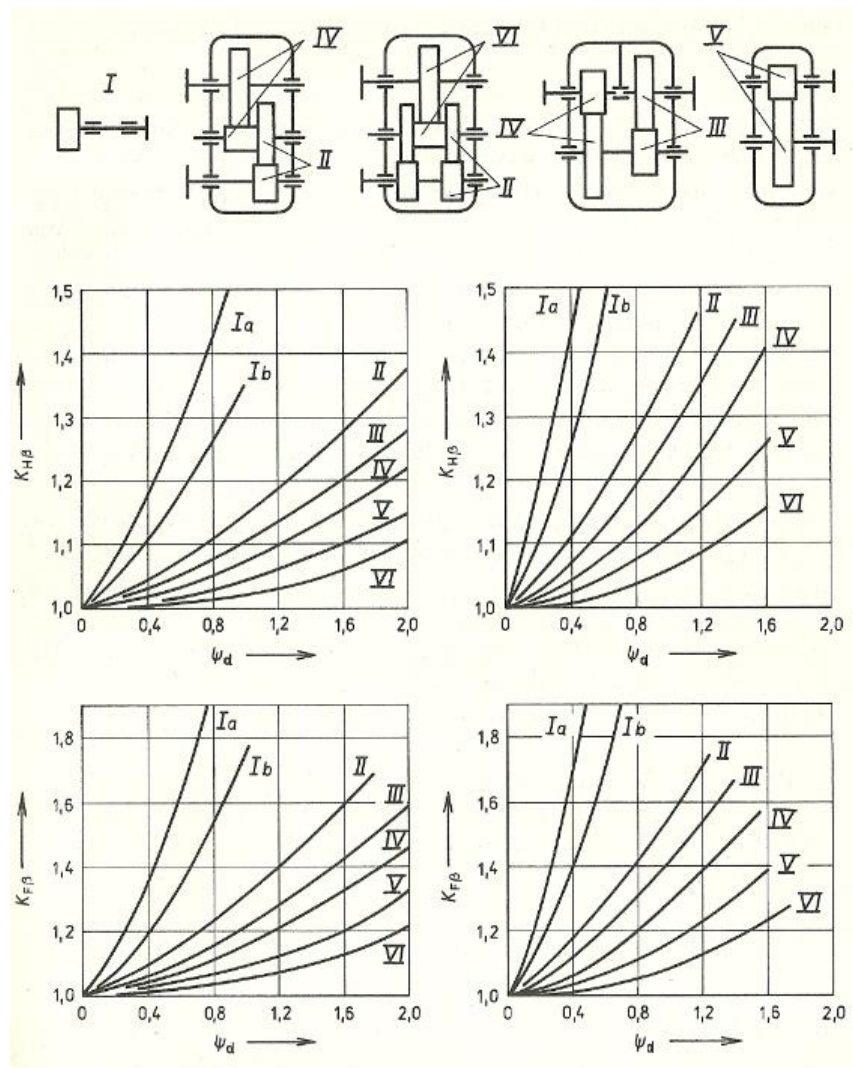
Hodnoty Součinitele přídavných zatížení  $\underline{K}_H$ , kde  $K_H = K_A * K_{H\beta}$  nutných pro naprogramovaný výpočet,

kde  $\underline{K}_A$  je Součinitel vnějších dynamických sil a  $\underline{K}_{H\beta}$  Součinitele nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce:



Obrázek 31: Druhy planetových převodovek [19]

Hodnota  $K_{H\beta}$  je složena z dílčích konstant odpovídající druhům uložení kol, tvrdosti zubu a poměru  $\Psi$ . Ta se určuje dle Obrázku 32 převzatého z [19].

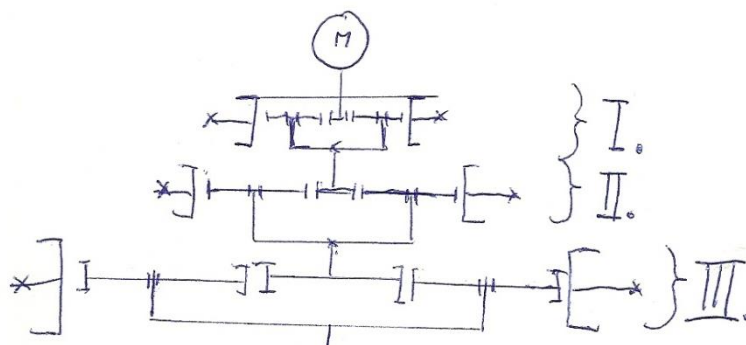


Obrázek 32: Přeepsané hodnoty pro  $K_{H\beta}$  a  $\psi_{bd}$  [19]

Hodnota součinitele nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce je tak individuální pro každý stupeň. Výpočtové programy mají tuto skutečnost vyřešenou tabulkou, kde je nutné uvést chemicko-tepelný stav materiálu, jeho uložení (symetrické, nesymetrické atd.) a poměr  $\Psi$ , který je doporučený v závislosti na požadovaném modulu a převodovém čísle, resp. počtu zubů pastorku a kola.

### 3.2.1. Varianta č.1

První varianta vycházela z původní převodovky a je podobná standardně nakupovaným dílům. Je složena z několika jednoduchých planetových převodů. Ty jsou nejrozšířenější, takže jednotlivé parametry a uložení komponent jsou obecně známé nebo zjistitelné. Na začátku je nutné uvést, že korunová kola tohoto typu představují jistou výhodu v absenci vnějšího obalu a zároveň nevýhodu, neboť je toto nutné navrhnut spojení mezi jednotlivými korunovými koly.



Obrázek 33: Grafický návrh varianty č.1

Původní převodovka vyhovovala v podobě výstupního utahovacího momentu. Její rozměry by však bylo nutné zmenšit ve všech čtyřech stupních o více než 23%. Vzhledem k ověřenému výpočtu byla tedy možnost zmenšit pouze modul, a to i na hodnoty modulu menší než 1 [mm].

Aby bylo dosaženo požadované bezpečnosti  $S_H$  a  $S_F$ , bylo nutné zvětšit stykovou plochu, neboť s ohledem na maximální zástavbové prostory, s ohlednutím na dostatečnou tloušťku materiálu pod patou zubu korunového kola. Zmenšování modulu ozubení však má své limity, neboť při modulech  $< 1$  [mm] jsou centrální na tolik malá, že nejsou sami o sobě schopné přenést požadované momenty. S tím se pojí další problém v podobě připojovacích rozměrů uvažované vstupní hřídele. Při úvaze standartních, či dokonce i vysokopevnostních ocelí, docházelo k situaci, kdy vstupní hřídel do stupně na centrální kolo bylo větší, než kolo samé. Možnost jak zajistit, či se aspoň přiblížit k požadovaným hodnotám bezpečnosti zvětšováním stykové plochy je tedy v pomyslné horizontální rovině procházející daným stupněm nemožné. Ve vertikální ose však tato možnost existuje, opět v omezené míře.

Při uvažování 4 stupňů byla šířka posledního převodového stupně 80 [mm]. Při uvažování maximálních 200[mm] zbývalo tedy pouhých 120 [mm] na zbytek převodovky včetně pojistného mechanismu. Navíc se v tomto okamžiku stala kola proporcionálně nevhodná, neboť jejich šířka ozubení několika násobně převyšovala jejich roztečný průměr. Obecně je doporučena určitý poměr pracovní šířky ozubení  $b_w$  vůči roztečnému průměru kola  $d$ .

Poměr šířky kola k jeho průměru

$$\psi = \frac{b_w}{d}$$

Dalším poměrovým ukazatelem tohoto jevu vychází z modulu. Jelikož jsou šířka i průměr kola přímo vázané, lze tyto poměry označit za ekvivalentní.

Poměr šířky kola k jeho normálovému modulu

$$\psi = \frac{b_w}{m_n}$$

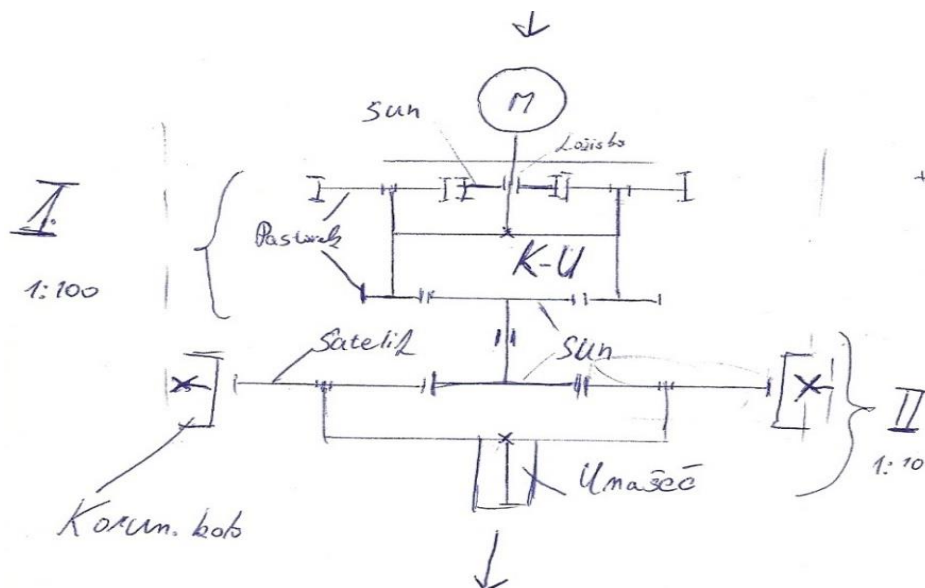
Obě hodnoty jsou přímo závislé na způsobu uložení a na způsobu chemicko-tepelného zpracování. Pro výše uvedené skutečnosti existuje doporučení pro každý druh zvláště, které se dále dělí podle převodového čísla daného stupně. Samotné tyto poměry jsou zakořeněny v doporučeném návrhu modulu podle Bacha:

$$m = 8,6(7,5) * \sqrt[3]{\frac{M_t * \cos\beta}{\Psi * c * Z_1}}$$

Tento návrh vznikl adaptací výpočtu namáhání na ohyb. Konstanta  $c$  zde představuje poměrovou hodnotu vůči dovolenému namáhání v ohybu daného materiálu. Tato rovnice platí i pro šikmé ozubení (7,5) o úhlu  $\beta$ .

### 3.2.2. Varianta č. 2

Z předešlé varianty je zřejmé, že standartní přístup není vhodný. Možné řešení je zmenšení posledního převodového čísla, resp. aby kola zůstala co největší. Aby tedy konečné, celkové převodové číslo  $i_c$  bylo dostatečné pro uskutečnění požadovaného krouticího momentu, je nutné po cestě od zdroje tento deficit dorovnat. Změna typu převodového stupně z jednoduchého na typ se zdvojeným satelitem je jediné relevantní řešení. Vzhledem k omezeným zástavbovým prostorům spojených s obtížnou konstrukcí pohybujících se korunových kol pak vyplývá možnost použít typ K-U. Poslední (výstupní) stupeň zůstal jako jednoduchý, neboť se jedná o silový převod. Nutný vysoký převodový poměr však u typů K-U přináší i velké ztráty na účinnost.



Obrázek 34: Grafický návrh varianty č.2

Tato adaptace skýtá výhodu v podobě zastaveného centrálního kola, což má teoreticky za následek zlepšení účinnosti. Navíc vysoké otáčky nejdou na malé ozubené kolo, ale lehce adaptovatelný unašeč.

Převodové číslo tohoto standartního typu se vypočítá ze vztahu

$$i_{u1}^4 = \frac{1}{1 - \frac{z_2 * z_4}{z_1 * z_3}}$$

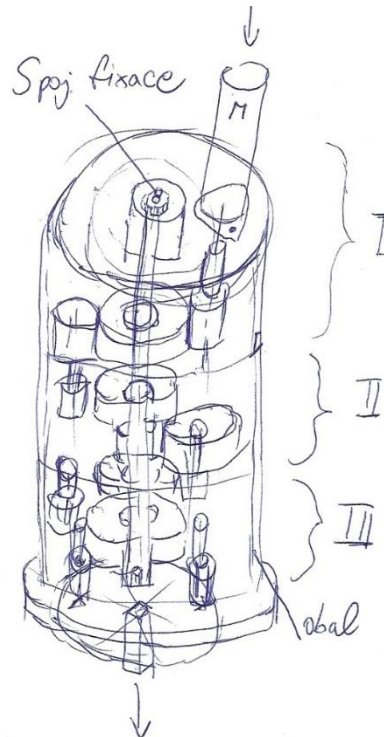
Pro získání převodového čísla upraveného stupně je nutné použít jeden ze způsobů zjištění. Nejvhodnější variantou je Willisova metoda založená na úhlových rychlostech, nikoliv na počtech zubů. Tyto rychlosti mohou být i nulové, resp. jednotlivé elementy jsou zastaveny. Tomu odpovídá změna stupňů volnosti. V tomto případě je to tedy

$$\omega_{U4}^1 = \frac{\omega_U - \omega_1}{\omega_4 - \omega_1} = \frac{\tilde{i}}{\tilde{i} - 1}$$

Zdánlivě ideální převod skrývá problém v podobě průchodu vstupu (k unašeči) skrze centrální kolo. Nastává problém s jeho nastavením vůči planetám. V praxi se musí otáčet planetami, resp. unašečem, aby došlo ke správnému záběru, který je daný podmínkami smontovatelnosti. Pokud by tedy toto kolo bylo fixováno vůči rámu, muselo by sestavování začít právě odtud. Jelikož je kolo fixní a stále se jedná o heliocentrický systém, je nutné vymezení vůli provést unašečem nebo planetami. V přenosu vysokých otáček na relativně těžký unašeč (vůči centrálnímu kolu) dochází také k nárůstu vlivu setrvačných hmot při 6000 [min<sup>-1</sup>]. Ač se jedná o malý kroutící moment, stále je potřeba tuto hodnotu spolehlivě přenést. Jsou-li tedy uvažovány moduly kolem 1 [mm], vstupní hřídel by musela mít takový průměr, aby dokázala spolehlivě snášet tečné napětí  $\tau$  a zároveň byl tento systém dostatečně tuhý. K odpovídající hřídeli samozřejmě musí být i odpovídající ložiska, které jsou na vstupu a výstupu kritická.

### 3.2.3. Varianta č. 3

Problém s připojovacími rozměry korunových kol hraje významnou roli při tomto návrhu. Inspirace se nachází u nestandardních převodovek s dutou hřídelí, nejčastěji harmonických. Základní myšlenka této varianty je realizace fixace jednotlivých stupňů v ose (středem) převodovky. Toto neobvyklé řešení skrývá tu výhodu, že k fixaci všech stupňů dochází jedním elementem (např. závitovou tyčí), čímž dochází k vymezení vůli v celém systému najednou. Vzhledem k osovému zajištění je tedy nutné i vstupní a výstupní hřídel posunout od osy, díky čemuž je nutné uvažovat další dva převody.



Obrázek 35: Grafický návrh varianty č.3

Z výše uvedených možností vyplývají tři skutečnosti, které je nutné brát v potaz.

- Aby bylo dosaženo limitního vertikálního rozměru, je nutné dbát na co největší záběrovou plochu zubu. Jelikož jsou doporučení pro poměrové hodnoty  $\Psi$  brána jako směrodatný fakt, bylo nutné rozšířit záběrovou plochu v horizontální rovině. Toho se docílí zmaximalizováním geometrických rozměrů a to zvětšením počtu zubů a zvětšením modulu. Jelikož je zde opět horizontální limit na průměr, je nutné v kritických stupních (výstupní) tento problém vyřešit tak, aby nedošlo k poklesu výraznému účinnosti (varianta č. 1)
- Je nutné zachovat dostatečný převodový poměr, kde je již zakomponována ztráta účinností. Varianta č. 2 nabízí alternativu na dohnání tohoto převodového deficitu.
- Je nutné navrhnout převody tak, aby byla zaručena snadná montáž a demontáž (varianta č. 3).

Výsledkem je tedy návrh, jež respektuje tyto skutečnosti. Zároveň reflektuje řešení, jež byly překážkou v těchto návrzích (rozměr, převodový poměr atd.)

#### 3.2.4. Varianta č. 4

Zadání upřesňuje dvě kritická místa, které je nutno při návrhu EZ 250 brát na vědomí. Namísto zmenšování již navrhnuté EZ 650 převodovky bylo navrženo a následně schváleno nezmenšovat v pomyslném řezu celý kruhový obrys, ale pouze vytvořit drážky, popř. úkosy pro ony kritická místa tak, aby netvořili koncentrátory napětí. Tyto geometrické úkony budou prováděny na pláštích, jejichž výroba podléhá drátořezu ve fy. Ing. Pártla, tudíž se jedná



o obrobení vnějšího obrysu s vnitřním ozubením na jedno upnutí. Navíc se tím zachoval požadavek na co nejuniverzálnější řešení pro obě aplikace, které by tím pádem bylo v rozporu a bylo zachováno místo v průřezu na vzájemné propojení vnitřních komponent převodovky. Vedeme-li vodorovný řez ve výšce korunových kol vyvstává obava o zmenšení tloušťky vrstvy pod patou zubu na úroveň, při které by tato tloušťka daný reakční moment nevydržela. Naštěstí varianta EZ 340 musí přenášet menší celkové zatížení (340Nm) oproti silnější aplikaci a proto je tato úprava reálná a zároveň bezpečná.

Metodika výpočtu převodovky byla provedena podle doporučení znalostí. V případě reduktoru to znamená od největšího převodu k nejmenšímu, co nejmenší procentuální rozdíl požadovaného převodového poměru oproti výpočtovému a každé jedno soukolí bude obsahovat sudý-lichý počet zubů.

Jednotlivé převodové stupně budou se svými komponenty tvořit funkční celky – stupně. Pro každý druh planetového převodu tedy 1 stupeň + montážní stupně nutné ke správné funkci převodovky jako celku. Celkem se tedy jedná o pomyslných 6 stupňů se třemi ozubenými stupni, které ve dvou případech mají dvě patra ozubení (zdvojené satelity).

Jedná se o přesně řízený servomotor (hnací stroj) s výstupním mechanismem (hnaný stroj), kde se mohou projevit malé nerovnoměrnosti. Zatížení převodovky od hnacího stroje je plynulé a od hnaného stroje s malou nerovností. Dle [10] je hodnota  $K_A$  1,25.

Z uvažovaných variant nejlépe vyhovuje varianta č.4, která se skládá z několika stupňů.

### 3.3.Zpracování vybrané varinaty

#### 3.3.1. Nultý stupeň

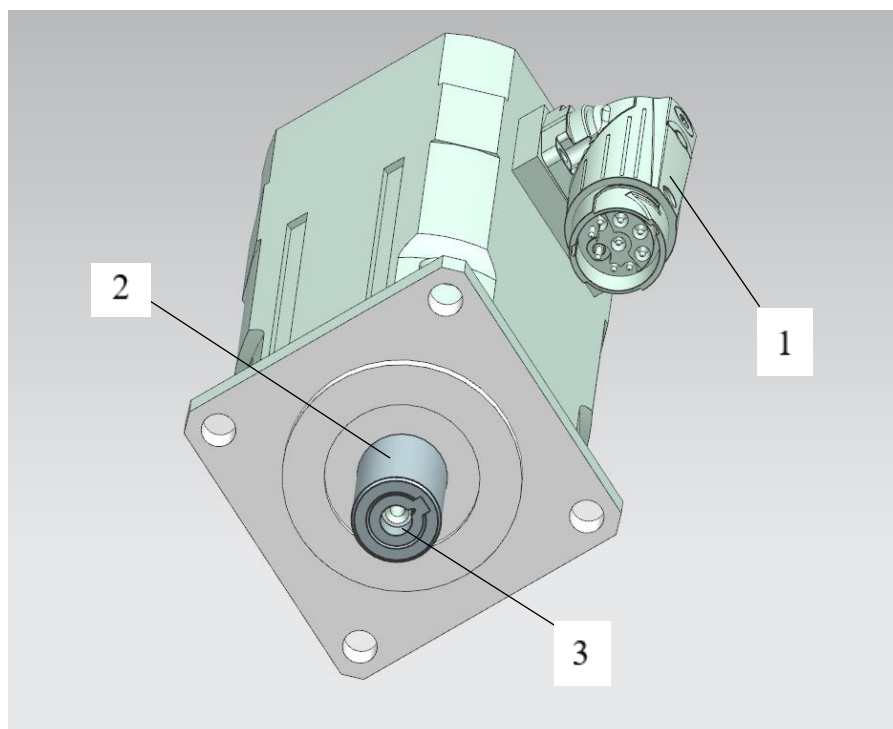
Jako nultý stupeň je označena podsestava nesoucí většinu elektronického příslušenství.

V něm je zahrnut servomotor TGN, poz. 1, jeho konektor a šrouby pro přírubové přichycení. Zároveň obsahuje adaptér pro výstupní hřídel motoru. Ta je osazena těsným perem dle DIN 6885A. Bylo rozhodnuto, že motorový výstup bude ložiskován hned na počátku. Bylo zvoleno axiální jehlové ložisko fy SKF NKXR15. Jedná se o vysokootáčkové radiálně-axiální ložisko vhodných rozměrů. Jeho snadná montáž bez potřebných upínacích elementů je vykoupena složitou geometrií díry v přírubě. Tomu ale poskytuje radiální oporu po délce odpovídající výstupní hřídeli motoru. Aby byl zaručen přenos krouticího momentu z hřídele osazené perem na toto ložisko, byl navrhnout unášec s drážkou pro pero. Transfer vstupních parametrů dál po směru toku výkonu bylo nutné navrhnout s ohledem na připojovací rozměry prvního pastorku.

- Varianta s přírubovým osazením  
Jedná se o lisovací podstavu, ve které figuroval unášec a malá příruba s vytvořenou 6-ti hrannou (6HR) dírou pro osu. Příruba by byla lisováním pojištěna proti vypadnutí z unášče. Tato osa by pak dále přímo unášela vstupní pastorek. Složitá výroba malých rozměrů dala podnět k navrhnutí jiného řešení o méně komponentech.
- Varianta s prodlouženým pastorkem  
Ve spolupráci s výrobcem ozubení byl vytvořen koncept založený, stejně jako 6HR, na tvarovém spoji. Místo běžně používaného n-hranu, popř. drážkovaného spoje

bylo využito profilu kola samotného. Při úvaze nad touto logikou byl vytvořen závěr, že kolo musí přenášet jedním zubem daný kroutícím moment, musí tedy zákonitě několik zubů vydržet trvalé zatížení od unašeče.

Pastorek, poz. 2, je tedy delší, aby bylo dosaženo dostatečného styku pro co nejmenší tlak a nejlepší zachytávání teoreticky vzniklých rázů. Do unašeče, poz. 3, je vložena příruba s odpovídajícím vyříznutým profilem a určité vůle, spárovaný s prvním pastorkem. Radiální síla vyvolaná kroutícím momentem a axiální síla, teoreticky vzniklá při logistických a montážních operacích, je stanovena jako teoretická tíha převodovky samotné, která by neměla přesáhnout 10 [kg].



Obrázek 36: 3D pohled na nultý stupeň

Ověření ložiska SKF NKXR 15 [20]

$$C_{ax} = 27 [kN]; F_{ax} = 100[N], F_{ax} < C_{ax}$$

$$n_{lim} = 8500 [\text{min}]^{-1}; n_{skut} = 6000 [\text{min}]^{-1}; n_{lim} > n_{skut}$$

$$F_r = \frac{2Mk}{d} = \frac{2 * 800}{15} = 106,67[N]$$

$$F_e = V * X * F_r + Y * F_a = 1 * 1 * 106,67 + 0,5 * 100 = 156,67[N]$$

$$L_h = \frac{16667}{60 * 6000} * \left( \frac{11000}{156,67} \right)^{3,3} = 57371,7 [hod]$$

### 3.3.2. První stupeň

Byl využit typ planetového převodu, který se hodí na kinematické řešení a nikoliv pro silové, což vyhovuje nízkým silám a snaze o co největší převodové číslo, aby na konci převodovky byla co nejmenší možná transformace a tím největší kola.

$$Z_1 = 12, s_1 = 67, Z_2 = 66, s_2 = 13, m=0,5[\text{mm}]$$

$$i_{14}^U = \frac{\omega_1 - \omega_U}{\omega_4 - \omega_U} = \tilde{i}$$

Tento převod se nazývá také jako obyčejný převod, a  $\tilde{i}$  pak porovnávacím převodem.

$$i_1 = \frac{s_1 * Z_2}{Z_1 * s_2} = \frac{67 * 66}{12 * 13} = 28,3462$$

Počet vnějších spojení (n) = 6 pro  $\mu=0,99$

$$\mu_{ST1} = 0,99^6 = 0,941$$

Tabulka 5: Přehled vstupních a výstupních hodnot 1. stupně – analytický výpočet

Převodové číslo [-]	28,34	
Orientace	Vstup	Výstup
Krouticí moment [N·m] (min. a max.)	0,68 ÷ 0,8	$\frac{P}{\omega} = \frac{0,405 * 60}{2 * \pi * 211,715} = 18,26 \div 23,477$
Otáčky [min <sup>-1</sup> ]	6000	211,715
Výkon P [kW]	0,43	0,41

Jelikož je nutná určitá rezerva ve výpočtu momentu, který je směrodatný, počítá se z podílu vycházejícího z výpočtu výkonu:

$$P = M * \omega \Rightarrow M = \frac{P}{\omega}$$

V tabulce 6 je výpočet softwaru KissSys. Z tabulky je patrné, že rozdíl oproti výpočtem navrženému předpokladu je 0,014%. Zároveň je vidět mírně vyšší výkon, a sice 0,41[kW]. Z toho plyne, že účinnost je ve výpočtu uvažována cca 0,955. Zároveň je vidět dosažená bezpečnost jednotlivých kol, která u pastorků vychází < 1.

Tabulka 6: Interface s výsledky druhého stupně dle KissSys

	Speed [r/min]	Torque [Nm]	Power [kW]
Input	6000	0,68	0,42726
Output	211,67	-18,512	0,41034
Ratio MK			
	SF (Root Safety)	SH (Flank Safety)	
z1	9,0702	1,9524	
z2	4,8491	2,07	
z3	2,5647	1,1073	
z4	2,4244	1,3009	

Počet satelitů ( $a_k$ ) = 3

- Podmínka smontovatelnosti:

$$k = \frac{Z_2}{a_k} = \frac{66}{3} = 22 - \text{sudé číslo}$$

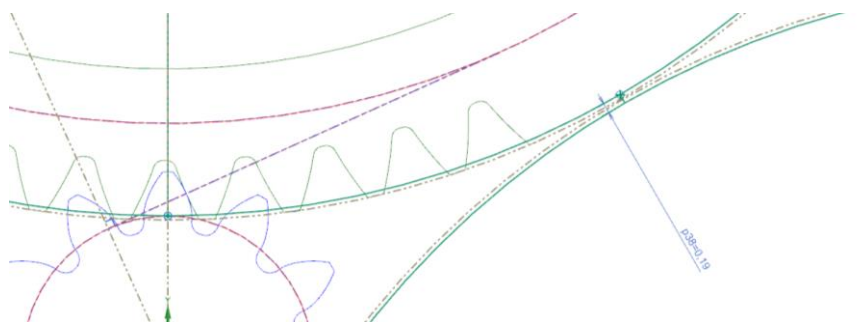
$$k = \frac{Z_1}{a_k} = \frac{12}{3} = 4 - \text{sudé číslo}$$

- Podmínka stejných osových vzdáleností:

$D1 + D2 = 39,5[mm]$ ;  $D3 + D4 = 39,5[mm]$  – není nutné korigovat.

- Podmínka vůle mezi sousedními satelity:

Tato podmínka jako jediná byla schválně opomenuta při kinematickém návrhu stupně. Bylo tak z důvodu, že výpočtový program má ve své podstatě nemožnost uskutečnění tohoto návrhu, pokud jakákoliv podmínka nevyhovuje. Zatímco podmínka smontovatelnosti je pevně dána počtem zubů a satelitů, podmínka stejných osových vzdáleností je dle [11] dosažitelná pomocí korekcí. V tomto případě tedy záleželo na základním nastavení, při kterém tato podmínka ještě vyhovuje. Z teoretického hlediska tedy tato podmínka vyhověla. Takto nízká vůle by však teoreticky mohla mít v ostrém provozu fatální následky. Jakýkoliv předmět charakteru špona, popř. přebytečné mazání a hlavně případné vůle z výroby by mohly zapříčinit dotyk dvou planet, čímž by mohlo dojít k zastavení (odebrání stupně volnosti), a tedy k poškození komponent. V nejužším místě tato vůle dosahovalo pouze 0,19 [mm], viz. Obrázek 37.



Obrázek 37: Detail na vůli mezi satelity

Při zkoumání, jak tento problém vyřešit, se nabízelo několik řešení:

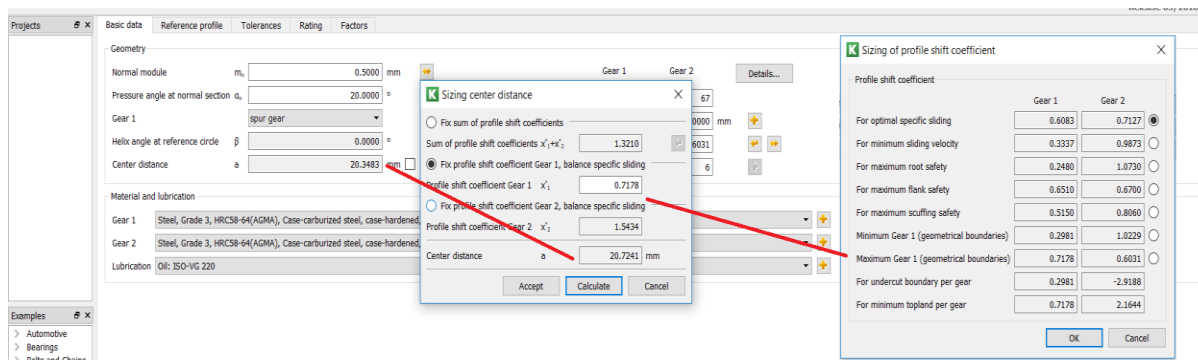
Zmenšení nebo změnou

- Modulu
- Počtu zubů
- Korekcemi

Vzhledem k navrhnutému celému systému a kladným hodnotám bezpečnosti byla vybrána možnost pomocí korekcí, které dle podmínek stejných osových vzdáleností nebylo třeba řešit, aspoň tedy teoreticky. Jelikož však pastorek má počet zubů  $z=12$ , bylo by vhodné i tak užití korekcí pro zamezení podříznutí zubů, které se v praxi často připouští.

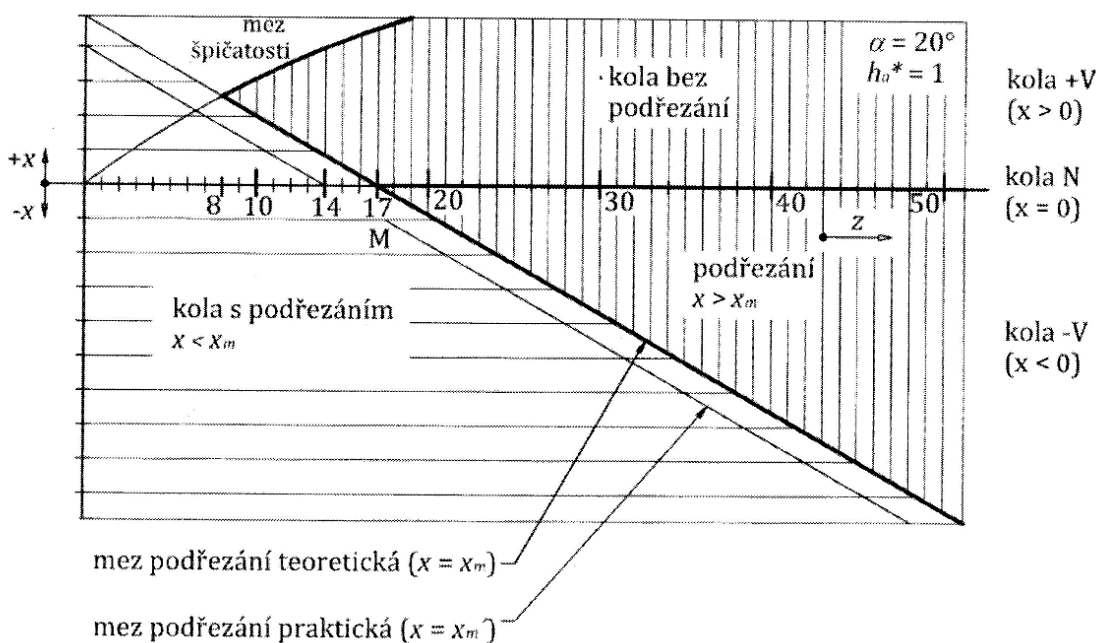
Jelikož jsou známy hodnoty maximální korekce jednoho kola, viz. Obrázek 16, i součtová korekce soukolí, viz. Obrázek 17, byly nastaveny jasné limity, které ale při přepočtu neměli žádný, nebo pramalý vliv na vůli mezi satelity.

Bylo tedy nutné změnit přístup. Uvažujeme-li korekce např. pro zachování osové vzdálenosti, vůle se nemění. Při změně osové vzdálenosti však naráží výpočet na limitní hodnoty dané normou, viz. Obrázek 17.



Obrázek 38: Nastavení geometrických hodnot kola

Na Obrázku 38 je znázorněn tento problém, neboť kola odpovídajícím standardním doporučením jsou na svých maximálních, resp. minimálních limitách. Experiment se změnou těchto obecných předpokladů opírá o diagram Korekce proti podřezání zubu. Ta platí pro standardních 20°a výšku hlavy  $h_a^* = 1$ .

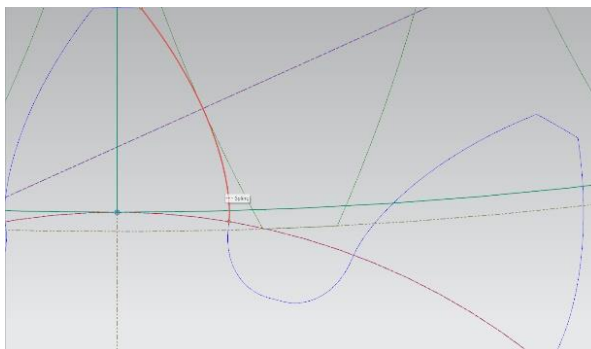


Obrázek 39: Diagram korekce proti podřezání zubu [11]

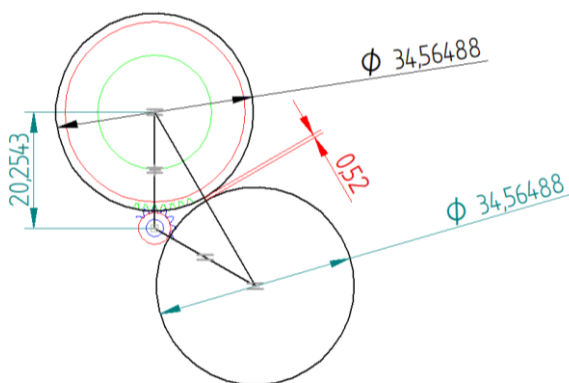
Obrázek 39 představuje vymezení oblasti, která je vhodná pro součtovou korekci při určitém počtu zubů. Tento diagram však funguje pro normální podmínky, tedy standardní úhel záběru  $\alpha$  a vůli  $h_a^*$ .

Přechodová křivka:

Bok zubu je tvořen funkční odvalovací plochou v podobě evolventy a přechodovou křivkou. Tato křivka představuje geometrický přechod mezi evolventou a patou zubu. Nabízí se tedy možnost zmenšit přechodovou křivku a zvětšit tím dotykovou plochu pro protější zub. Toto řešení funguje jen při záporné korekci druhého kola. Evolventní dotykové křivky se prodlužují, hlavová kružnice sousedního kola však zůstává stejná.



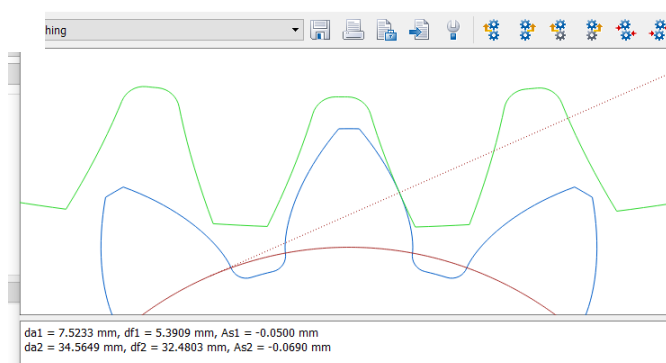
Obrázek 40: Detail přechodové křivky satelitu 1. stupně



Obrázek 41: Hlavová vůle po korekci

Je tedy vhodné zmenšit hlavové vůle pomyslným výrobním nástrojem. Toto je nutné s ohledem na přechodovou křivku parametrizovanou hlavovou vůlí  $Ra^*$  tak, aby se snížilo riziko podřezání zubu. Zároveň bylo vhodné i zmenšit rádius  $Ra^* = 0,38$  na takovou hodnotu, kterou je možné ještě vyrobit pomocí drátořezu.

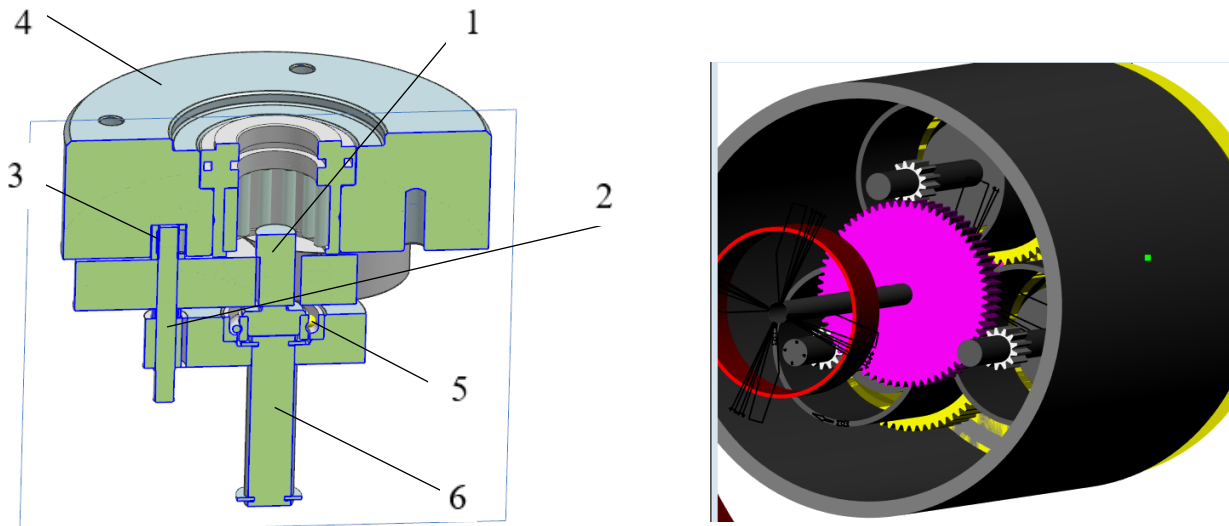
Na Obrázku 42 je tato problematika znázorněna.



Obrázek 42: Detail dotyku zubu

Pomocí těchto úprav došlo dokonce ke zmenšení osové vzdálenosti z 20,3483 [mm] na 20,2543 [mm]. Tím se zvětšila vůle mezi satelity na přijatelných 0,52 [mm].

Zároveň se zvětšila bezpečnost pastorků  $S_H$  (v ohybu) na bezpečných 1,1.



Obrázek 43: 3D pohledy na první stupeň (NX + KissSys)

### Výpočtové ověření stupně

Vstup od motoru je realizován skrze prodloužené centrální kolo (dále už jen pastorek) poz. 1. Zdvojené satelity (dále už jen planety) jsou uloženy na šestihranné ose, poz. 2.

Hřídel je vyrobena z 6HR tyče v toleranci h11 materiálu C60+QT.

$$i_{12} = \frac{67}{12} = 5,583; M_{K1} = 0,8 * 5,583 = 4,466 [N \cdot m]$$

Výpočet krouticího momentu:

$$Wk = 0,2 * D^3 = 0,2 * 4^3 = 12,8 [mm^3]$$

$$\tau = \frac{Mk}{Wk} = \frac{4466,4}{12,8} = 139,58 [MPa] < \tau_D$$

Výpočet na otláčení:

$$P = \frac{Mk}{c_{ef} * n_B} = \frac{4466,4}{0,75 * 6} = 93,05 [MPa] < P_D$$

Osa je zakončena válcovými konci, které jsou uloženy v jehlové kleci SKF K 4x7x7, poz. 3.

$$n_{lim} = 43000 [ot/min], C=1,72 [kN] [21]$$

Výpočet radiálních sil působících na ložisko:

$$F_{o1} = \frac{2Mt}{d} = \frac{2 * 4466,64}{33,5} = 106,67 [N];$$

$$F_{r1} = F_{o1} * \tan \alpha = 106,67 * \tan 20 = 38,82 [N]$$

$$F_{o2} = \frac{2Mt}{c_{ef}d} = \frac{2 * 4466,64}{2,5 * 6,5} = 549,74 \text{ [N]}; Fr_2 = F_{o2} * \tan\alpha = 549,74 * \tan 20$$

$$= 200,09 \text{ [N]}$$

Kde  $c_{ef}$  označuje teoretické přenášení transformace na jednotlivé osy, které vždy není 100%.

$$\Sigma F_y = Fr_A - Fr_1 - Fr_2 + Fr_b$$

$$\Sigma M_A = 0; Fr_1 * a + Fr_2 * (a + b) - Fr_B * (a + b + c) = 0$$

$$Fr_B = \frac{Fr_1 * a + Fr_2 * (a + b)}{a + b + c} = \frac{38,82 * 8,5 + 200,09 * 12,4}{8,5 + 12,4 + 8,5} = 95,61 \text{ [N]}$$

$$Fr_A = Fr_1 + Fr_2 - Fr_B = 38,82 + 200,09 - 95,61 = 143,3 \text{ [N]}$$

$F_a = 0 \text{ [N]}$ ,  $Fr$  je pro ověření životnosti brána větší.

$$F_e = V * X * F_R + Y * F_a = Fr$$

Výpočet životnosti ložiska K 4x7x7:

$$L_H = \frac{16667}{n} * \left(\frac{C}{F_e}\right)^x = \frac{16667}{1074,7} * \left(\frac{1720}{143,3}\right)^{3,3} =$$

$$56519,9 \text{ [N]} > L_{pož}$$

Ty jsou zalisovány v Přírubě prvního stupně, poz. 4, které tvoří celé této podsestavě a dalšímu stupni oporu. Odstup mezi planetami je pomocí distančního kroužku. Tato distance umožňuje axiální uložení pastorků vůči sobě, čímž jsou zajištěny jejich rozdílné otáčky.

Je tak díky kuličkovému ložisku s kosoúhlým stykem 71800 CD/HCP4 [22] a odvalovacímu elementu, poz. 5. To tedy zajišťuje pouze axiální zatížení, které je minimální a tak není potřeba ověřovat jeho životnost, pouze zda je schopno přenést takové otáčky.

$$n_{lim} = 95000 \text{ [min]}^{-1}; n_{lim} > 211,715 \text{ [min]}^{-1}$$

Ložisko samotné je uloženo v pastorku samotném, tudíž není potřeba přídavných konstrukčních prvků, čímž nenarůstá vertikální rozměr. Tento typ ložiska bývá nejčastěji montován v tandemu tak, aby došlo k co nejlepšímu uložení v sestavě. Jedná se o ložisko z kategorie vysoce přesných (menší rozměry).

Výstup z tohoto stupně je opět zajištěn 6HR osou, poz. 6, která se osvědčila již v minulém návrhu. Její axiální zajištění je pomocí Pojistného třmenového kroužku dle DIN 6799. Materiál osy byl zvolen C45+-QT.



Krut

$$Wk = 0,2 * D^3 = 0,2 * 8^3 = 102,4 [mm^3]$$

$$\tau = \frac{Mk}{Wk} = \frac{23,477}{102,4} = 229,3 [MPa]$$

Otlačení

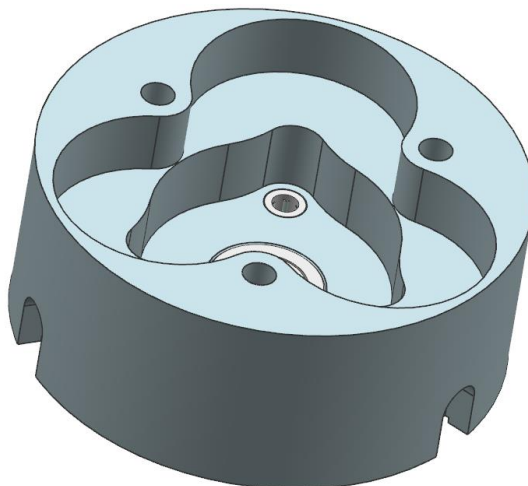
$$P_D = \frac{\frac{Mt}{\left(\frac{2}{3}\right) * b_{st} * l_{st}}}{c_{ef} * n_B} = \frac{\frac{23477}{\left(\frac{2}{3}\right) * (0,4 * 8) * 15}}{0,75 * 6} = 163,03 [MPa]$$

Vzhledem k vysokému množství ložisek je zřejmé, že je zde snaha o co nejpřesnější vedení rychloběžných unašečů (os) ozubených kol. Jedná se tedy o kompaktní a snadno smontovatelný systém nejen vzhledem k podmínkám smontovatelnosti, ale není zde potřeba jakkoliv vymezovat vůle, jelikož to zaručují vůle v ozubeních.

Princip tohoto převodu se zastaveným unašečem skýtá zajímavou výhodou. Jelikož se nejedná o mechanismus s proměnlivou polohou os, je zde ponechán prostor, který u takového druhu zařízení je výhodné využít. S odkazem na rešerši variant (č. 3) je spojení uvažováno ne ve středu převodovky, ale jsou posunuty o  $3 \times 60^\circ$  od os satelitů. Lze tedy využít klasické ověřené šrouby zajišťující spolehlivost dle DIN 912. V přírubě jsou tedy vyříznuty závity pro tyto šrouby. Zároveň jsou v ní vyříznuty závity pro přírubu servomotoru.

### 3.3.3. Mezistupeň

Mezistupeň je podsestava zajišťující přesné ustavení předchozího stupně vůči dalšímu stupni, a to včetně jeho os. Zároveň funguje jako plášť prvního stupně, který vzhledem k charakteru převodu nemá korunové kolo, které se standardně uvažuje právě jako vnější plášť. Tento plášť lze tedy zde uvažovat jako tenkostěnnou trubku, popř. plech. Vzhledem k pohledové části pláště bývají s úspěchem používány eloxované hliníkové polotovary. V tomto případě je zde nutnost kotvení jednotlivých stupňů a vytvoření pomyslných ložiskových domků.



Obrázek 44: 3D pohled na mezistupeň

Jelikož hmotnost zařízení zde hraje nemalou roli, byla snaha tento prvek designovat jako co nejlehčí. Geometrická optimalizace zde však vzhledem ke CNC výrobě a omezeným softwarovým možnostem nepřichází v úvahu. Teoreticky by tento díl bylo možné vyrábět pomocí drátořezu, nicméně by tento způsob byl ekonomicky neefektivní. Bylo tak přistoupeno ke kompletnímu obrábění frézováním.

Tento díl musí zajišťovat dotykovou plochu pro šrouby DIN 912 z prvního stupně. Dále oporu jehlovým ložiskům K 3x7x7 KN, viz. první stupeň. V první stupni lze dále najít kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem Ty bývají velmi často instalovány tzv. do tandemu. Zde se tedy nachází druhé ložisko doplňující dvojici. Tím je tedy silový okruh první stupně kompletně ustanoven vůči systému.

Princip připojení mezistupně a druhého stupně je pomocí tvarového elementu. Bylo diskutováno mnoho variant, žádná však nesplňovala požadavek na co nejmenší zástavbový prostory, popř. jednoduchou montáž. Inspirací pro finální verzi bylo výměnné pero přichycené pomocí šroubů. Tyto šrouby by pak při transportu držely veškerou tíhu a dynamické účinky. Byl tedy navrhnut design, který svým tvarem umožňuje nejen axiální spojení, ale zároveň zachytává stříhové napětí vznikající mezi jednotlivými stupni.

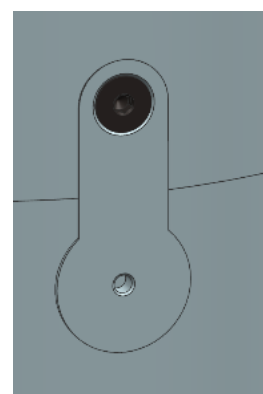
Zámek (31CrMoV9+QT)

Střih při  $M_k$

$$F = \frac{M_k}{r} = \frac{35000}{38} = 921,1 \text{ [N]}$$
$$\tau = \frac{F}{S} = \frac{921,1}{8 * 2} = \frac{57,6}{2,5} = 23,03 \text{ [MPa]} < \tau_D$$

Tah při zvedání

$$\sigma = \frac{F}{S} = \frac{8 * 9,81}{(8 - 2,7) * 2} = 7,4 \text{ [MPa]} < \sigma_D$$



Obrázek 45: 3D pohled na spojovací pero

Z následujícího vyplývá, že takovéto zatížení by teoreticky vydržel jediný zámek.

Pro jednoduchou montáž a demontáž je zámek opatřen závitovými děrami. Šroub M2,5x5 dle DIN 965 A2 slouží k zajištění zámku v dané poloze. Závitová díra M2 pak jako prvek odtlačování.

### 3.3.4. Druhý stupeň

Tento systém je kinematický mezičlánek mezi jednotlivými stupni, ale zároveň i silovým. Uvažíme-li, že první i třetí stupeň je kritický co se týče specifických převodových poměrů, podmínek smontovatelnosti atd, je tato podsestava kinematicky navrhnutá právě na vyrovnání tohoto deficitu. Vzhledem k tomuto faktu a tomu, že se jedná o standartní provedení planetového převodu, je tento stupeň případně uvažován jako stupeň, kterým lze dosáhnout určitého, resp. jiného převodu. Pokud by byla tedy v budoucnu potřeba zvýšit či snížit celkové

převodové číslo v určitých mezích, je právě tento stupeň možností, jak toho bez zásadních změn docílit.

Tento druh planetové převodu se hodí spíše na silové převody, který zaručuje nevelké převodové poměry, ale zaručuje velmi dobrou účinnost ( $\mu = 0,96 \div 0,99$ ) nehledě na směr toku. Jedná se o jednoduchý planetový převod, tudíž jeho šířka je relativně malá.

$$z_1 = 17, z_3 = 97; m=0,6[\text{mm}]$$

$$i_{st2} = 1 + \frac{z_3}{z_1}$$

Tabulka 7: Předpokládané hodnoty druhého stupně

Převodové číslo [-]	6,706	
Orientace	Vstup	Výstup
Kroutící moment [N·m] (min. a max.)	18,26 ÷ 23,477	$\frac{P}{\omega} = \frac{410 * 60}{2 * \pi * 31,57} = 124,1 \div 157,4$
Otáčky [min <sup>-1</sup> ]	211,715	31,57
Výkon [kW]	0,41	0,405

Výstupní moment se oproti počítačovému výpočtu liší cca o 3,5%.

Tabulka 8: Interface s výsledky druhého stupně dle KissSys

	Speed [r/min]	Torque [Nm]	Power [kW]
Input	211,67	19,275	0,42726
Output	31,565	-129,26	0,42726
Ratio MK			
	SF (Root Safety)	SH (Flank Safety)	
Sun	2,494	1,1407	
Planet	1,8005	1,4453	
Ring	4,0079	2,3785	

- Podmínka smontovatelnosti:

Oproti zdvojeným satelitům je tato verze značně jednodušší. Byl zvolen počet satelitů  $a_k=3$ .

$$z_1 + z_3 = k * a_k; k = \frac{z_1 + z_3}{a_k} = \frac{17 + 97}{3} = 38$$

Počet zubů satelitu

$$z_2 = \frac{z_3 + z_1}{2} = \frac{97 + 17}{2} = 40$$

Sudým číslem je zaručen požadavek na licho-sudé kontakty ozubených kol. Zároveň  $z_1$  odpovídá teoretickému minimálnímu počtu zubů.

- Podmínka stejných osových vzdáleností:

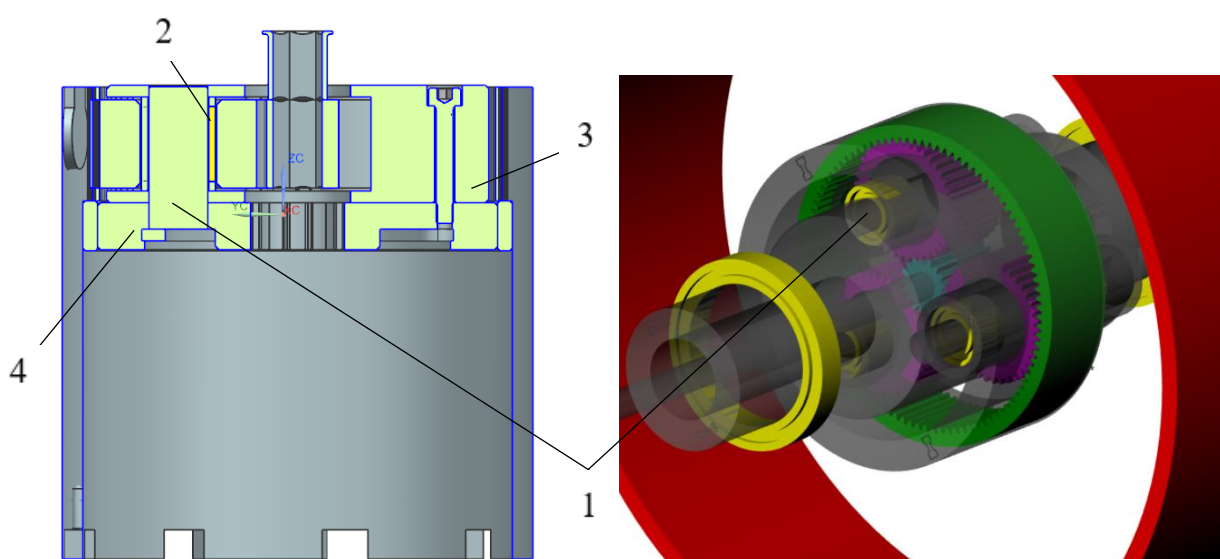
Vzhledem k jednoduchému převodu s jednou řadou satelitů je opět tato podmínka snadněji dosažena a lze jí ověřit i pomocí podmínek smontovatelnosti.

$$\frac{m_{12}}{2} * (z_1 + z_2) = \frac{m_{23}}{2} * (z_3 - z_2); \quad 17 + 40 = 97 - 40$$

$$z_1 + 2z_2 = z_3; \quad 17 + 80 = 97$$

Korekce kol tak není potřeba.

Podmínka vůle mezi sousedními satelity byla ověřena výpočtovým programem.



Obrázek 46: 3D pohled na druhý stupeň (NX+KissSys)

Tato podsestava představuje aplikaci jednoduchého planetového převodu. Skládá se z centrálního kola, satelitů s unašečem a korunového kola. V praxi bývá tento druh užíván nejen jako reduktor (-), ale i jako multiplikátor (+). V obou případech je účinnost stejná. V případě reduktoru je vstup skrze centrální kolo a výstup unašečem jako v tomto případě, popř. lze uvažovat jako vstup i unašeč s výstupem v podobě korunového kola.

Typ unašeče není nijak doporučen a každý výrobce má svůj ověřený princip. V případě sériových výrobků se často využívá opracovaných odlitků, u menších sérií pak vyvrtávané tyče, popř. svařence.

V zásadě se vyskytují dvě možnosti uložení satelitů v unašeči.

- uložení v ložiscích na tuhé ose, ložiska uvnitř satelitu
- ložení na otočné ose, ložiska vně satelitu

Vzhledem k počtu satelitů jsou tedy nutné 3 osy. Aby byla zaručena dostatečná tuhost unašeče, je nutné rozložit reakční účinek od ozubení do více ploch, resp. pater. Oboustranně

vetknutá kola, oproti letmo uloženým zaručují tuhost, která je nutná kvůli nesymetriím a nevyvázkům, které v podobě setrvačných sil mají předurčují osy k konzervativnějšímu dimenzování. V obou případech roste vertikální rozměr, který je v součtu kritický. Unášec, jelikož je brán jako výstupní člen, musí obsahovat konstrukční prvek zajišťující přenos energie dál z podsestavy.

Při hledání funkčního elementu, zajišťující spojení dvou pater a zároveň umožňoval co nejsymetričtější uložení ozubeného kola, byly nalezeny tyto strojní prvky:

- nýty
- šrouby
- čepy

Nýty představují ověřený a spolehlivý spoj, který při zajišťování nezpůsobuje další narůstání horizontálního rozměru, jako například potřebný závit u šroubu pro zajištění pomocí matice. Čepy lze zajišťovat pomocí lisování, pojistných kroužků, popř. pomocí tzv. Starlocků. V tomto okamžiku vznikl další požadavek na podsystém v podobě snadné rozebíratelnosti. Nýty tak byly vyřazeny, stejně jako šrouby ve spojení s maticemi. Klíč k řešení této situace bylo prolnutí šroubového spoje s čepovým. Resp. návrh, počítající s reakční plochou odpovídající ploše šestihranné hlavy šroubu nevycházel na otláčení, byť jsou tyto šrouby povětšinou z kvalitní vysokopevnostní oceli. Jejich účel je však primárně (vyjma lícovaných) na osové zatěžování.

Byl tedy vytvořen čep z 6HR polotovaru, poz. 1, ne nepodobný šroubu s šestihrannou hlavou. Obrobená plocha odpovídající vnitřnímu kroužku ložiska zajišťuje dostatečnou styčnou plochu jehlovým elementům a prodloužená šestihranná hlava zas dostatečnou bezpečnost proti otláčení.

Tento čep bylo nutné zkontrolovat na krut:

$$W_k = 0,2 * d^3 = 0,2 * 10^3 = 200 [mm^3]; \tau_D = \frac{Mk}{Wk} = \frac{23,477 * \left(\frac{40}{17}\right)}{200 * 2,5} = 110,49 [MPa]$$
$$F_{rad} = \frac{2 * Mk}{z * m} * \tan\alpha = \frac{2 * 23477}{0,6 * 40} * \tan 20 = 837,5 [N]$$

Jehlová klec SKF K 10x13x16, [23] poz. 2.

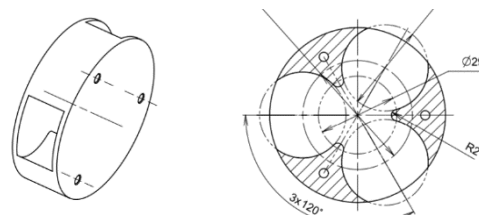
n=28000[ot/min], C = 6,82 [kN]

Výpočet životnosti ložiska:

$$L_H = \frac{16667}{n} * \left(\frac{C}{F_e}\right)^x = \frac{16667}{89,97} * \left(\frac{6820}{837,5}\right)^{3,3} = 187671,5[N] > L_{pož}$$

Řešení, jak vyrobit držák satelitu bylo nalezeno v divizi D3, kde je realizována velká snaha o rozšíření výrobních metod o nekonvenční. Rozhodli jsme se využít kovový 3D tisk. Tím je zaručeno minimálních dodatečných obráběcích operací a vzhledem k materiálu i dostatečné pevnosti výrobku v souladu s co nejnižší hmotností součásti. Při výběru materiálu výrobce Concept Laser nabídl celou řadu materiálů. Tato frakce celosvětové značky GE má mnoholeté zkušenosti i praxi v netradičních materiálech a způsobech výroby. Jediné namáhání unašeče je reakcí na radiální sílu v ozubení. Teoreticky zde mohou nastat axiální síly v šroubech, které jsou však vzhledem k charakteru zanedbány.

U dodavatele byl ta poptán polotovár vytvořený 3D tiskem, podporující snahu o co nejmenší hmoty. Další obrábění je již možné na standartních strojích.



Obrázek 47: Náhled na unašeč z 3D tisku

Aby satelitový unašeč, poz. 3., umožňoval přenášet sílu dále, byla navržena příruba určena pouze za účelem přenesení akčního působení pomocí připevnění jeho samotného k unašeči. Je tak uskutečněno pomocí šroubů dle DIN 912. Tento díl, v podobě kruhové desky, poz.4, má v sobě drážkovaný profil odpovídající ISO DIN. Původní 6HR profil nevyhovoval v případě zvyšování vstupního krouticího momentu, konkrétně na otlačení, jelikož jejich styčná plocha je pouhých 6 [mm].

$$P_D = \frac{157434}{0,75 * 6 * (0,5 * \left(\frac{16 + 20}{2}\right) * 7)} = 383 [MPa]$$

Čepy jsou tedy v unašeči uloženy válcovými plochami, zatímco v desce pomocí šestihrannu, který díky většímu počtu neprojevuje nebezpečné namáhání. Čepy jsou zajištěny pojistným kroužek DIN 472. Tím je tedy jednoduše a levně zaručena pohyblivá sestava.

Jelikož je tento stupeň ložiskován z mezistupně, bylo využito válcového profilu desky. Na její vnější obvodové ploše, resp. na vnitřní straně korunového kola bylo použito kluzné ložisko firmy Hennlich. Ta je světoznámá svými nekovovými kluznými pouzdry a vedením. Bylo zde použito pouzdro z materiálu IGLIDUR G a dodatečně zkráceno na pásové pile. Eventuální možnost odstranění ložiska je vzhledem k samostředicímu systému na místě, a je uvažována v běhových testech.

Korunové kolo bylo vyrobeno i s ohledem na třetí stupeň. Vyznačuje se tedy mnohem vyšším profilem, než je ozubení samotné. Vzhledem k obtížnému připojování korunových kol, v kontextu s výrobou pomocí drátořezu, byl navržen díl podobný peru. Pro tento díl byl tedy na vnějším obvodu vyfrézován 3x po 120° otvor, jež zajistí bezpečnou osovou aretaci a axiální posuv vůči mezistupni. Vůči třetímu stupni, resp. korunovému kolu, je osová aretace zajištěna pomocí vyfrézovaných drážek a čepů. Toto jakési cimbuří má zajišťovat vzájemné osové navedení a svým tvarem zajistí přenos reakčních momentů jednotlivých korunových kol od satelitů. Pro vzájemné axiální pojištění jsou ve spodním čele vyvrtány závitové díry.

### 3.3.5. Třetí stupeň

Finální kinematická sestava je kritická z hlediska silových účinků statického charakteru (s ohledem na předpokládané nízké rychlosti na výstupu). Tomuto faktu byl přizpůsoben poslední výstupní moment. Původní jednoduchý planetový převod, jak již bylo napsáno, nevyhovoval v žádném z počítaných případů. Řešení bylo tedy nalezeno v druhu se zdvojeným satelitem. Jelikož je v horizontální rovině oddělen pastorek se satelitem a satelit s korunovým kolem, mohou být kola větší. Navíc v průběhu návrhu byly zjištěny potíže s výstupním elementem. Ten díky nedostatečným prostorům nevyhovoval z pevnostního hlediska kvůli malému průřezovému modulu v krutu  $W_k$ . Výstupní element je daný zadáním. V případě EZ 340 se jedná o ½“ čtyřhran, zatímco u EZ 650 se jedná o ¾“. Tím je zaručena kompatibilita nejen s výrobkem na původně projektovaném místě, ale i pro případ rozšíření převodovky a použití standardizovaných adaptérů atp.

Tento druh převodu je vhodný jako silový, nejčastěji užívaný jako reduktor, tedy se vstupem na centrální kolo. Jeho účinnost dosahuje  $\mu = 0,96 \div 0,99$ . S ohledem na požadavek sestupnosti převodů, je tento poslední převodový poměr nejmenší. Tím je teoreticky dosaženo podobných rozměrů ozubených dvojic, čímž je zaručena větší spolehlivost převodu.

$$s_1 = 21, z_{p2}=24, z_{p3} = 16, z_4 = 57; m_{12}=1 \text{ [mm]}; m_{34} = 1,1 \text{ [mm]}$$

$$i_{st3} = 1 + \frac{z_2 * z_4}{z_1 * z_3}$$

Tabulka 9: Předpokládané hodnoty třetího stupně

Převodové číslo [-]	5,071	
Orientace	Vstup	Výstup
Kroutící moment [N·m] (min. a max.)	124,1 ÷ 157,4	$\frac{P}{\omega} = \frac{410 * 60}{2 * \pi * 6,23} = 651,8 \div 798,2$
Otáčky [min <sup>-1</sup> ]	31,57	6,23
Výkon [kW]	0,41	0,4

Výstupní moment se oproti počítačovému výpočtu liší cca o 0,6%.

Tabulka 10: Interface s výsledky třetího stupně dle KissSys

	Speed [r/min]	Torque [Nm]	Power [kW]
Input	31,565	129,28	0,42732
Output	6,224	-655,61	0,42732
Ratio MK			
	SF (Root Safety)	SH (Flank Safety)	
z1	1,3786	1,9524	
z2	1,3798	1,1637	
z3	0,81366	1,1119	
z4	0,95775	1,2483	

- Podmínka smontovatelnosti:

S ohledem na vysoké namáhání čepů a ložisek satelitů byl zvolen počet satelitů  $a_k=3$ .

$$s_1 = k * a_k; k = \frac{21}{3} = 7; z_4 = k * a_k; k = \frac{57}{3} = 19$$

S ohledem na požadavek týkající se sudo-lichosti byly voleny oproti korunovému kolu  $z_4$  a pastorku  $s_1$  sudá čísla. Nejmenší počet zubů je 16. Tím je tedy vyšší než nejméně teoreticky požadovaný počet.

- Podmínka stejných osových vzdáleností:

Jedná se o převod se zdvojeným satelitem. Bylo zde využito možnosti nestejného modulu v jednotlivých patrech. Tento trend je od vstupu rostoucí.

$$\frac{m_{12}}{2} * (z_1 + z_2) = \frac{m_{23}}{2} * (z_3 - z_2); \frac{1}{2} * (21 + 24) = \frac{1,1}{2} * (57 - 16); 22,5 \neq 22,55$$

Tato podmínka nebyla splněna a je tedy nutné uvažování korekcí. U větších převodovek by tato korekce mohla být vyřešena v rámci provozních a výrobních vůlí.

Podmínka vůle mezi sousedními satelity byla opět ověřena výpočtovým programem a vizuálně zkontrolována.

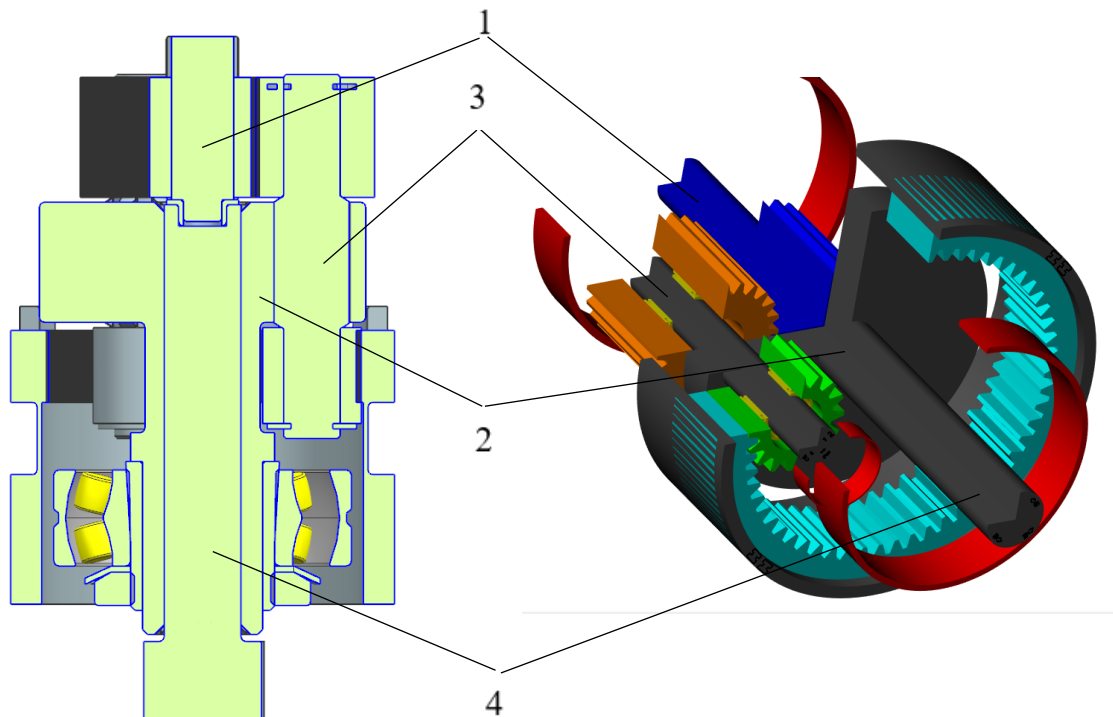
Požadavky na třetí stupeň:

- Co nejpřesněji definovat výstupní moment
- Možnost implementace ochrany zařízení (měření tenzometrem)
- Snadný a spolehlivý vývod momentu ven ze zařízení
- Zachytávat radiální i axiální zatížení

## Konstrukce

Pastorek třetího stupně je poháněn pomocí drážkované hřídele, poz. 1, neboli výstupu z druhého stupně. Ten je ložiskovaný axiálním kluzným pouzdrem, jež umožňuje rozdílné otáčky hřídelí. Původně navrhovaný šestihran byl zavrhnut z důvodu vysokého namáhání v tlaku. Majoritním elementem v této podsestavě je unašeč, poz. 2, jenž nese osy, poz. 3, zdvojených satelitů. Unašeč je konstruován tak, aby umožňoval montážní operace satelitů, jeho geometrie dále umožňuje přenášet axiální a radiální síly na ložisko. Zároveň je použit jako výstup ze stupně směrem ven. Pláštěm tohoto stupně je stupňovité korunové kolo.





Obrázek 48: 3D pohled na třetí stupeň (NX + KissSys)

Výpočtové ověření stupně

Osa planet, poz. 3, 34CrNiMo6+QT

Krut

$$\tau = \frac{Mk}{W_K} < \tau_D$$

$$Wk = 0,2 * d^3 = 0,2 * 12^3 = 345,6 [mm^3]$$

$$\tau = \frac{55000}{345,6} = 159,14 [MPa] < \tau_D$$

Otlačení od planet

$$P = \frac{F}{S} = \frac{2Mk}{d * l} = \frac{2 * 55000}{12 * 20} = 38,2 [MPa] < P_D$$

Výpočet unašeše, poz. 2, od výstupní hřídele poz. 4 (34CrNiMo6+QT)

pro 340 Nm 1/2"

$$P = \frac{\frac{Mt}{\left(\frac{2}{3}\right) * b_{st} * l_{st}}}{c_{ef} * n_B} = \frac{\frac{340000}{\left(\frac{2}{3}\right) * (0,4 * 12,6) * 84}}{0,75 * 4} = 401,55 [MPa] < P_D$$

Pro 650 Nm 3/4"

$$P = \frac{Mt}{c_{ef} * n_B} = \frac{650000}{\left(\frac{2}{3}\right) * b_{st} * l_{st}} = \frac{650000}{\left(\frac{2}{3}\right) * (0,4 * 19,05) * 84} = 507,75 [MPa] < P_D$$

Krut pro 340 Nm 1/2"

$$\tau = \frac{Mk}{W_K} = \frac{340 * 10^3}{0,206 * 12,7^3} = 805,6 [MPa] < \tau_K$$

Krut pro 650 Nm 3/4"

$$\tau = \frac{Mk}{W_K} = \frac{650 * 10^3}{0,206 * 19,05^3} = 456,4 [MPa] < \tau_K$$

Mezikruží na krut

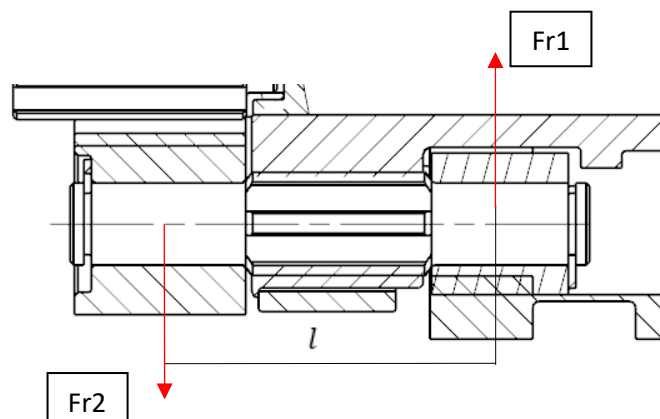
$$\tau = \frac{Mk}{Wk} = \frac{650000}{0,2 * \frac{25^4 - 20^4}{25}} = 353,3 [MPa] < \tau_K$$

Ověření ložisek

Jehlová klec INA 65x73x20

Toto valivé uložení je uvažováno jako tandemové ke spodnímu soudečkovému ložisku. Toto ložisko se uvažuje uložená na unašeči třetího stupně opřené o korunové kolo. Tímto ložiskem je snaha o zaručení čistě radiálního zatížení soudečkového ložiska bez přídavných klopných momentů.

Uvažujeme-li stupeň se zdvojeným satelitem, je výsledná radiální síla v jedné rovině vzájemně vyrušena. Tato úvaha sice platí jen v případě naprosto přesné výroby ( $c_a=3$ ). Při uvažování horší přesnosti jsou však vzniklé radiální síly zanedbatelné. Radiální síly na jedné ose však nejsou stejné a tak vzniká teoretický klopný moment. Právě tento moment, který by mohl ovlivňovat kritický uzel na výstupu, skrze plášť unašeče.



Obrázek 49: Vizualizace namáhání osy pastorku

$$M = (Fr_1 + Fr_2) * \frac{l}{2} = (5456,2 + 9267,1) * \frac{48,35}{2} = 711871,6 \text{ [Nmm]}$$

$$M_A = 0; Fr_A = \frac{M}{\frac{l}{2}} = \frac{711871,6}{\frac{48,35}{2}} = 29446,6 \text{ [N]}$$

Přesné údaje k tomuto ložisku neexistují, ekvivalent od fy. SKF však velmi podobné ložisko (65x73x23) udává:  $n_{lim} = 7000 \text{ [min}^{-1}]$ ,  $C = 44 \text{ [kN]}$ .

Vzhledem k nulovým axiálnímu působení

$$Fe = Fr L_H = \frac{16667}{n} * \left(\frac{C}{Fe}\right)^x = \frac{16667}{6,23} * \left(\frac{44000}{29446,6}\right)^{3,3} = 10068,1 \text{ [N]} > L_{pož}$$

### 3.4. Ochrana zařízení

Jelikož je toto navrhované zařízení, včetně jeho okolí, velmi citlivé, je nutné jej chránit proti okolním vlivům, i proti přetížení. Vnějších činitelů působících na zařízení včetně převodovky jako celek je více. Jednak je nutné chránit převodovku samotnou před působením prostředí, a poté proti lidem fungující v její okolí. Byla navržena s ohledem na to, aby její rozebrání, resp. narušení její integrity bylo nemožné, nebo velmi obtížné. Zde je protiklad s jednoduchou servisovatelností v dílnách ŠKODA JS a.s. V případě poruchy zařízení je vhodné chránit zbytek převodovky před poškozením celku. Bylo nutné tedy navrhnout systém diagnostikování vady, v ideálním případě tak, aby byla informována obsluha, řídicí i pohonné jednotky včas.

Vzhledem k užití této převodovky na složitém konstrukčním uzlu je nutné chránit i tento uzel před převodovkou samotnou.

Bylo rozhodnuto, že systém zjištění anomálie musí být automatický. Tento signál přímo ovlivňuje řídicí jednotku. Pravidelná inspekce pak jen potvrdí správnost integrity převodovky. Zdroj signálu byl z funkčního hlediska umístěn co nejbližší k výstupu, tedy do místa, které působí na výstupní konstrukční prvek. Zde je potřeba mít jistotu, že utahování či povolování probíhá v pořádku. Pokud by tedy došlo např. k přestřižení pohonné osy zhruba v polovině zařízení, sonda ve vyšší části, dál od výstupu, by tuto poruchu nemusela zaznamenat. Ze součástek užitých v blízkém okolí výstupu se jako nejvhodnější zdroj signálu jeví členy reduktoru samotného - ozubená kola. Později bylo konkrétně vybráno korunové kolo, které je statické a přenos tohoto signálu jednodušší.

## Zdroje výstupních signálů

### a) Mechanické

Lze uvažovat několik druhů. Existují pojistné vysmekávací spojky, střížné spojky atd. Byl však navrhnut koncept inspirovaný u samočinných převodovek v automobilech.

Korunová kola tvořící plášť převodovky byly vzájemně svázané. Mezi nimi pak jsou poskládány lamely s odpovídajícím materiálem nebo povrchovou úpravou. Při překročení momentu by korunové kolo překonalo třecí odpor a proklouzlo. Jako výstup by pak sloužil elektrický kontakt na druhém členu třetího aparátu, který by vysílal signálu v případě dotyku.

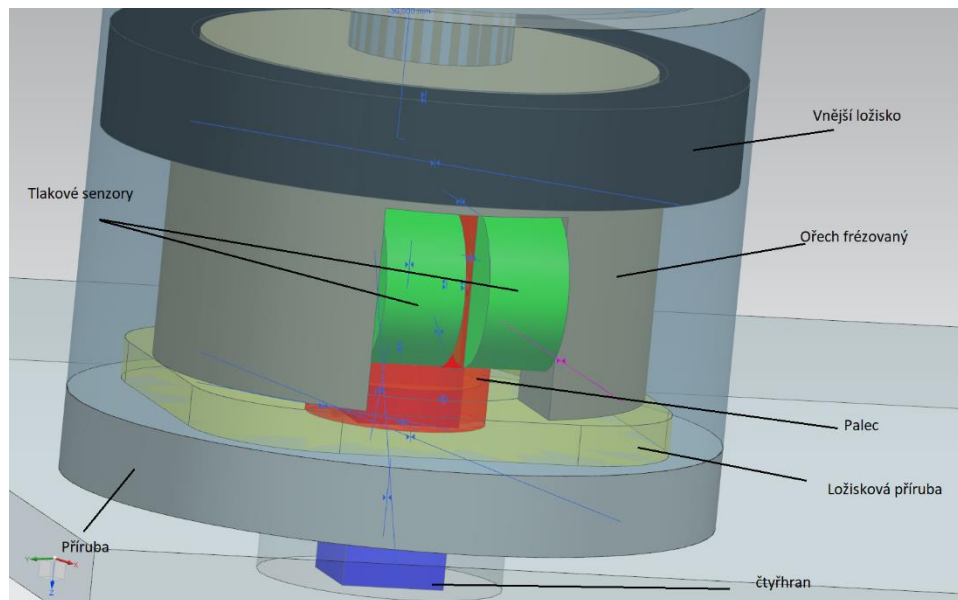
### b) Elektrické

Vzhledem k elektricky řízené jednotce přímé užití elektrického signálu se nabízí toto řešení jako lepší varianta. V úvahu připadaly hlavně zařízení fungující na změně elektrických vlastností (odpor, napětí) při změně jejich tvaru - tzv. tenzometry.

### **3.4.1. Ochrana převodovky – návrh variant řešení**

#### a) Použití tlakoměrů

Toto použití čerpá z výhod jednoduše měřitelných hodnot rozdílných pro utahování a povolování. Bylo nutné k tomu přizpůsobit speciální klec, v kterém přes pružné opěrky byly zrcadlově uloženy tlakoměry. Ty byly namáhány tzv. palcem, který byl přímo spojený s výstupní hřídelí. Problém nastal však s enormní silou na citlivé měřicí zařízení. Další potíží bylo vyvedení tohoto signálu ven ze skříně, kde bylo nutné použít kartáčových sběračů.



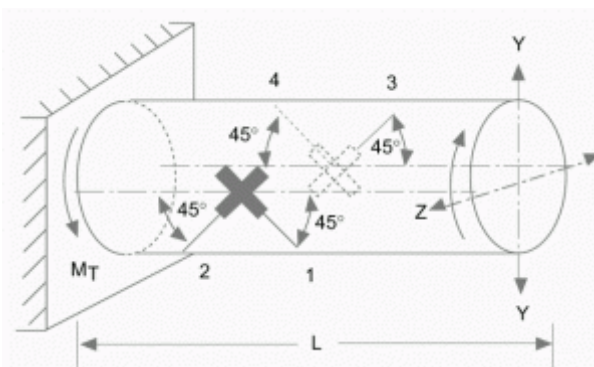
Obrázek 50: Vizualizace návrhu s tlakoměry

#### b) Lepené tenzometry

Teorie lepených tenzometrů je známá napříč celým strojním průmyslem. V tomto případě je možné je aplikovat na více místech. Vzhledem k požadavku na umístění co nejbližší výstupu a z předchozí zkušenosti týkající se vývodu signálu bylo zvolen vnější plášť korunového kola.

## Teorie lepeného tenzometru

Lepení tenzometrů probíhá ve spolupráci s Výzkumným a Zkušebním Ústavem - VZÚ. Zde padl požadavek na co největší citlivost. Toho bylo dosaženo zeslabením průřezu na co nejmenší stabilní rozměr. Jelikož se měří reakce korunového kola, je nutné započítat i silové účinky z předchozích stupňů ovlivňující toto korunové kolo. Reakci, resp. reakční moment zde ovlivňuje primárně geometrické vlastnosti, vzhledem ke kruhovému profilu se jedná o mezikružší. V tomto případě čím menší průměr, tím větší síla (při stejném momentu). Proto byly tyto průměry navrženy tak, aby výsledná reakční síla a tím i citlivost měření byla co největší. Zároveň se zde musí eliminovat veškeré koncentrátoři napětí pro spolehlivé měření. Vzniklý prostor v plášti tedy slouží i jako ochrana tenzometrů samotných, která se dále zlepšuje přelití speciálním tmelem. Tenzometry jsou zapojeny do můstku po 180°, viz Obrázek 51, čímž je dosaženo teplotní kompenzace a zároveň zvyšuje citlivost. Lepení tenzometrů nevyžaduje žádné speciální nástroje. Stačí pouze obrousit papírem místo lepení pro zvýšení drsnosti a tím i lepší přilnavosti lepidla. Lepidlo zde použité je M-Bond AE 10, a jedná se o epoxidový systém. Jsou určeny pro senzorické aplikace a zvládají širokou teplotní škálu. Před samotným lepením je důležité i obroušený povrch a jeho okolí důkladně odmastit. Kabely, vedené konektory pryč z ochranného tmelu, jsou stíněny a vedou přímo do řídicí jednotky.



Obrázek 51: Vizualizace zapojení tenzometrů do můstku [24]

Fóliové tenzometry užívané VZÚ jsou dodávány od firmy HBM.

Zjištění krouticího momentu korunového kola, jakožto reakci vnitřního ozubení na působení ozubení vnitřního (planet), lze zjistit buďto silovým rozkladem na jednom páru zubů, nebo pomocí výpočtu Willisovou metodou. Je sestavena soustava rovnic vytvořených dle Willisových vzorců. Tyto vzorce popisují chování převodu při postupném zastavování jednotlivých členů, kdy počet rovnic je shodný s počtem členů převodu.

Např. pro jednoduchý planetový převod je tento vzorec:

$$n_s + n_c \cdot (i_{SR} - 1) - n_R \cdot i_{SR} = 0$$

Tabulka 11: Výsledek řešení Willisových vzorců

rovnice planetového soukolí	1	-6,7058	5,70588		0	204,456
rovnice s1 = 6000 rpm	1	0	0		204,456	0
rovnice s2 = 0rpm	0	1	0		0	-35,833

$$\tau = \frac{M_k}{W_k}$$

Napětí  $\tau$  je vyjádřeno podílem krouticího momentu  $M_k$  a průřezového modulu v krutu  $W_k$ . Tento modul je přímo vázaný s profilem namáhané součásti. Vyjádření tohoto modulu na vnějším plášti korunového kola, ve stejné úrovni s vnitřním ozubením však nedává smysl nejen s ohledem na obtížné vypočtení potřebného modulu, a výsledné napětí bude ovlivněno rozložením vnitřního ozubení, respektive pozicí pod zubem nebo v místě zubové mezery. Navíc toto tvrzení platí pouze pro převodovku pro 650Nm aplikaci, neboť 340Nm aplikace má vyhotovená čela, viz. Obrázek 54.

$$W_k = 0,2 * \frac{D^4 - d^4}{D} = 0,2 * \frac{69^4 - 67^4}{69} = 7292,8 [mm^4]$$

Jelikož korunové kolo třetího stupně zachytává reakce od korunového kola druhého stupně a zároveň působení reakce je stejné orientace, je nutné tyto momenty sečíst. Lze uvažovat i zachytávání reakce od motoru, které je však proti reakci od třetího stupně zanedbatelné.

$$\tau = \frac{204,5 * 10^3 + 35 * 10^3}{7292,8} = 32,8 [MPa]$$

Toto jsou již relativně dobře měřitelné E.U. (Engineer Units) s ohledem na citlivost přístroje.

Jelikož se jedná o hraniční hodnoty krouticího momentu, neměly by hodnoty měřené tenzometrem překročit tuto hodnotu. S ohledem na teoretické, výpočtové a výrobní chyby je nutné tento přístroj otestovat a zkalibrovat. K tomuto účelu byl navrhnout a zkonstruován zkušební stand.

### 3.4.2. Čtvrtý stupeň

Poslední stupeň je stejně jako mezistupeň nefunkční částí převodovky, resp. neobsahuje prvky umožňující změnu momentu. Slouží pouze jako mezičlánek mezi třetím stupněm a přípeňovací deskou. Obsahuje přírubu, ložisko a jeho vložku.

Charakteristika týkající se zachytávání radiálně-axiálních sil je zde vnímána jako velmi důležitý prvek z hlediska pokrytí nepřesností výroby i samotné montáže sestavy s deskou. Proto mu byla vyhraněna celá podsestava. Při rešerši, jak zajistit výstupní moment, bylo nalezeno několik možností, které se opíraly o zkušenosti z návrhu předešlé převodovky.

#### a) Square-bored ložisko

Valivé uložení hojně využívané v zemědělství v cizině. Tím je dána perfektní kompatibilita s palcovými jednotkami a bezprostřední kontakt kritického dílu s uložení bez dalších prvků. Nevýhodou jsou nedostatečné informace nutné pro ověření životnosti ložiska. Výrobci těchto druhů ložisek se čtvercovým otvorem většinou pochází z Asie, což je v rozporu s finanční a časovou stránkou věci.

b) Valivá ložiska klasická

Standardně nakupované díly, jejichž hodnoty jsou předem známy a mají vysoké radiálně-axiální unosnosti. Nevýhodou jsou větší zástavbové prostory a zvýšené požadavky na uložení a zajištění. Vzhledem k charakteru zatěžování připadaly v úvahu kuličková, jehlová a soudečková ložiska, popř. kombinovaná.

c) Kluzné pouzdro

Vzhledem k malým rychlostem lze připodobnit výstup jako statický. Spolu s omezenými zástavbovými prostory se tato varianta, v podobě zakázkového kluzného pouzdra, popř. vložky, jako ideální. Tyto ložiska jsou prakticky bezúdržbová. Nevýhodou je nutnost získání kinematických a silových parametrů pouzdra.

- Řešení uložení výstupu

V rámci širšího řešení byly shledány další požadavky, které nakonec jednoznačně předurčily soudečkové ložisko. Mezi požadavky patří snadná montáž a demontáž, axiální pojištění vůči hřídeli, vymezení vůlí, výpočtové ověření životnosti a snadná dostupnost náhradních dílů. Toto soudečkové ložisko svým charakterem, popř. pomocí dalšího elementu zaručí správné provozní vůle, popř. předepnutí. Složitější výrobu vnějšího uložení kompenzují axiálními zajištěními výstupu bez prvků narušující pevnost hřídele (stavěcí šrouby atp.)

Bylo vybráno soudečkové ložisko fy. SKF 22206 EK [25]

$$c_0 = 60[kN], n_{ref} = 10000 [ot^{-1}]$$

$$Fr = \frac{Mt}{r} = \frac{650 * 10^3}{15} = 43333,3 [N]; Fa \doteq 80 [N]$$

$$Fe_0 = X_0 * F_r + Y_0 * Fa = 1 * 43333,3 + 2,2 * 80 = 43509,3$$

$$L_H = \frac{16667}{n} * \left(\frac{C}{Fe}\right)^x = \frac{16667}{6,23} * \left(\frac{60000}{43333,3}\right)^{3,3} = 7829,9[hod] > L_{pož}$$

- Řešení spojení jednotlivých stupňů

Axiální připevnění příruby ke zbytku převodovky je pomocí závitových tyčí M2,5 A4 dle DIN 975/A2. Jejich konce se zašroubují do korunového kola druhého stupně. Po nasazení příruby se zajistí pomocí matic. Pro lepší manipulaci se svorníky je v rovině, kde se bude zhruba nacházet tenzometr, tedy u zahloubení, jsou vyfrézovány dvě plošky pro klíč.

Vzájemný styk korunového kola a příruby je pomocí válcových kolíků. Původní verze s cimbuřím byla shledána neekonomickou, jelikož vyžaduje kombinaci vyvrtávání, drátořezu a broušení. Sestava musí být svrtána najednou.

Kolík válcovaný 5x12, DIN 6235, pro EZ 340 5 kusů, pro EZ 650 8 kusů (i svorníků). Nestejný počet je reakcí na zmenšení průřezu v důsledku geometrických úprav plynoucích na zástavbové omezení.

$$Fr = \frac{Mn}{r} = \frac{650000}{\frac{73}{2}} = 17808,2 [N]; \frac{340000}{\frac{73}{2}} = 9315,1 [N]$$

Střih

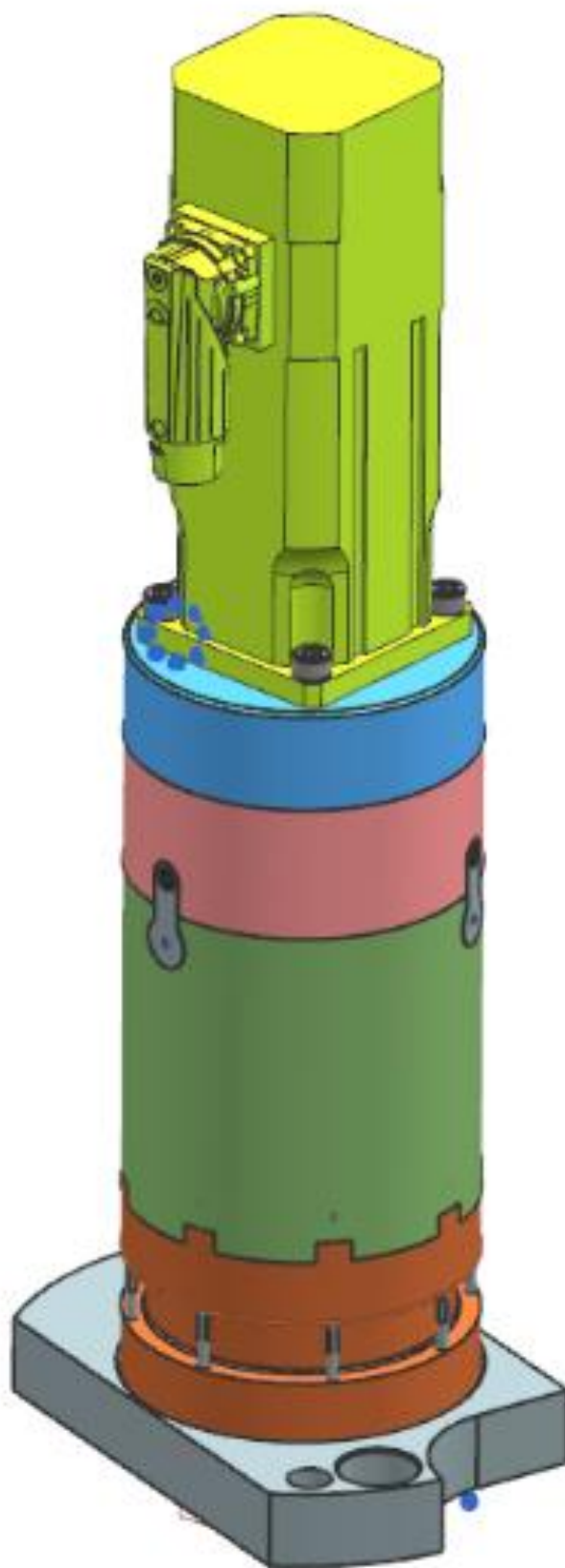
$$\tau = \frac{F}{8 * S} = 8x \frac{Fr}{\pi * d^2} = \frac{9315,1}{5 * 19,6} = 95,1 [MPa]; \frac{17808,2}{8 * 19,6} = 113,6 [MPa] < \tau_D$$

Otlačení

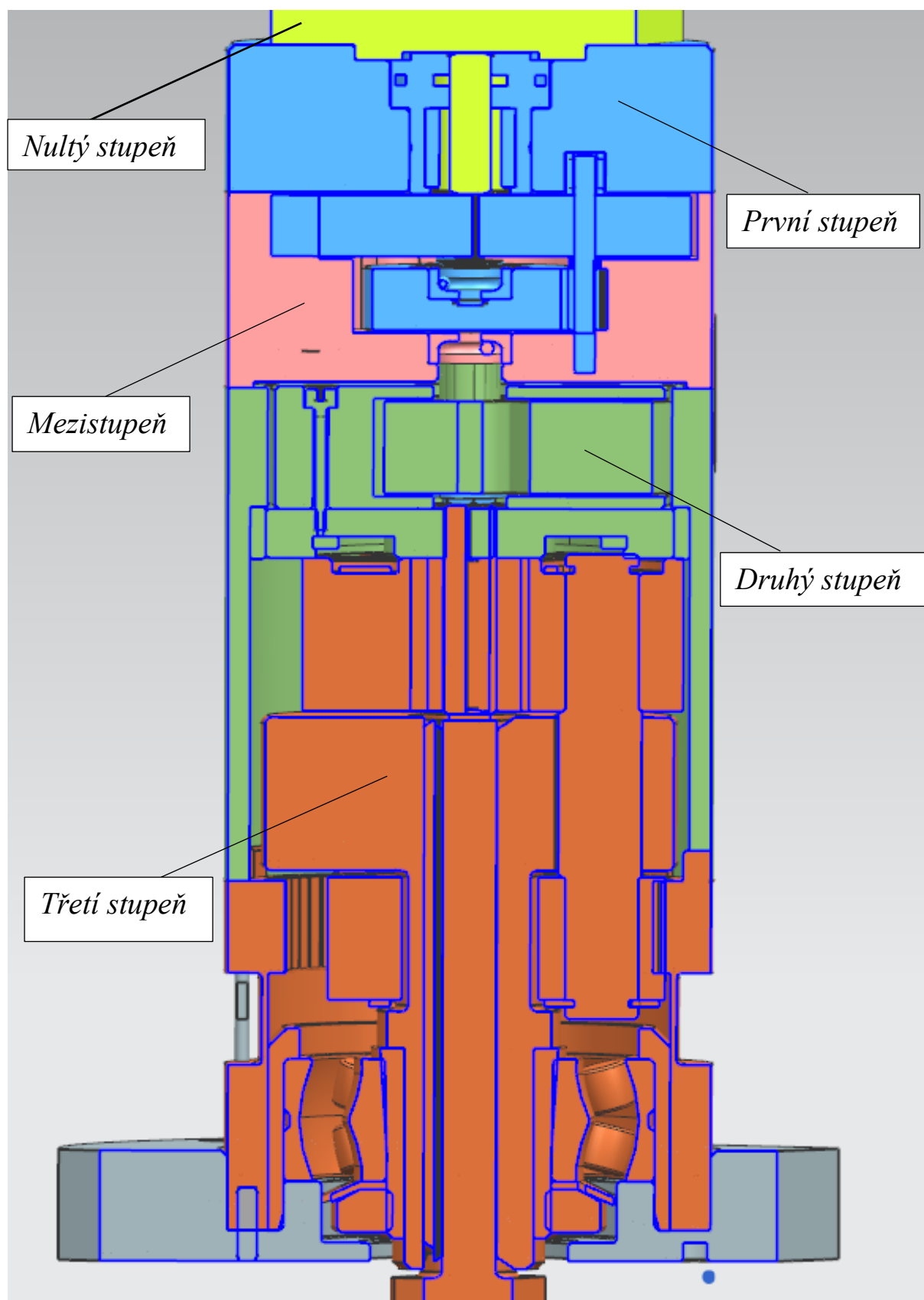
$$P = \frac{Fr}{d * l_{st}} = \frac{9315,1}{5 * 5 * 5} = 74,5 [MPa]; \frac{17808,2}{8 * 5 * 5} = 89,0 [MPa] < P_D$$

Příruba je vyrobena z AISI 304L. Její tvar je odvozen od zástavbových prostor na připevňovacím bloku. Zároveň je ovlivněna i připojovacími rozměry vůči bloku – šrouby a válcovými kolíky, kterými jsou zachytávány reakce – ty nejsou předmětem této diplomové práce.

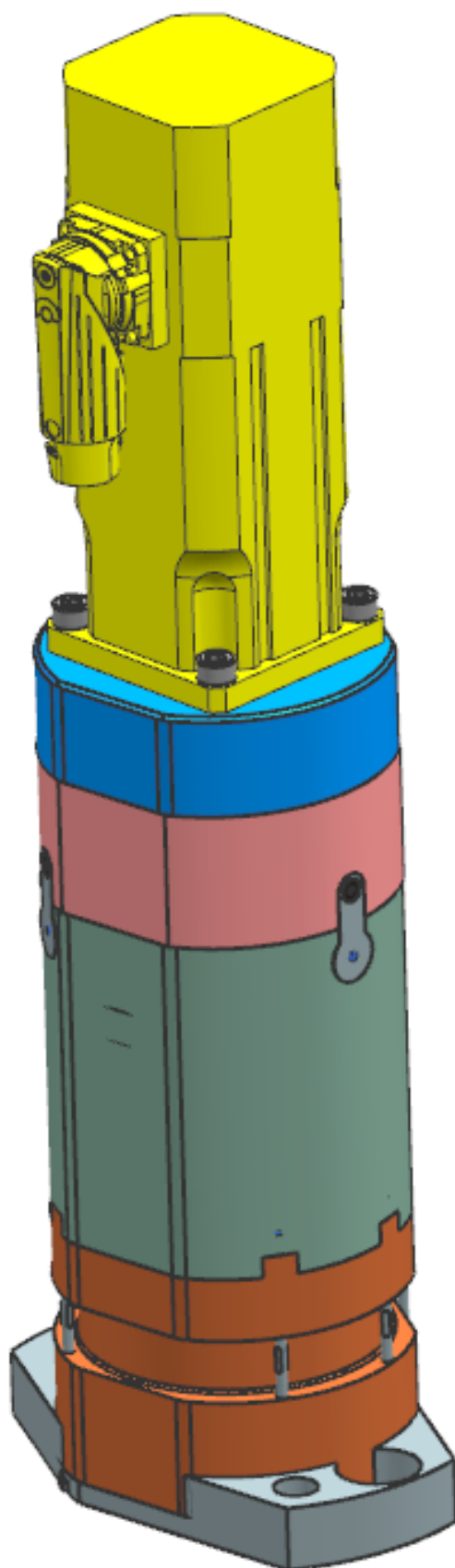




Obrázek 52: Náhled na sestavu převodovky



Obrázek 53: Řez sestavou převodovky



Obrázek 54: Pohled na převodovku s čely

### 3.5. Zkušební stand

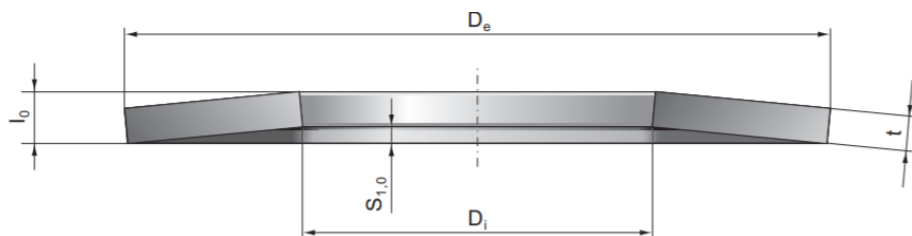
Pro náročné cyklické testy byla navržena strojní sestava umožňující bezpečné zkoušení výrobku nejen této převodovky, ale i jiných. Projektovaný přenášený moment je 950[N·m]. Pro původní konstruovanou převodovku byl již jeden stand zkonstruován v prostorách ŠKODA JS a.s., nicméně ne všechny jeho součásti jsou dimenzovány k přenesení nově požadovaného krouticího momentu. Byla tedy použita nosná část standu v podobě ohýbaného plechu, který byl svěrnými příložkami kotvený ke dvou sloupům. Bylo tedy nutné navrhnout konstrukci tak, aby odpovídaly staré rozměry plechu s novou konstrukcí standu a zároveň byla zaručena snadná obsluha měřících zařízení a sestava zaručovala bezpečný provoz po celou dobu testování.

Jediným požadavkem při návrhu této konstrukce byla jednoduše montovaná sestava, nikoliv svařovaná. Zároveň její komponenty musí umožňovat ochranu převodovky před přetížením, ideálně tak, aby bylo umožněno jeho opětovné používání bez žádných servisních úkonů.

Zde už je definovaný měřicí přístroj, který by teoreticky mohl ochránit sestavu při překročení určité meze tak, jako je to lepených tenzometrů popsanych výše. V rámci řešení byl kladen důraz na hledání především mechanických pojistných elementů.

Tyto elementy by měly být takového charakteru, aby byly co nejjednodušší a nebylo potřeba dalších speciálních adaptérů, aby přenesli až 950 [N·m]. Tím se eliminovali pojistné spojky, ať střížné nebo prokluzovací. Zajímavou a jednoduchou alternativou jsou talířové pružiny.

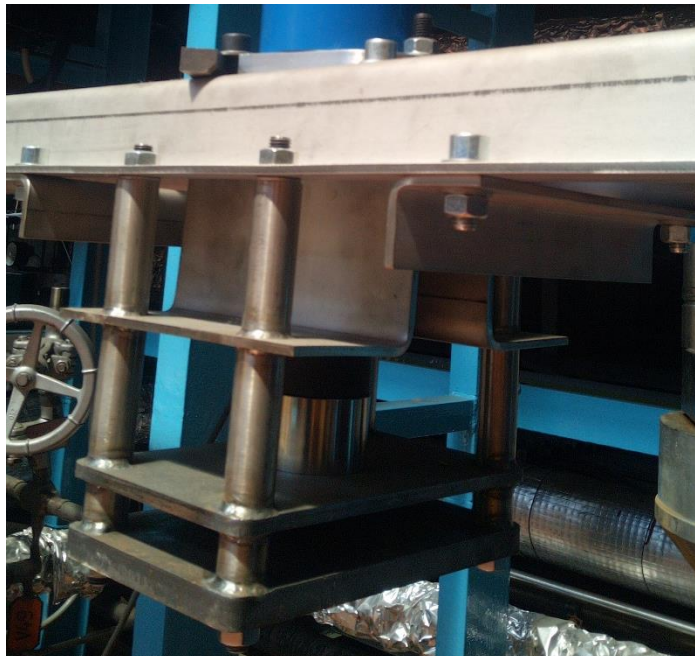
Aby zatěžování odpovídalo co nejvíce realitě, i zde se utahuje matice. Šroub je zde simulován závitovou tyčí. Rozměr je M27 jakosti A4, závit je tedy stejný jako ve skutečnosti. Vzhledem k tomu, že se jedná o princip šroub-matice, lze převést utahovací moment na axiální sílu. Postupným zvyšováním axiální síly roste i odpor vložených pružin, resp. jejich průhyb. Výrobce pak definuje čtyři průhyby odpovídající čtyřem silám. Ta poslední odpovídá nepružnému přenesení sil (podobně jako když u vinuté pružiny dosednou závity na sobě). Jako limitní síla v tomto okamžiku je brána  $F_{0,75}$  ( $0,75 \cdot l_0$ ), kde  $l_0$  je výška kužele nezatížené pružiny. Pružiny se dají vrstvit do určitých sad pomocí jejich kuželového tvaru. Systém pružin byl navržen z pružin řazenými sériově, aby bylo dosaženo požadovaných silových a zdvihových parametrů.



Obrázek 55: Talířová pružina [26]

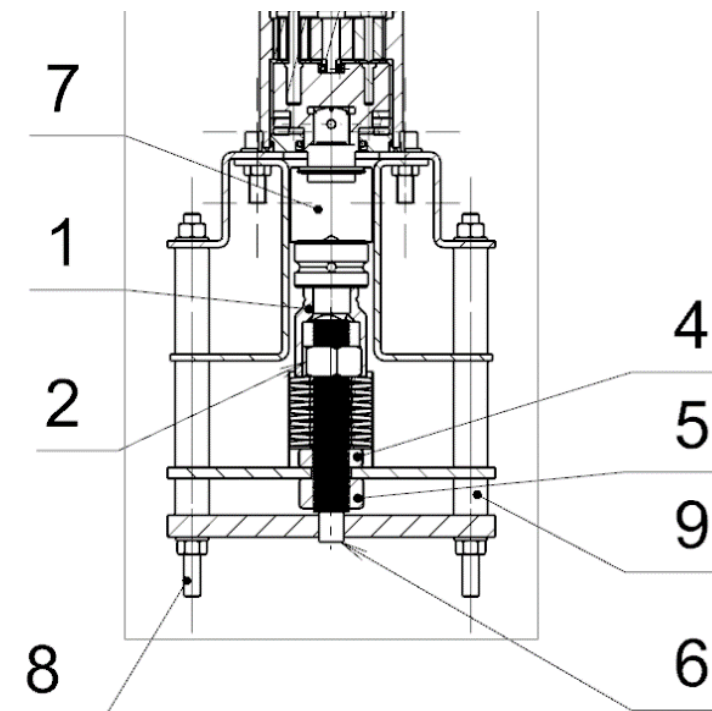
Momentu 1000 [N·m] odpovídá zhruba 198491 [N·m]. Při stlačení 0,75 ( $s_{0,75}$ ) odpovídá síla (odpor) v pružině č.0608 18153[N]. [26]

Při skutečném zatěžování došlo k problému v podobě vzájemného posouvání pružin po sobě. Bylo tedy nutné vytvořit jejich vedení. Toto vedení se realizuje za vnitřní i vnější průměr pružin. Spodní dvě dvojce jsou vedeny vnitřním průměrem. Trubka odpovídá mezikruží mezi závitovou tyčí a vnitřním průměrem pružin. Zbytek pružin je veden trubkou vnějším průměrem s min. přírůstkem určeným výrobcem ( $D+0,8\text{mm}$ ).



Obrázek 56: Sestava standu

Matice je utahována kovaným Gola ořechem velikosti 41[mm] odpovídající M27 závit. Tento standardně nakupovaný díl bylo nutné upravit, aby nedocházelo kolizím v celém rozsahu stlačování pružin. Tento produkt byl zvolen proto, že do něj vstupuje čtvercový profil standardní velikosti UNF 1/2", který slouží zároveň jako pohon momentového měřiče. Na Obrázku 56 je zobrazeno schéma utahovací sestavy. Poháněný ořech poz.1 nutí otáčet maticí M27 poz.2, která dále tlačí na talířové pružiny poz. 3. Matice poz. 4 a poz. 5 slouží jako axiální pojištění závitové tyče. Poz. 6 označuje osovou aretaci. Aretace je zajištěna čtvercovým profilem, který zapadá do čtvercového výřezu silného, nerezového plechu. Profil čtyřhranu byl dimenzován na otláčení a stříh. Všechny plechy jsou výpalky, tudíž jejich výroba je jednoduchá.



Obrázek 57: Řez standem

Na Obrázku 57 je dále vidět princip sestavy plechů, spojených pomocí závitových tyčí poz. 8 a trubek poz. 9, které odolávají (tlakově) svislým silám vzniklých při utahování matice. Ochrana zařízení, jak standu, tak hlavně převodovky, je pomocí senzoru točivého momentu. Tento senzor, viz. Obrázek 58, obsahující kroužkový sběrač, dosahuje přesnosti 0,1 [N·m] v rozsahu 0 – 5000 [N·m] [27]. Druhotnou funkcí senzoru je sběr dat, která jsou nutná pro ověření správnosti utahování. Ať už jsou to reakce na řídicí jednotku, rychlost, popř. dosažený krouticí moment.



Obrázek 58: Snímač [27]

### 3.6. Detaily návrhu

Aby byla zaručena životnost výrobku, je nutné chránit zařízení před vnějšími vlivy. Toho se u většiny výrobku dosahuje buď pomocí nátěru, povrchové úpravy, popř. jejich kombinací. Zároveň se pomocí této úpravy zajišťuje estetická vyváženost. V praxi lze najít mnoho výrobku, u nichž se tato úprava vyskytuje u součástí, které pouze svým charakterem chrání zařízení před okolním prostředím (např. kryty). Zde se vyskytují součásti, jejichž pohledová (vnější) plocha musí splňovat protikorozní požadavky, ale jejich funkční (vnitřní) část nesmí být tímto procesem narušena.

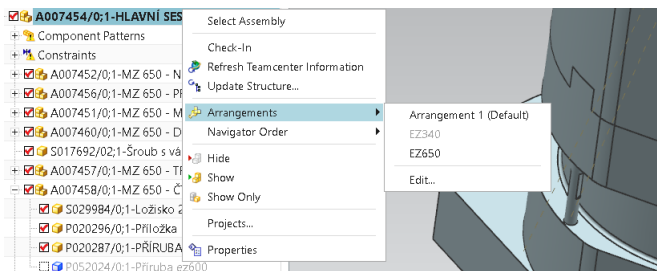
Aby nedošlo k ovlivnění funkčních ploch, je možné je chránit pomocí ochranných vrstev či překrytí. Jelikož je tato převodovka navrhována jako kompaktní celek, který má odolávat nejen vnějším účinkům, ale i proti vnikání nečistot a úniku kapalin, je možné po sestavení celou

sestavu opatřit ochrannou vrstvou tak, aniž by došlo k narušení funkčních ploch. Mezi nejčastěji užívané metody patří černění, fosfátování a ochranný nátěr.

Ač je užití samostatného nátěru nejlevnější a technologicky nejjednodušší variantou, bylo zvoleno vzhledem k estetické a funkční stránce kombinace ochranného nátěru a fosfátování, které zvyšuje antikorozi ochranu a zvyšuje poréznost povrchu.

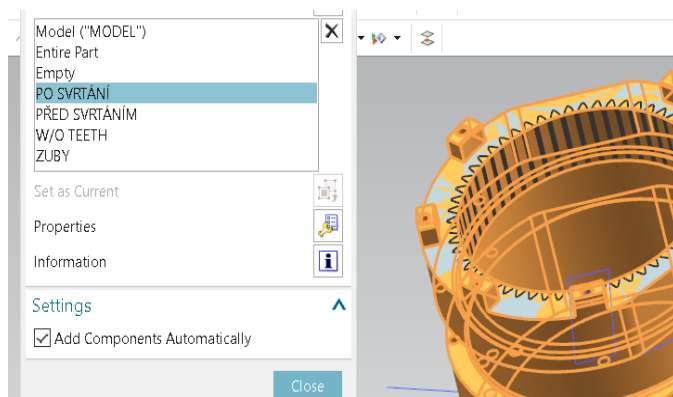
Při konstruování a tvorbě výkresů byla snaha o co nejpřehlednější a hardwarově přívětivější přístup. V rámci firmy pak toto řešení musí být přístupné a srozumitelné i pro nezúčastněné. Bylo tedy užito specializovaných funkcí nabízených softwarem NX.

Arrangement je funkce, jejíž pomocí lze měnit figurování dílů v rámci jednotlivých nastavení. V rámci jedné sestavy lze tedy jediným kliknutím měnit podsestavy tak, aby odpovídaly místu určení (EZ 650, EZ 340...). V rámci této funkce lze vizualizovat i další prvky, jako je např. montážní nářadí a prostředí.



Obrázek 59: Arrangements

Reference Set je funkce, která upravuje geometrii, tzn. že v rámci dílu lze vytvořit řadu verzí. V rámci této práce bylo této funkce využito pro snížení hardwarových nároků, neboť



Obrázek 60: Referenční set

vykreslování všech zubů a jejich přímek bylo velmi náročné. V rámci podstav je plně zobrazení žádoucí z hlediska ověření podmínek smontovatelnosti a vůlí mezi sousedními satelity. Při tvorbě výkresů pak je z hlediska pravidel zobrazován pouze jeden zub v řezu.

## 4. Závěr

Tato diplomová práce byla věnována návrhu mechanické části utahovací osy zařízení pro utahovací jednotky EZ, vyvíjené ve firmě ŠKODA JS a.s. Navrhované zařízení je vloženo mezi elektricky řízený motor a nástrčnou hlavici (ořech), na jejíž konci se skrže utahovací tyče utahuje strojní prvek (šroub nebo matice). Tento prvek je povolován či utahován maximálním krouticím momentem 650 [N·m]. Oproti tomuto momentu je maximální přípustná velikost převodovky o výšce 200 mm a max. průměru 80 [mm]. Vzhledem k volenému motoru je nutné realizovat celkový převodový poměr  $i_c \approx 1100$ . Jedná se o výsledný moment, jež musí zvládnout například převodovky nákladních tahačů, a to v zástavbových prostorách o velikosti 0,75 [l] lahve, musí být zároveň aktivně sledován pro zajištění bezpečnosti zařízení. Díky rozsáhlé, časově i výpočtově náročné rešerši byla nakonec nalezena možná cesta, jak toto technicky náročné zadání splnit. Struktura této práce je chronologicky tak, jak pokračoval samotný vývoj převodovky, včetně popisu vzniku překážek a jejich řešení.

Aby bylo vůbec možné realizovat požadavky zadání, bylo třeba užít nekonvenčních materiálů a speciálních převodových stupňů. Pro zajištění potřebné únosnosti nejvíce zatěžovaných dílů byl vybrán materiál CPM 3V od dodavatele Bohdan Bolzano s.r.o. Jedná se o tzv. sintrovanou ocel, český ekvivalent je prášková ocel. Hodnoty mechanických vlastností materiálu nejsou běžně dostupné z technických norem jako je tomu u běžných konvenčních materiálů.

Pro vyhodnocení pevnostních výpočtů byly zjištěny experimentálně příslušnými zkouškami. Samotná výroba komponent ozubení proběhla ve spolupráci s firmou Pártl Gear s.r.o., která pomocí drátořezu vyrobila profily zubů dle softwarově generované předlohy. Jako ochrana převodovky byl zvolen tenzometr, resp. dva zapojené do můstku. Toto řešení vzniklo ve spolupráci s VZÚ.

Dále bylo v rámci montážních desek nutné navrhnout jednotlivé příruby převodovky, jež by umožňovali bezpečné spojení s montážní deskou a zároveň byl zachován gabaritní předpoklad, aby se všechny převodovky na danou desky vešly, resp. nepřesahovali její profil.

Zhotovená výkresová dokumentace byla předána do výroby a v současné době probíhá ve firmě ŠKODA JS a.s. výroba zkušebního prototypu. Předpokládaný termín jeho prvního testování je plánován na srpen tohoto roku.

Zadání této práce, tedy konstrukční návrh převodovky, bylo splněno. Samotná výroba a montáž pak prokáží, zda všechny podmínky planetových převodů byly řádně splněny a navržené zhotovené vůle mezi komponentami zaručí bezproblémový provoz zařízení. Z hlediska jeho užití je však tento produkt nutno podrobit testům, jež prokáží jeho teoretické předpoklady a umožní průkaz životnosti zařízení.

Z hlediska výrobní a finanční náročnosti bylo doporučeno zadavatelům vyrobit dvě převodovky, každá odpovídající jinému limitnímu krouticímu momentu. Oproti 650Nm verzi, která je na hraně svých výpočtových a velikostních možností, lze uvažovat, že 340Nm verze by mohla být menší, popřípadě by zde mohly být využity dostupnější materiály.

Tento projekt přinesl i dílčí úspěchy, jmenovitě např. rozšíření obzorů ohledně 3D tisku, nekonvenčních materiálu a navázání užších kontaktů s předními experty v oboru (Ing. Pártl).



## 5. Bibliografie

- [1] Svetenergie [Online] [Cit. 2019-12-20] Dostupné z:  
<https://www.svetenergie.cz/cz/elektrany-2/jaderne-elektrany/atomy-a-jaderna-fyzika>
- [2] ŠKODA JS a.s. [Online] [Cit. 2019-12-20] Dostupné z:  
<https://www.skoda-js.cz/for-media/>
- [3] Interní dokument ŠKODA JS a.s.
- [4] Nord-Lock [Online] [Cit. 2019-12-20] Dostupné z:  
<https://www.nord-lock.com/boltight/technology/>
- [5] Deprag [Online] [Cit. 2019-20-12] Dostupné z:  
<http://www.deprag.cz/pneumaticke-naradi/smp110-3-4-za-7693.html>
- [6] Narex [Online] [Cit. 2019-12-20] Dostupné z:  
[https://www.narex.cz/cs-cz/65405323-asr\\_610-3sb](https://www.narex.cz/cs-cz/65405323-asr_610-3sb)
- [7] Radtorque [Online] [Cit. 2019-12-20] Dostupné z:  
[https://www.radtorque.eu/wp-content/uploads/brochures/RAD-brochure-EN\\_2019\\_webversion.pdf](https://www.radtorque.eu/wp-content/uploads/brochures/RAD-brochure-EN_2019_webversion.pdf)
- [8] Demagcranes [Online] [Cit. 2019-12-20] Dostupné z:  
<https://www.europages.co.uk/Demag-conicalrotor-brake-motors/DEMAG-CRANES-COMPONENTS-GMBH/cpid-5679153.html>
- [9] Maxongroup [Online] [Cit. 2019-12-20] Dostupné z:  
<https://www.mdp.fr/actualites/maxon-presente-le-premier-systeme-d-entrainement-sterilisable-moteur-bldc-reducteur-et-codeur-tout-en-un.html>
- [10] KRÁTKÝ, Jaroslav a Stanislav HOSNEDL. *Strojní části*. Plzeň: Západočeská univerzita, 1998. ISBN 80-7082-452-2.
- [11] KRÁTKÝ, Jaroslav, Eva KUBEC KRÓNEROVÁ a Stanislav HOSNEDL. *Obecné strojní části 2: základní a složené převodové mechanismy*. V Plzni: Západočeská univerzita, 2011. ISBN 978-80-261-0066-9.
- [12] Nabtesco [Online] [Cit. 2019-12-20] Dostupné z:  
<https://precision.nabtesco.com/en/products/detail/RV-N>
- [13] Orbitless [Online] [Cit. 2020-02-23] Dostupné z:  
[https://www.powertransmission.com/articles/0618/Pushing\\_Forward\\_with\\_Belts\\_and\\_Chains/](https://www.powertransmission.com/articles/0618/Pushing_Forward_with_Belts_and_Chains/)

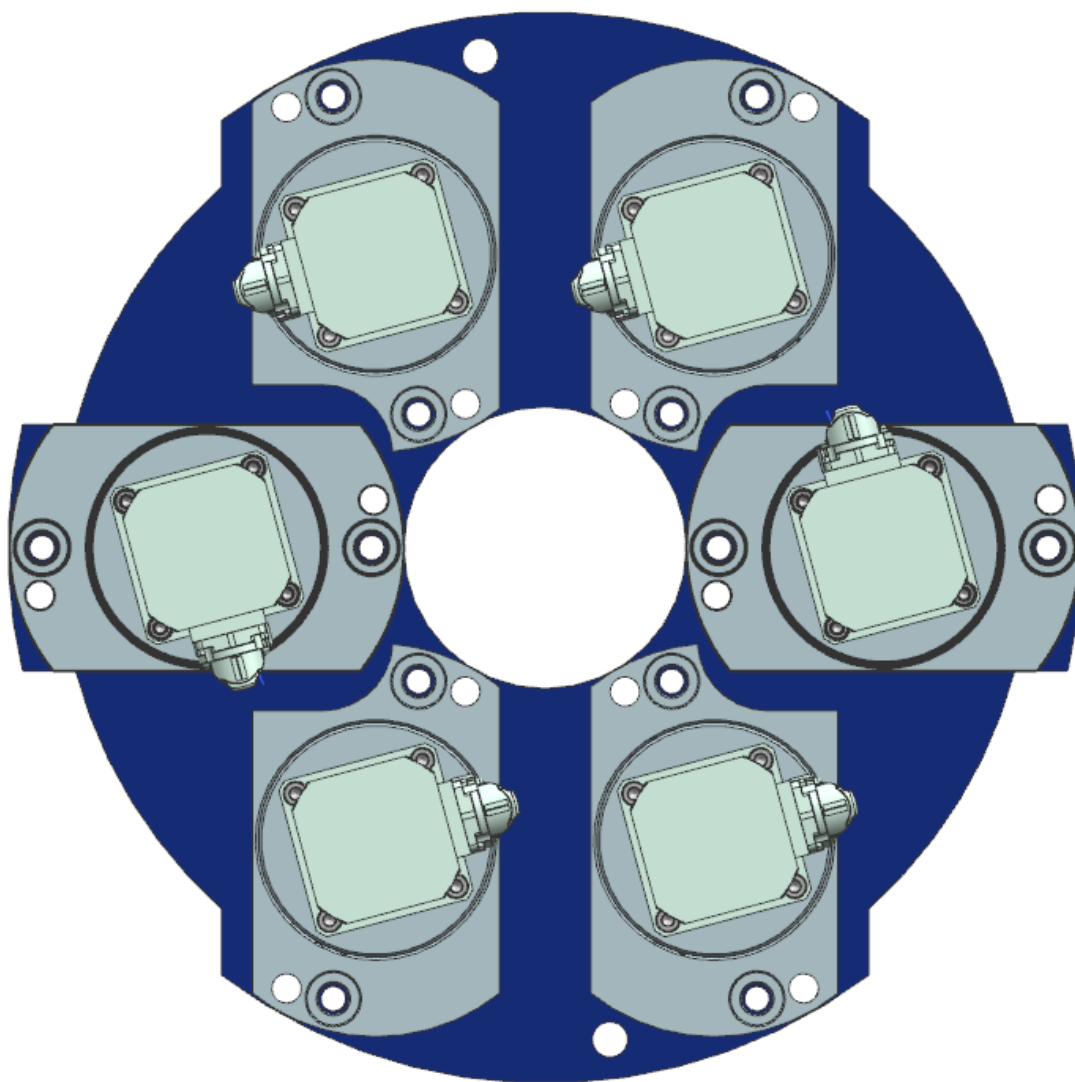
- [14] Orbitless [Online] [Cit. 2020-02-23] Dostupné z:  
[https://www.powertransmission.com/articles/1018/Smashing\\_the\\_Efficiency\\_Barrier/](https://www.powertransmission.com/articles/1018/Smashing_the_Efficiency_Barrier/)
- [15] KRAUS, Václav. *Tepelné zpracování a slinování*. 3. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita, 2013. ISBN isbn:978-80-261-0260-1.
- [16] Bolzano [Online] [Cit. 2020-02-23] Dostupné z:  
<https://bolzano.cz/wp-content/uploads/2020/01/CPM3V.pdf>
- [17] KLAPKA, M. Brno [Online] [Cit. 2019-12-20] Dostupné z:  
<https://docplayer.cz/13448278-Ozubena-kola-konstruovani-stroju-strojni-soucasti-www-shigley-cz.html>
- [18] DAVIS, J. R., aj, *GEAR MATERIALS, PROPERTIES, AND MANUFACTURE*. ASM International, 2005. 987-0-87170-815-1
- [19] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů*. 5. přeprac. vyd. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1990. Technický průvodce. ISBN 80-03-00426-8.
- [20] SKF [Online] [Cit. 2019-09-15] Dostupné z:  
<https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/roller-bearings/needle-roller-bearings/combined-needle-roller-bearings/productid-NKXR%2015%20Z>
- [21] SKF [Online] [Cit. 2019-09-15] Dostupné z:  
<https://www.skf.com/africa/en/products/rolling-bearings/roller-bearings/needle-roller-bearings/needle-roller-and-cage-assemblies/productid-K%204X7X7%20TN>
- [22] SKF [Online] [Cit: 2019-09-15] Dostupné z:  
<https://www.skf.com/my/products/super-precision-bearings/angular-contact-ball-bearings/productid-71800%20CD%20FHCP4>
- [23] SKF [Online] [Cit. 2019-09-15] Dostupné z:  
<https://www.skf.com/africa/en/products/rolling-bearings/roller-bearings/needle-roller-bearings/needle-roller-and-cage-assemblies/productid-K%2010x13x16%20TN>
- [24] Tenzometr [Online] [Cit: 2019-12-20] Dostupné z:  
<https://automatizace.hw.cz/https://automatizace.hw.cz/foliove-odporove-tenzometry-princip-provedeni-pouziti-historie.html> 1
- [25] SKF [Online] [Cit. 2019-09-15] Dostupné z:  
<https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/roller-bearings/spherical-roller-bearings/productid-22206%20EK>

[26] Hennlich [Online] [Cit. 2019-01-05] Dostupné z:  
<https://www.hennlich.cz/produkty/pruziny-talirove-pruziny-157/talirove-pruziny-din-2093.html>

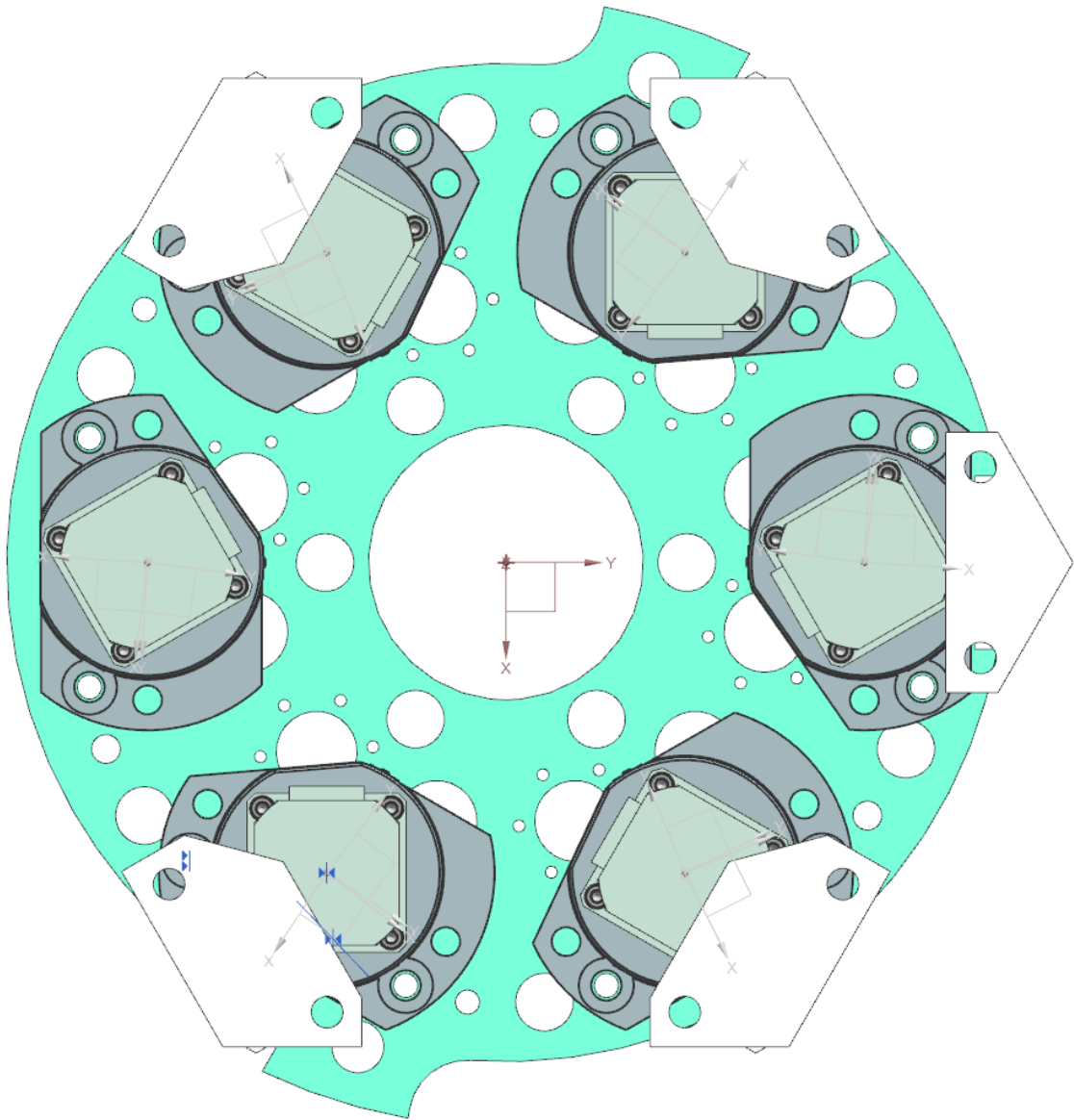
[27] Comforia [Online] [Cit. 2019-01-05] Dostupné z:  
<http://www.comforia.cz/index.php?produkt=DR1>

## Přílohy vevázané

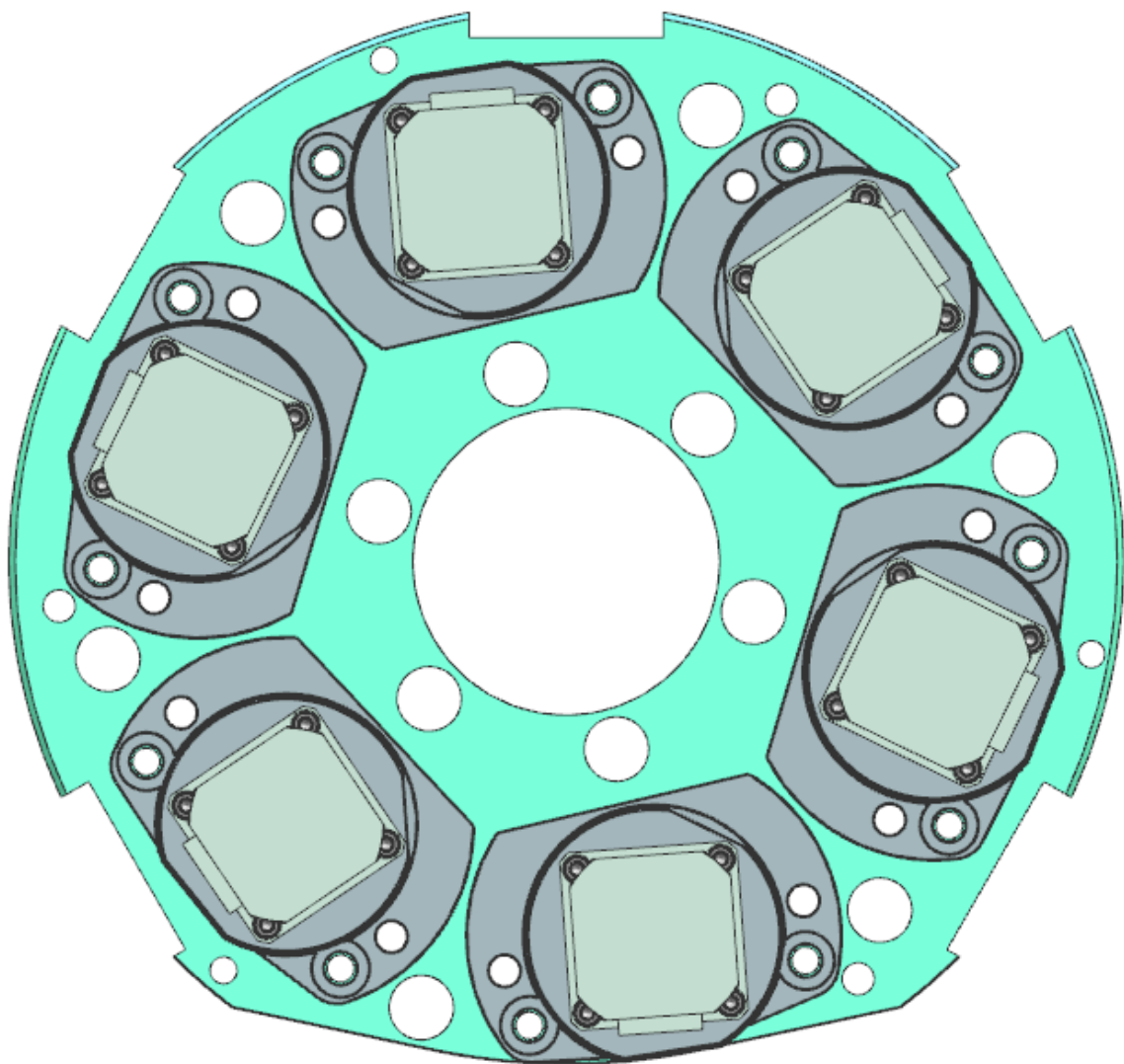
Vizualizace jednotlivých desek



Obrázek 1: EZ 650 TKN1



Obrázek 2: EZ 250



*Obrázek 3: EZ 650 Pro*