

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
**FAKULTA STROJNÍ**

Studijní program: B 2301 Strojní inženýrství  
Studijní zaměření: Stavba výrobních strojů a zařízení

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

Koaxiální převodovka

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

Akademický rok 2017/2018

## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Petra HOFRIČTEROVÁ**

Osobní číslo: **S15B0087P**

Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**

Studijní obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení**

Název tématu: **Koaxiální převodovka**

Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

### Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Základní požadavky:

Proveďte rešerši v oblasti převodových mechanismů.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova bakalářské práce:

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

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**  
Rozsah kvalifikační práce: **30-40 stran A4**  
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**  
Seznam odborné literatury:

**KRÁTKÝ, J., KRÓNEROVÁ, E.** *Obecné strojní části 2: základní a složené převodové mechanismy.* Plzeň: ZČU, 2011

**HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J.** *Příručka strojního inženýra: Obecné strojní části 1.* Praha: COMPUTER PRESS, 1999

**HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J.** *Příručka strojního inženýra: Obecné strojní části 2.* Praha: COMPUTER PRESS, 2000

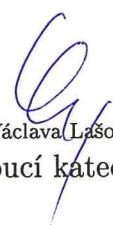
*Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.*

Vedoucí bakalářské práce: **Doc. Ing. Jaroslav Krátký, Ph.D.**  
Katedra konstruování strojů  
Konzultant bakalářské práce: **Doc. Ing. Jaroslav Krátký, Ph.D.**  
Katedra konstruování strojů

Datum zadání bakalářské práce: **19. září 2017**  
Termín odevzdání bakalářské práce: **21. května 2018**



Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.  
děkan



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

V Plzni dne 19. září 2017

## **Prohlášení o autorství**

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

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

V Plzni dne: .....

.....  
podpis autora

## **Poděkování**

Ráda bych poděkovala Doc. Ing. Jaroslavu Krátkému, Ph.D. a Ing. Martinu Kratochvílovi za cenné rady, věcné připomínky a vstřícnost při konzultacích a vypracování bakalářské práce.

# ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

<b>AUTOR</b>	Příjmení Hofrichterová	Jméno Petra		
<b>STUDIJNÍ OBOR</b>	B2301 „Stavba výrobních strojů a zařízení“			
<b>VEDOUCÍ PRÁCE</b>	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Krátký, Ph.D.	Jméno Jaroslav		
<b>PRACOVIŠTĚ</b>	ZČU - FST - KKS			
<b>DRUH PRÁCE</b>	<b>DIPLOMOVÁ</b>	<b>BAKALÁŘSKÁ</b>	Nehodící se škrtněte	
<b>NÁZEV PRÁCE</b>	Koaxiální převodovka			

<b>FAKULTA</b>	strojní	<b>KATEDRA</b>	KKS	<b>ROK ODEVZD.</b>	2018
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

## POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

<b>CELKEM</b>	116	<b>TEXTOVÁ ČÁST</b>	110	<b>GRAFICKÁ ČÁST</b>	6
---------------	-----	---------------------	-----	----------------------	---

<p style="text-align: center;"><b>STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</b></p> <p><b>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</b></p>	<p>Bakalářská práce obsahuje rešerši převodových mechanismů a konstrukční návrh koaxiální převodovky pro pohon dopravníku v cukrovaru. Dále práce obsahuje také návrh ozubených soukolí, hřídelí, spojů a uložení, který byl řešen pomocí softwaru KISSsoft.</p>
<p style="text-align: center;"><b>KLÍČOVÁ SLOVA</b></p> <p style="text-align: center;"><b>ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</b></p>	<p style="text-align: center;">Koaxiální převodovka, čelní soukolí, převod, točivý moment, otáčky, převodové mechanismy</p>

## SUMMARY OF BACHELOR SHEET

<b>AUTHOR</b>	Surname Hofrichterová	Name Petra	
<b>FIELD OF STUDY</b>	B2301 “Design of Manufacturing Machines and Equipment“		
<b>SUPERVISOR</b>	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Krátký, Ph.D.	Name Jaroslav	
<b>INSTITUTION</b>	ZČU - FST – KKS		
<b>TYPE OF WORK</b>	<b>DIPLÓMA</b>	<b>BACHELOR</b>	Delete when not applicable
<b>TITLE OF THE WORK</b>	Coaxial gearbox		

<b>FACULTY</b>	Mechanical Engineering	<b>DEPARTMENT</b>	Machine Design	<b>SUBMITTED IN</b>	2018
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

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

<b>TOTALLY</b>	116	<b>TEXT PART</b>	110	<b>GRAPHICAL PART</b>	6
----------------	-----	------------------	-----	-----------------------	---

<b>BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS</b>	This bachelor thesis includes recherche of gear mechanisms and design of coaxial gearbox for conveyer drive in suger factory. Thesis also includes the design gears, shafts, connections and bearings, which was solved by KISSsoft software.
<b>KEY WORDS</b>	Coaxial gearbox, spur gear, transmission, torque, rpm, gear mechanisms

## Obsah

1	Úvod .....	10
2	Převodovka .....	11
2.1	Popis .....	11
2.2	Rozdělení podle typu výstupního pohybu .....	13
2.2.1	Převodovky s výstupním rotačním členem .....	13
2.2.2	Převodovky s výstupním posuvným členem.....	13
2.3	Základní rozdělení podle převodového poměru .....	13
2.3.1	Převodovky s konstantním převodovým poměrem.....	13
2.3.2	Převodovky s nekonstantním převodovým poměrem.....	15
2.4	Základní parametry .....	15
2.4.1	Převodový poměr .....	15
2.4.2	Účinnost .....	15
2.4.3	Další parametry .....	16
2.5	Stavební prvky .....	16
2.5.1	Převodové prvky .....	16
2.5.2	Přenosové prvky.....	21
2.5.3	Součásti pro uložení přenosových prvků .....	21
2.5.4	Spojovací prvky .....	22
2.5.5	Spojky .....	22
2.5.6	Rám převodovky .....	25
2.6	Přídavné funkce .....	25
2.6.1	Těsnění.....	25
2.6.2	Mazání.....	26
2.6.3	Chlazení .....	28
3	Ozubená kola .....	29
3.1	Čelní ozubená kola .....	29
3.2	Tvary těles .....	29
3.3	Základní pojmy a principy.....	30
3.4	Zubové profily čelních ozubených kol .....	31
3.4.1	Cykloidní ozubení.....	31
3.4.2	Kruhový oblouk .....	31
3.4.3	Evolventní ozubení .....	32
3.5	Geometrické parametry .....	33
3.5.1	Úhel sklonu zubu $\beta$ .....	34
3.5.2	Úhel záběru $\alpha_t$ .....	34
3.5.3	Modul $m_t$ .....	34
3.5.4	Roztečná kružnice $d$ .....	35
3.5.5	Rozteč $p_t$ .....	35
3.5.6	Základní kružnice $d_b$ .....	35
3.5.7	Hlavová kružnice $d_a$ .....	35
3.5.8	Patní kružnice $d_f$ .....	36
3.5.9	Výška zubu $h$ .....	36

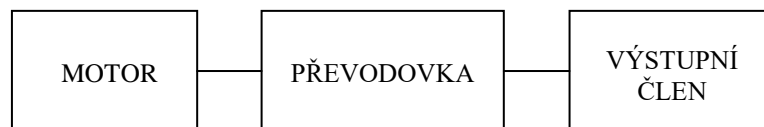


3.5.10	Teoretická osová vzdálenost $a$ .....	36
3.5.11	Valivá osová vzdálenost $a_w$ .....	36
3.5.12	Valivá kružnice $d_w$ .....	36
3.5.13	Tloušťka zubu $s_t$ .....	37
3.5.14	Šířka zubové mezery $e_t$ .....	37
3.5.15	Součinitel záběru $\varepsilon$ .....	37
3.6	Normalizované ozubení .....	38
3.7	Korekce .....	38
3.7.1	Minimální korekce .....	40
3.7.2	Maximální korekce .....	41
3.7.3	Korekce osově vzdálenosti .....	41
3.7.4	Korekce pro zlepšení záběrových podmínek .....	41
4	Návrh čelního soukolí .....	42
4.1	Síly v ozubení .....	42
4.2	Namáhání zubu .....	42
4.3	Zatížení hřídele .....	42
4.4	Výpočet reakcí v ložiskách .....	43
4.5	Návrh ložisek .....	44
5	Vlastní konstrukční návrh .....	45
5.2	Zadané parametry .....	45
5.3	Elektromotor .....	45
5.4	Návrh modulu .....	46
5.4.1	Zvolení převodové řady .....	46
5.4.2	Výpočet modulu podle Bacha .....	46
5.5	Kinematický návrh .....	46
5.6	Konstrukční návrh .....	48
5.6.1	Navržení ozubených kol .....	48
5.6.2	Navržení hřídelí .....	50
5.6.3	Kontrola minimálních průměrů navržených hřídelí .....	55
5.6.4	Kontrola pera .....	56
5.6.5	Kontrola drážkování .....	57
5.6.6	Volba uložení .....	58
6	Závěr .....	59
7	Seznam použité literatury .....	60
8	Seznam obrázků .....	62
9	Seznam tabulek .....	64
10	Seznam příloh .....	65
10.1	Vázané .....	65
10.2	Volně vložené .....	65

## 1 Úvod

První část této práce se zabývá rešerší z oblasti převodových mechanismů, jejich rozdělením, základními parametry, stavebními prvky a přídatnými funkcemi, geometrií čelních ozubených kol a jejich návrhem. Druhá část práce je věnována konstrukčnímu návrhu koaxiální převodovky.

Převodovky jsou mechanismy, které slouží ke změně úhlové rychlosti a k přenosu točivého momentu z hnacího členu na člen hnaný. Jsou zabudovávány do větších konstrukčních celků, proto jsou často kupovány jako komponenty od specializovaného závodu. Tím odpadá jejich výroba a většinou i montáž. Často jsou také dodávány jako součást motoru.

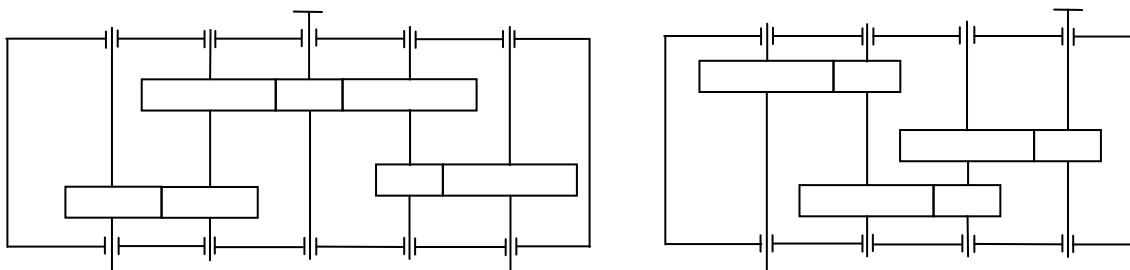


Obr. 1 - Schéma pohonného systému

## 2 Převodovka

### 2.1 Popis

Převodovky jsou složeny z jednoduchých převodových mechanismů jejich sériovým nebo paralelním řazením (obr. 2). Pokud je vstupní a výstupní člen souosý, jedná se o převodovku koaxiální.

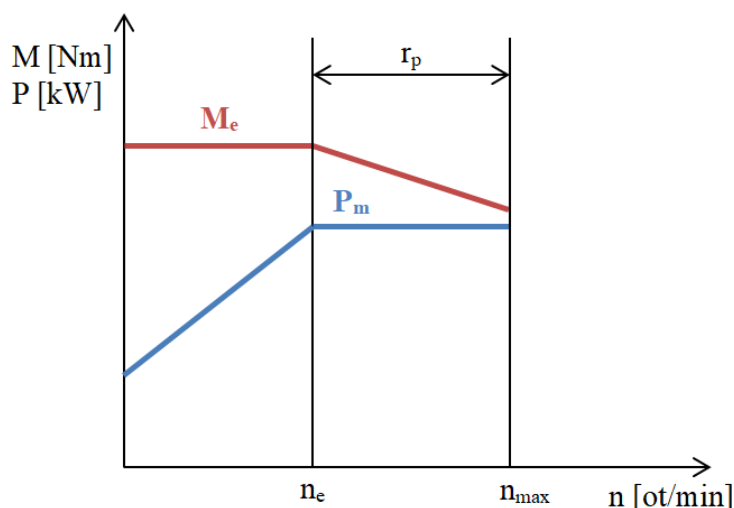


Obr. 2 – Paralelní řazení (vlevo), sériové řazení (vpravo) [1]

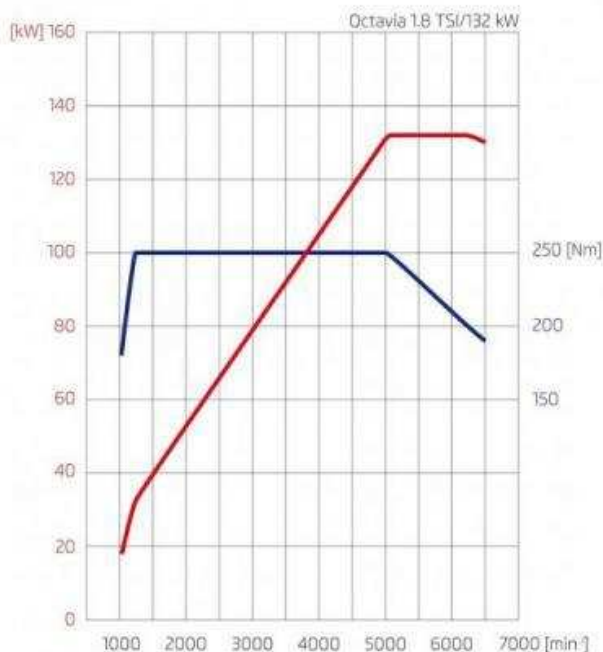
Převodovkami jsou tedy označovány složené převodové mechanismy. Lze je najít všude tam, kde je potřeba změny úhlové rychlosti a točivého momentu z hnacího členu na člen hnaný. Tedy například u osobních a nákladních automobilů, kolejových vozidel, lodí, stavebních strojů a důlních zařízení, výrobních a obráběcích strojů nebo například u dopravníků.

Hnací člen je členem vstupním a hnaný člen je výstupním členem. Jako hnací člen je nejčastěji používán asynchronní nebo synchronní elektromotor, hydromotor, spalovací motor nebo také ruční klika.

Každý motor je dán jmenovitými otáčkami motoru  $n_e$ , maximálními otáčkami motoru  $n_{max}$  a točivým momentem  $M_m$ . Pokud se jedná o motor regulovatelný je dán také regulačním rozsahem  $r_p$ , který je podílem maximálních a jmenovitých otáček motoru  $r_p = \frac{n_{max}}{n_e}$ .



Obr. 3 – Charakteristika regulačního synchronního motoru



Obr. 4 – Průběhu výkonu (červeně) a točivého momentu (modře) na otáčkách motoru 1,8 TSI, Škoda Octavia III [2]

Výstupní člen má různé funkce, podle použitého převodu může vykonávat pohyb rotační nebo pohyb posuvný. U posuvného výstupního pohybu (obr. 6 a 7) se otáčky motoru [ot/min] mění na posuvovou rychlost výstupního členu [m/min]. Typickým příkladem posuvného výstupního pohybu je posuv stolu obráběcího stroje. V případě rotačního výstupního pohybu (obr. 5) jsou výstupem otáčky hřídele [ot/min]. Výstupním rotačním pohybem je např. rotační pohyb důlního rypadla nebo rotace turbíny.

Pokud je rychlost výstupního členu převodovky menší nežli vstupní a tedy dochází ke zvýšení točivého momentu, pak převodovku nazýváme reduktorem. V opačném případě, tedy pokud je rychlost výstupního členu větší a točivý moment menší než na vstupním členu, nazýváme převodovku multiplikátorem.

U převodovek s velkým převodovým poměrem je často sériově nebo paralelně řazeno více spoluzabírajících kol o menších převodových poměrech tak, aby celkový převodový poměr odpovídal požadovanému. Dojde tak k výraznému snížení celkových rozměrů převodovky a často i úspory hmotnosti.

Déle budou používány pojmy jako pastorek a ozubené soukolí. Pastorkem rozumíme ozubené kolo o malém počtu zubů, jedná se o pojem používaný ve spojení se všemi ozubenými převody. Ozubeným soukolím je nazýván právě jeden pár spoluzabírajících ozubených kol.

## 2.2 Rozdělení podle typu výstupního pohybu

### 2.2.1 Převodovky s výstupním rotačním členem

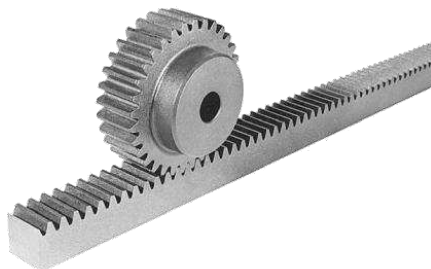
Rotační členy tvoří většina kinematických dvojic ozubených soukolí. Například se jedná o čelní soukolí, kuželová soukolí, šnekové soukolí nebo o šroubová soukolí.



Obr. 5 – Kuželové soukolí s přímými zuby [3]

### 2.2.2 Převodovky s výstupním posuvným členem

Mezi tyto posuvné členy patří kinematické dvojice pastorek-hřeben, šnek-šnekový hřeben nebo šroub-pohybová matice.



Obr. 6 – Kinematická dvojice pastorek-hřeben [4]



Obr. 7 – Kuličkový pohybový šroub-matice [5]

## 2.3 Základní rozdělení podle převodového poměru

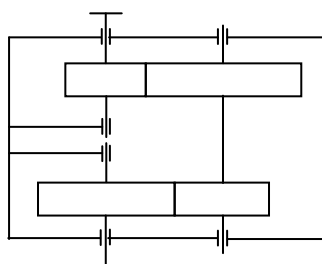
### 2.3.1 Převodovky s konstantním převodovým poměrem

U těchto převodovek je převodový poměr pro jednu kinematickou cestu neměnný. Otáčky výstupního hřídele jsou přímo závislé na otáčkách motoru, změny otáček výstupního hřídele lze tedy dosáhnout pouze regulací otáček motoru. Mezi tyto převodovky řadíme například klasickou čelní jednostupňovou převodovku, klasickou šnekovou převodovku, klasickou kuželočelní převodovku, planetovou převodovku, harmonickou převodovku ale i převodovky s periodicky proměnlivým převodovým poměrem (převodovka s vačkovým nebo klikovým mechanismem).

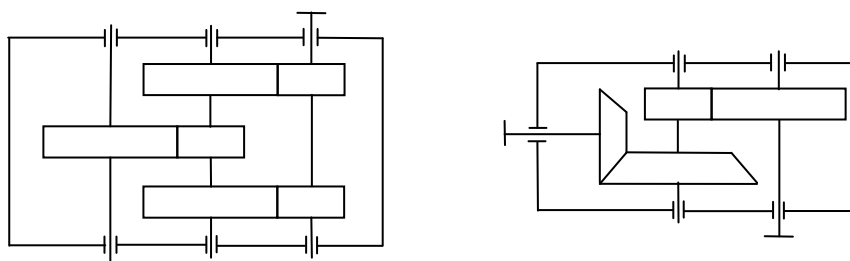
Dále převodovky s konstantním převodovým poměrem dělíme na:

**a) Se stálou polohou os a konvenčními převodovými mechanismy.**

Hřídele ozubených kol jsou pevně uloženy v rámu. Převodovka tvoří soustavu s jedním stupněm volnosti. Řadíme sem například klasickou šnekovou převodovku, čelní dvoustupňovou převodovku nebo klasickou kuželočelní převodovku (obr. 9). Speciálním příkladem převodovky spadající do této kategorie je převodovka koaxiální (obr. 8). Koaxiální převodovce se bude více věnováno v konstrukční části práce.



Obr. 8 – Koaxiální převodovka [1]



Obr. 9 – Čelní dvoustupňová převodovka (vlevo), klasická kuželočelní převodovka (vpravo) [1]

**b) S proměnnou polohou os a s konvenčními převodovými mechanismy**

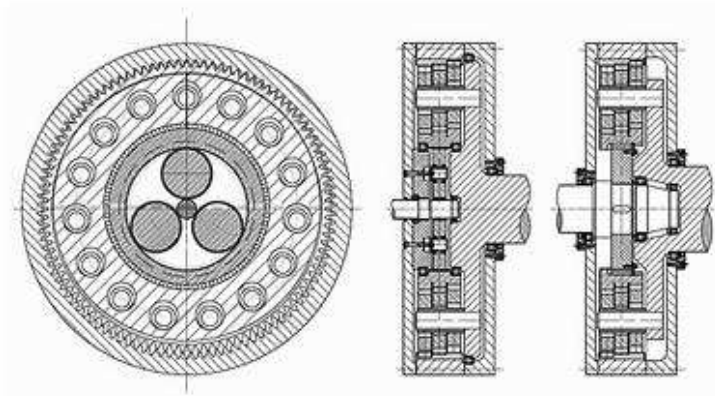
U převodovek s proměnnou polohou os je uvolněn jeden z členů soustavy a ta tím nabývá dvou stupňů volnosti. Tyto převodovky jsou označovány jako planetové. Nejčastěji se skládají z centrálního kola, korunového nebo talířového kola, satelitů a unášeče. Ozubená kola mohou být čelní válcová s vnějším i vnitřním ozubením nebo například kola kuželová.



Obr. 10 – Planetová převodovka [6]

### c) S proměnnou polohou os a nekonvenčními převodovými mechanismy

Tyto převodovky jsou speciální konstrukcí převodovky planetové. Pověstinou mají excentrický převod a vysoký převodový poměr. Patří sem například excentrická planetová převodovka, cykloidální převodovka nebo harmonická převodovka.



Obr. 11 – Excentrická planetová převodovka [7]

#### 2.3.2 Převodovky s nekonstantním převodovým poměrem

Převodovky s nekonstantním převodovým poměrem nazýváme variátory. Jsou to mechanismy využívající řemenové, řetězové nebo třecí převody pro plynulou regulaci otáček. Regulace i změna smyslu otáček je možná při pohybu mechanismu.

### 2.4 Základní parametry

Základními parametry každého převodového mechanismu je převodový poměr a účinnost.

#### 2.4.1 Převodový poměr

Převodový poměr charakterizuje velikost převodu. Jedná se o poměr rychlostí hnacího a hnaného členu. Lze ho také určit z poměru otáček hnacího členu  $n_1$  a otáček hnaného členu  $n_2$  nebo z poměru počtu zubů hnaného členu  $z_2$  a počtu zubů hnacího členu  $z_1$  nebo z poměru roztečných kružnic ozubených kol  $D_2$  a  $D_1$ .

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{D_2}{D_1}$$

#### 2.4.2 Účinnost

Účinnost je dána poměrem výkonu a příkonu. Určuje velikost tzv. ztrátového výkonu, tedy výkonu ztraceného v převodovém ústrojí vlivem tření nebo u řemenových převodů vlivem prokluzu. Proto je účinnost vždy menší než jedna.

$$0 < \eta < 1$$
$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{M_{t2} \times \omega_2}{M_{t1} \times \omega_1}$$

### 2.4.3 Další parametry

Další parametry převodových mechanismů lze rozdělit podle jejich významu na funkční, rozměrové a provozní.

#### a) Funkční parametry

Funkčnímu parametry jsou parametry přímo ovlivňující funkci převodovky, hrají tedy významnou roli při výběru konkrétní převodovky. Mezi tyto parametry patří vstupní výkon [kW] (tj. příkon), otáčky [ot/min] nebo posuvová rychlost [m/min] na výstupu, celkový převodový poměr, celková účinnost a životnost [hod].

U složených převodových mechanismů, které jsou sériově řazeny, je celkový převodový poměr roven součinu převodů jednotlivých jednoduchých převodových mechanismů.

$$i_c = i_{12} \times i_{23} \times \dots \times i_n$$

Celková účinnost u složených sériově řazených převodových mechanismů je dána podobně jako celkový převodový poměr součinem účinností jednotlivých mechanismů.

$$\eta_c = \eta_{12} \times \eta_{23} \times \dots \times \eta_n$$

#### b) Rozměrové parametry

Mezi rozměrové parametry patří přípeňovací rozměry na základ a poloha vstupní a výstupní osy převodového mechanismu. K těmto parametrům je přihlíženo vzhledem k montáži převodovek do větších konstrukčních celků.

#### c) Provozní parametry

Provozní parametry pak představuje provozní teplota převodovky, na jejímž základě je voleno pracovní prostředí nebo např. mazání převodového mechanismu. Dalším provozním parametrem je počet rozběhů za časovou jednotku nejčastěji za hodinu.

## 2.5 Stavební prvky

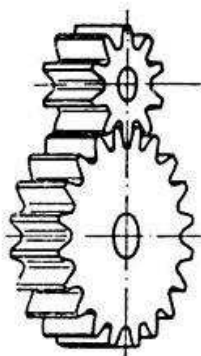
### 2.5.1 Převodové prvky

Převodové prvky tvoří kinematické a silové vazby mezi vstupním a výstupním členem. Mezi tyto prvky patří soukolí valivá (čelní soukolí a kuželová soukolí), u nichž je dotyk zubů spoluzabírajících kol vždy čárový. Nebo soukolí šroubová (šroubová soukolí, šneková soukolí) s bodovým dotykem zubů spoluzabírajících kol. Ozubené převody lze také rozdělit podle vzájemné polohy os na rovnoběžné, různoběžné a mimoběžné.

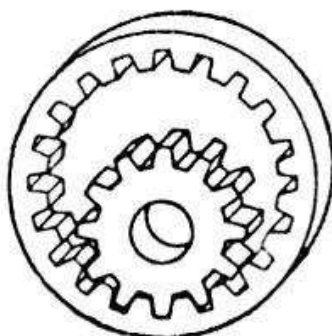
#### a) Čelní převody

Jedná se o soukolí valivé s rovnoběžnými osami na principu záběru s přímým dotykem. Zuby ozubených kol se po sobě odvalují, ale vzniká zde však i mírný prokluz. Čelní převody se vyznačují vysokou účinností (pohybuje se okolo 98%), a proto patří mezi nejčastěji používané převody. Tyto převody mohou mít ozubení vytvořené u obou kol na vnější straně, pak toto soukolí nazýváme vnější (obr. 12). Nebo pokud je jedno z ozubení vytvořeno na straně vnitřní (obr. 13), jedná se o soukolí vnitřní. Tyto soukolí mají oproti soukolím vnějším menší celkový rozměr soukolí, jsou méně hlučné, dochází zde k menšímu opotřebení, mají vysokou dotykovou únosnost a příznivější kluzné vlastnosti. Jedinou nevýhodou je jejich obtížná výroba.



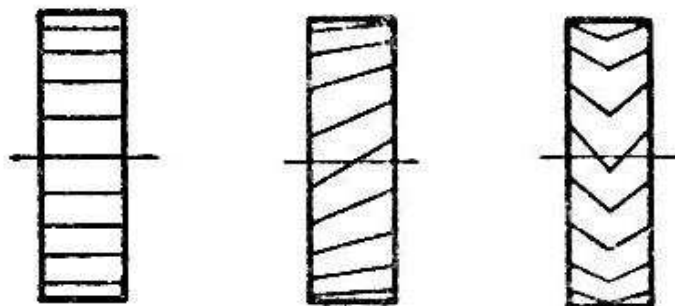


Obr. 12 – Čelní kolo s vnějším ozubením s přímými zuby [8]



Obr. 13 – Čelní kolo s vnitřním ozubením s přímými zuby [8]

Při působení větších sil v ozubení se často ozubení s přímými zuby nahrazuje ozubením se zuby šikmými (obr. 14). Docílí se tak současného záběru více spoluzabírajících párů zubů a tedy zvýšení životnosti ozubení rozložením síly na více párů zubů a klidnějšího a tiššího chodu. U ozubení s přímými zuby zabírá zpravidla pouze jeden pár zubů, za to u ozubení se šikmými zuby zabírají současně minimálně páry dva. V soukolí se šikmými zuby vzniká axiální síla, kterou je nutné zachytit pomocí ložisek na hřídeli. Speciální variantou ozubení se šikmými zuby je ozubení se zuby dvojitě šikmými s opačným úhlem sklonem zubů vytvořené na dvou ozubených kolech nebo ozubení se šípovými zuby ze dvou symetrických částí na jednom ozubeném kole. V těchto ozubeních se axiální složka síly vyruší. Nevýhodou soukolí s dvojitě šikmými nebo s šípovými zuby je větší šířka, náročnější výroba a nutnost axiálního posuvu jednoho z kol.



Obr. 14 – Čelní kola s vnějším ozubením se zuby: zleva s přímými, šikmými, šípovými [8]

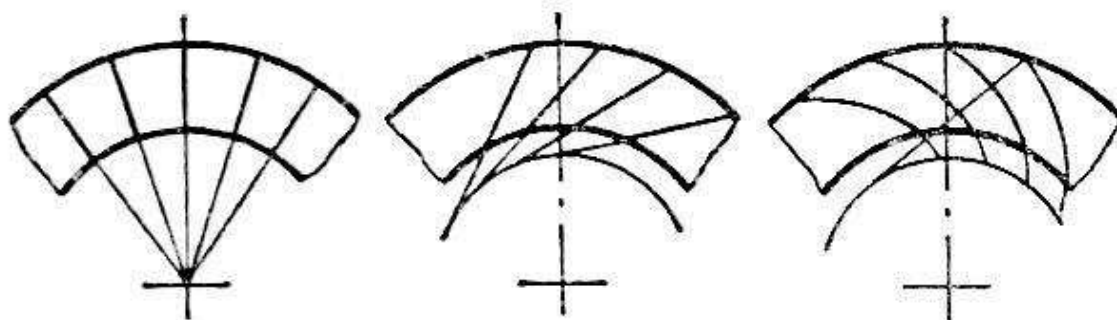
## b) Kuželové převody

Jedná se taktěž o soukolí valivé s částečným prokluzem, osy hřídelí jsou však různoběžné nejčastěji kolmé. Účinnost kuželových soukolí se pohybuje okolo 96%.



Obr. 15 – Kuželové soukolí s přímými zuby [8]

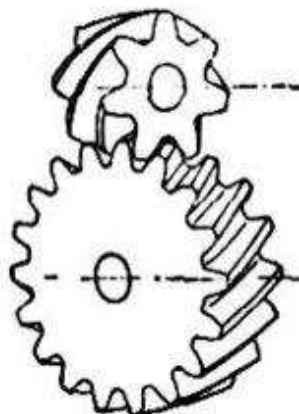
Kuželová soukolí mohou mít ozubení s přímými zuby, ozubení se šikmými zuby nebo ozubení se zakřivenými zuby (obr. 16). Použitím soukolí se šikmými nebo zakřivenými zuby docílíme klidnějšího a méně hlučného chodu a zvýšení počtu spoluzabírajících párů zubů. Soukolí se zuby zakřivenými v porovnání s koly s přímým ozubením zajišťuje také podstatně větší únosnost.



Obr. 16 – Kuželová kola se zuby: (zleva) přímými, šikmými, zakřivenými [8]

## c) Šroubové převody

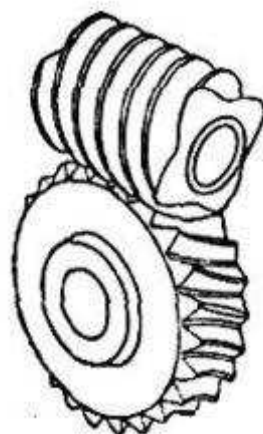
Šroubové převody jsou řazeny mezi soukolí šroubové s hřídeli s mimoběžnými osami. Protože se jedná o soukolí šroubové, boky spoluzabírajících zubů se po sobě navzájem odvalují a současně i posouvají (kloužou). Vzájemnou polohu mimoběžných os lze určit jako délka nejkratší příčky těchto os a pomocí úhlu, který osy svírají. Základním soukolím šroubových převodů je soukolí hyperboloidní, to je však pouze teoretické a z technologických důvodů se nepoužívá. V praxi se využívá pouze šroubové válcové soukolí a šroubové kuželové soukolí. Soukolí šroubové válcové se od čelního válcového soukolí pouze sklonem zubu. U materiálu kol šroubových soukolí jsou požadovány kromě dobré pevnosti a tvrdosti také dobré vzájemné třecí vlastnosti a dobrá zabíravost, je tomu tak kvůli relativnímu pohybu šroubových soukolí tedy kvůli kombinaci skluzu a valení. Šroubové převody jsou používány při požadavku malých rozměrů soukolí a nízké hlučnosti. Zároveň však lze tyto převody použít pouze pro malé osové vzdálenosti a tam, kde je třeba pouze malé účinnosti soukolí. Malá účinnost je důsledkem velkých třecích ztrát. Toto soukolí také neumožňuje tlumení rázů a dynamického zatížení a je zde nezbytné intenzivní mazání a chlazení, protože zde vzniká výrazné oteplení vlivem tření.



Obr. 17 – Šroubové válcové soukolí [8]

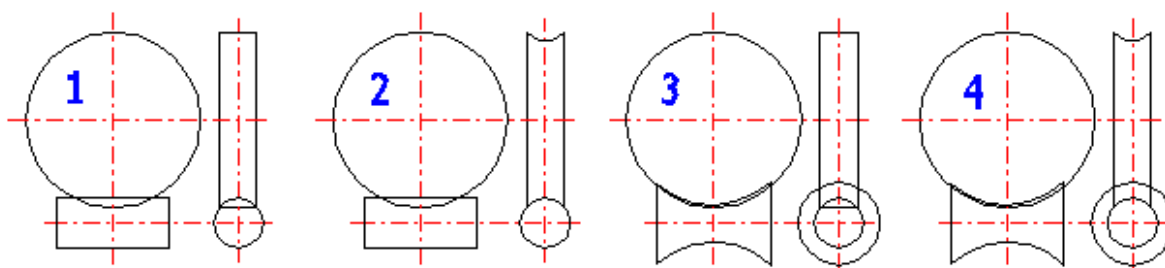
#### d) Šnekové převody

Speciálním případem šroubového válcového soukolí je soukolí šnekové s pravým úhlem os mimoběžek. Šneková soukolí jsou rozšířenější než soukolí šroubová, používá se například pro převodové mechanismy výtahů, gumárenských lisů nebo stavebních strojů. Obecně platí, že je soukolí složeno ze šneku a šnekového kola. Šnek je zde člen hnací, který vznikne snížením počtu zubů pastorku šroubového válcového soukolí.



Obr. 18 – Šnekové soukolí [8]

Šneková soukolí dělíme na soukolí válcový šnek – válcové šnekové kolo, válcový šnek – globoidní šnekové kolo, globoidní šnek – válcové šnekové kolo, globoidní šnek – globoidní šnekové kolo. Nejpoužívanější je soukolí válcový šnek – globoidní šnekové kolo, na druhou stranu soukolí globoidní šnek – válcové šnekové kolo se vzhledem k jeho vysokým výrobním nákladům nepoužívá. Soukolí válcový šnek – válcové šnekové kolo je používáno pouze pro nesilové převody, výhodou jsou však jeho malé výrobní náklady. A poslední soukolí globoidní šnek – globoidní šnekové kolo se vyznačuje největší únosností, ale jeho výrobní náklady jsou vysoké.

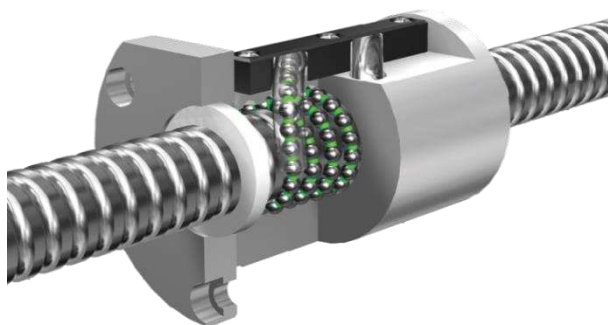


Obr. 19 – Válcový šnek – válcové šnekové kolo (1),  
válcový šnek – globoidní šnekové kolo (2), globoidní šnek – válcové šnekové kolo (3),  
globoidní šnek – globoidní šnekové kolo (4) [9]

I při vysokých otáčkách je šnekový převod nejtichší ze všech ozubených převodů. Má dobré tlumicí vlastnosti, malou hmotnost a rozměry soukolí. Tyto převody dokáží přenášet velké výkony a lze u nich dosáhnout velkých převodových poměrů. Jejich podstatnou nevýhodou je oproti valivým převodům nízká účinnost. Díky velkým ztrátám třením dochází k zahřívání ozubených kol, a proto je nutné mazání a chlazení soukolí. Další nevýhodou je drahá výroba kol a náročnost uložení.

#### e) Pohybový šroub – pohybová matice

Jedná se o souosý převodový mechanismus umožňující změnu rotačního pohybu na posuvný nebo opačně. Mezi závity šroubu a matice může být buď plošný dotyk, kdy dochází při pohybu ke kluznému tření. Nebo je vzájemný pohyb realizován pomocí valivých elementů vložených mezi šroub a matici (obr. 20), při pohybu je mezi boky závitu šroubu a matice tření valivé. Tento převod je založen na předpokladu, že je jeden ze členů součástí nepohyblivé části rámu a druhý je součástí pohyblivé části. Jedním z funkčních způsobů tohoto mechanismu je posuv suportu soustruhu, kde se pomocí elektromotoru otáčí šroub pevně uložený v rámu a matice uložená v suportu se posouvá. Dalším způsobem je otočení matice pevně uložené v rámu a posuv šroubu. Třetím možným způsobem je posuv i otáčení šroubu pomocí elektromotoru, matice je pevně uložena v rámu a nevykonává ani posuvný ani rotační pohyb. Posledním způsobem je pevně uložený šroub, který nevykonává žádný pohyb a matice, která vykonává jak rotační tak i posuvný pohyb.



Obr. 20 – Kuličkový šroub – matice [10]

Převod pomocí pohybového šroubu a pohybové matice má dobrou životnost a spolehlivost, je tichý a není náročný na údržbu. U těchto převodů lze zároveň dosáhnout vysokých axiálních sil, proto jsou kladeny zvýšené nároky na axiální uložení. Účinnost kuličkových šroubů se pohybuje mezi 70 až 90 %, u šroubů s plošným dotykem je pak účinnost nižší.

## 2.5.2 Přenosové prvky

Jako přenosové prvky převodovek slouží hřídele. Jsou to rotační součásti, které musí umožňovat přenos zatížení tak, aby nedošlo k překročení dovoleného namáhání. Zároveň musí splňovat dostatečnou ohybovou tuhost, jelikož zachycují síly v ozubení ale i tíhu ozubených kol. Dimenzování hřídele se provádí na základě výpočtu namáhání, průhybu, únavové pevnosti v místě vrubu, nebo také na základě výpočtu vlastních frekvencí. Jednotlivé hřídele převodovky musí splňovat dostatečnou ohybovou tuhost a rovnoběžnost hřídelí. Při návrhu je usilováno o minimální počet vrubů, kde by mohlo docházet ke koncentraci napětí.

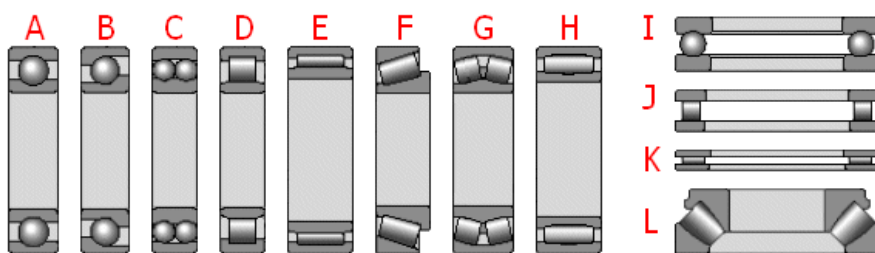


Obr. 21 – Model hřídele ozubeného kola

## 2.5.3 Součásti pro uložení přenosových prvků

Uložení hřídele a zachycení radiálních a axiálních sil se provádí pomocí valivých ložisek (obr. 22) nebo ložisek s plošným dotykem. Ložiska valivá se oproti ložiskům s plošným dotykem vyznačují menším součinitelem tření a tedy i menším oteplením, menší spotřebou maziva, lepší tuhostí a možností vymezení vůle. Lze je použít i při větším počtu otáček a zjednodušují údržbu jejich snazší demontovatelností. Ložiska jsou volena podle jejich dynamické únosnosti, požadované životnosti, maximálních otáček, druhu zatěžovacích sil, rozměrů a ceny. Podle druhu zatěžovacích sil lze ložiska rozdělit na čistě radiální, čistě axiální nebo radiálně axiální.

Valivá ložiska lze dále rozdělit na ložiska s bodovým a čárovým stykem. Mezi ložiska s bodovým stykem patří ložiska kuličková, ta mohou být jednořadá, dvouřadá, s kosoúhlým stykem nebo naklápěcí. Mezi ložiska s čárovým stykem patří ložiska válečková, soudečková, kuželíková a jehlová. Válečková a jehlová ložiska umožňují přenos pouze čistě radiálního nebo axiálního zatížení, zatímco ložiska kuželíková mohou přenášet současně radiální i axiální zatížení a soudečková ložiska mohou vyrovnávat drobnou nesouosost hřídelů vůči rámu. Válečková ložiska se také vyznačují největší únosností, ložiska jehlová jsou jejich speciálním případem. Jehlová ložiska jsou používána pouze tam, kde nelze kvůli nedostatku místa použít ložiska válečková.

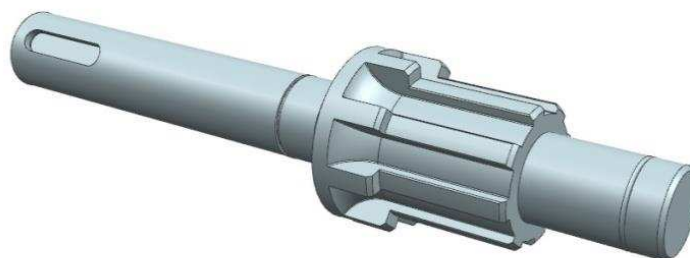


Obr. 22 – Valivá ložiska: A- kuličkové radiální, B- kuličkové s kosoúhlým stykem, C- kuličkové naklápěcí, D- válečkové, E- jehlové, F- kuželíkové, G- soudečkové, H- toroidní, I- kuličkové axiální, J- válečkové axiální, K- jehlové axiální, L- soudečkové axiální [11]

Ložiska s plošným dotykem lze rozdělit na ložiska hydrostatická a hydrodynamická. U hydrostatických ložisek je vytvořen tlak v mazací vrstvě pomocí vnějšího zdroje tlaku. Používají se například u pracovních vřeten obráběcích strojů. U ložisek hydrodynamických se mazací vrstva vytvoří v důsledku rotace hřídele.

#### 2.5.4 Spojovací prvky

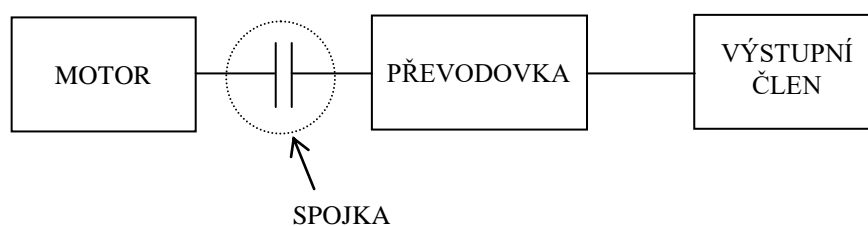
Spojovací prvky zajišťují přenos zatížení mezi vstupním nebo výstupním členem a hřídelí převodovky nebo pro přenos zatížení z hřídele na ozubená kola. Využívá se zde jednoduchých elementů (příčné kolíky, podélné kolíky, pera, drážkování) nebo spojů využívajících tření (nalisování, rozpěrné kroužky). Příčné kolíky, nalisování a rozpěrné kroužky jsou schopny zachytit i axiální síly. Déle se pro zachycení axiálních sil využívají opěrné kroužky, spojovací šrouby, příložky nebo hřídelové matice. Pomocí matice lze také například nastavovat vůli v kuželíkovém ložisku. Spojovací prvky jsou kontrolovány na smykové namáhání nebo otláčení.



Obr. 23 – Spojení pomocí těsného pera a drážkování

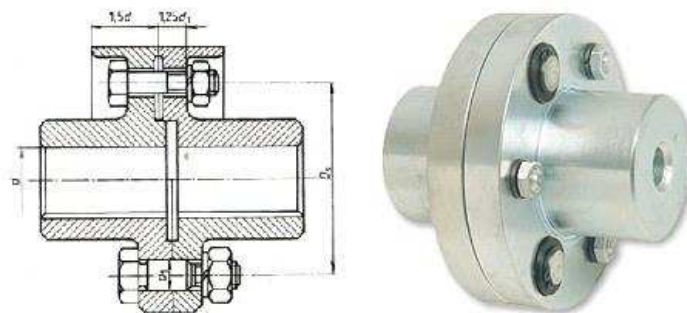
#### 2.5.5 Spojky

Spojka je umístěna mezi hnací člen mechanismu (motor) a převodovku (obr. 24). Spojky slouží pro přenos nebo omezení točivého momentu, tlumení torzních kmitů nebo pro vyrovnání odchylek vzájemné polohy hřídelí. Mohou také spojovat hřídele ozubených kol. Lze je rozdělit na mechanické, hydraulické, elektrické nebo magnetické.



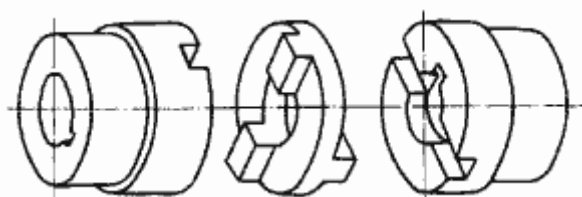
Obr. 24 – Schéma pohonného systému se spojkou

Pro trvalé spojení dvou hřídelů se využívá spojek pevných, vyrovnávacích nebo pružných. U spojek pevných může při provozu u nesouosých částí dojít i k poškození spojky. Zástupci pevných spojek je spojka přírubová, kotoučová (obr. 25) nebo spojka s čelním ozubením.



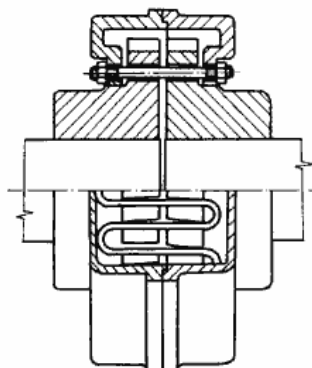
Obr. 25 – Pevná kotoučová spojka [12]

Spojky vyrovnávací umožňují mírné radiální a axiální odchylky hřídelí. Patří sem například spojka vyrovnávací kolíková, vyrovnávací ozubcová, Oldhamova spojka (obr. 26) nebo spojka vyrovnávací zubová.



Obr. 26 - Oldhamova spojka [13]

Pružné spojky jsou schopny vyrovnávat odchylky vzájemné polohy hřídelí a zároveň umožňují tlumení rázů. Mezi tyto spojky patří například pružná spojka kotoučová, pružná spojka s vloženými pružnými tělesy, pružné spojky obručové a talířové nebo pružné spojky s kovovými pružinami (obr. 27).



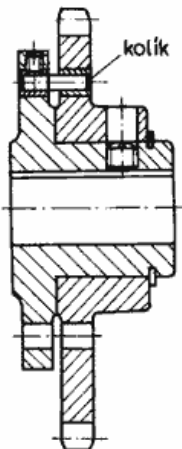
Obr. 27 – Pružná spojka s hadovitými pružinami [13]

Při nutnosti vypínání a zapínání spoje se využívají spojky mechanicky ovládané. Patří sem spojky výsuvné zubové a spojky výsuvné třecí. Spojky výsuvné zubové jsou charakteristické přenosem velmi vysokých momentů a malými rozměry. Zapínání a vypínání spojky je však umožněno pouze za klidu. Patří sem spojky výsuvné čelní zubové a výsuvné válcové zubové. Spojky výsuvné třecí lze zapínat a vypínat při zatížení a to i při vysokých točivých momentech. Mezi výsuvné třecí spojky patří spojky čelní kotoučové třecí spojky, kuželové kotoučové třecí spojky a spojky výsuvné třecí lamelové.

Další významnou skupinou spojek jsou spojky pojistné, které jsou řazeny mezi spojky automatické. Principem pojistných spojek je přerušování točivého momentu při jejich přetížení. To je zajištěno pomocí rozrušitelných prvků, prvků vysmekovacích nebo prokluzem spojky. Nejjednoduššími a nejlevnějšími pojistnými spojkami jsou spojky s rozrušitelnými prvky (obr. 28). Tedy střížnými kolíky, čepy nebo nýty, které jsou umístěny v kalených pouzdech.

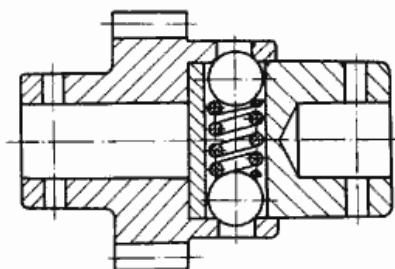


Při překročení stanoveného točivého momentu dojde k přestřižení prvku a tím přerušení točivého momentu. Tyto spojky lze použít i pro velké točivé momenty, jejich nevýhodou je však nutná výměna střížného elementu po každém jeho přestřižení.



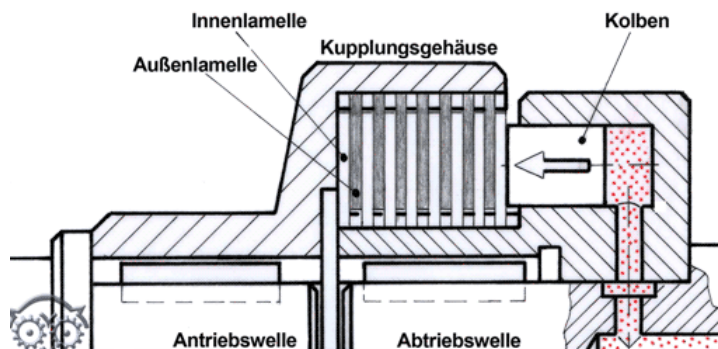
Obr. 28 – Pojistná spojka se střížným kolíkem [13]

Spojky pojistné vysmekovací obsahují kluzné nebo valivé obvodové prvky, které jsou pomocí pružin tlačeny do vybrání. Při překročení stanoveného točivého momentu jsou elementy z vybrání vysmeknuty a dojde k prokluzu spojky. Při poklesu točivého momentu se prvky umístěny do dalšího vybrání v obvodu spojky a dochází k opětovnému sepnutí. Tyto spojky jsou při vysmeknutí prvků velmi hlučné a jsou výrobně složité a drahé. Patří sem například spojky vysmekovací zubové pojistné a spojky vysmekovací kuličkové pojistné (obr. 29).



Obr. 29 – Pojistná kuličková vysmekovací spojka [13]

Poslední kategorií pojistných spojek jsou spojky třecí prokluzovací. Ty jsou předepjaty pomocí pružiny a při překročení stanoveného točivého momentu dojde k jejich prokluzu. Jejich opětovné spojení se realizuje pouze za klidu. Při prokluzu spojky vzniká vlivem tření výrazné oteplení, které může mít za následek i poškození spojky. Nevýhodou těchto spojek jsou také vysoké výrobní náklady.



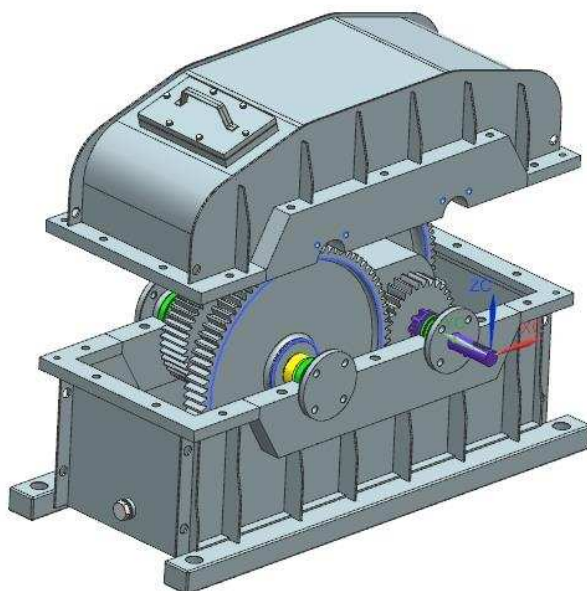
Obr. 30 – Lamelová třecí pojistná spojka [14]



## 2.5.6 Rám převodovky

Rámem převodovky je nazývána převodová skříň. Jsou zde uloženy vnější kroužky ložisek. Určuje tedy stálou polohu vstupní a výstupní osy hřídelí a zajišťuje připevnění převodovky k základu. Rám je sestaven z odlitků nebo svařen. Dále je vyztužen žebry, aby nedošlo k jeho deformaci v místech přenosu zatížení, tj. pod ložisky. Skříňe jsou navrženy tak, aby umožňovaly snadnou montáž, opravu nebo výměnu částí převodovky. Proto jsou navrhovány buď skříňe dělené (obr. 31), které jsou sestaveny z horní a dolní části skříňe a jsou následně zajištěny pomocí šroubů. Nebo jsou navrhovány skříňe s otvory umožňující montáž. Převodovka nemusí být nezbytně uložena ve vlastním rámu, ale může být uložena v rámu jiného tělesa, jako je tomu např. u obráběcích stojů, kde je převodovka uložena v tělese vřeteníku. Při volbě materiálu a návrhu konstrukce skříňe je přihlíženo k tlumícím vlastnostem, hmotnosti, tuhosti a nákladům na výrobu rámu.

U funkčních ploch a rozměrů převodovky je nutné zaručit jejich přesnost. Je důležité zajištění průměrů a sousostí otvorů pro vnější průměry ložisek, osové vzdálenosti hřídelí a ustanovení polohy os (rovnoběžnost, kolmost nebo úhel os hřídelí) a také rovinnost spojovaných ploch rámu.



Obr. 31 – Převodová skříň dělená

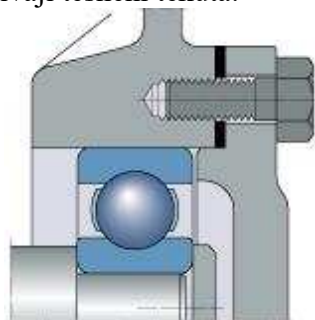
## 2.6 Přídavné funkce

### 2.6.1 Těsnění

Těsnění se je důležitým prvkem každého mechanismu. Zabraňuje totiž průniku nečistot z vnějšího prostředí, úniku maziva z potřebných částí mechanismu nebo například také eliminuje únik oleje z převodové skříňe. Těsnění musí být dostatečně pružné, aby se přizpůsobilo případným nerovnostem povrchu, zároveň musí odolat provozním tlakům a teplotám. A nesmí u něj docházet k nežádoucí chemické reakci vlivem použitého maziva. Proto jsou na těsnění kladeny požadavky na jeho pružnost, pevnost, tepelnou odolnost a chemickou stálost.

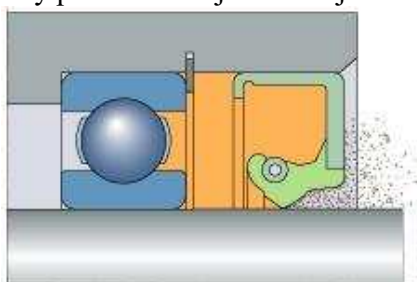
Obecně lze těsnění rozdělit na statická a dynamická, bezkontaktní těsnění a těsnění vlnovcová a membrány. Statická těsnění se používá pro těsnění vzájemně se nepohybujících součástí, tedy například těsnění mezi jednotlivými částmi rámu převodovky a těsnění olejové vany.

Mezi tyto těsnění patří o-kroužky a těsnění plošná (obr. 32). Pro utěsnění skříní převodovek a olejových van se velmi často používají těsnění tekutá.



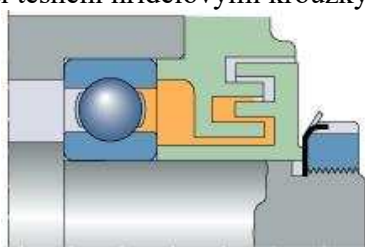
Obr. 32 – Těsnění plošné [15]

Pokud mezi jednotlivými částmi dochází k pohybu posuvnému nebo rotačnímu, jsou používány těsnění dynamická. Mezi tyto těsnění patří pístové těsnící kroužky a hřídelové těsnící kroužky (obr. 33). Hřídelové těsnící kroužky patří mezi nejrozšířenější těsnění.



Obr. 33 – Hřídelový těsnící kroužek [15]

Hlavním představitelem bezkontaktních těsnění je těsnění labyrintové (obr. 34). To se skládá vždy z rotačního a nerotačního dílu. Nerotační díl je připojen pevně k rámu, zatímco rotační část rotuje spolu s hřídelí převodového mechanismu. Mezi těmito díly je úzká spára tvořící labyrint, díly labyrintového těsnění se tedy nedotýkají, a proto je toto těsnění označováno za bezkontaktní. Členitost labyrintu a odstředivé síly vzniklé od rotace zabraňují průniku vnějších nečistot do samotného mechanismu a současně labyrint zabraňuje úniku maziva. U tohoto těsnění nedochází k opotřebení a má lepší schopnost zadržovat vnější nečistoty než těsnění hřídelovými kroužky. Jeho nevýhodou je oproti těsnění hřídelovými kroužky vyšší pořizovací cena.



Obr. 34 – Labyrintové těsnění [15]

Těsnění vlncová a membrány jsou používány pouze u součástí, které vykonávají ohyb pouze v určitém rozsahu. [15]

## 2.6.2 Mazání

Mazání je jednou z nutných podmínek pro provoz převodových mechanismů. Způsob mazání je dán pro každou převodovku. Obecně platí, že pro převodové mechanismy s vyšší obvodovou rychlostí se používá mazivo o nižší viskozitě. Sníží se tak ztrátový výkon způsobený odporem maziva. Maziva mohou obsahovat celou řadu přísad pro jejich dobrou oxidační stabilitu, zlepšení ochrany součástí proti korozi, vztlínivosti nebo únosnosti mazacího filmu. Pro zlepšení vztlínivosti se využívá například přísada latexu. Příklad přísady  $\text{MoS}_2$  či

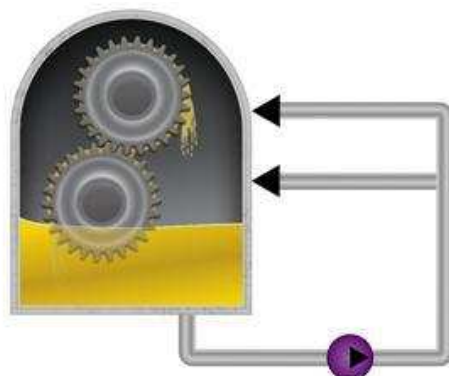
grafitu zlepšuje únosnosti mazacího filmu. Schopnost vytvořit dostatečně únosný mazací film je podmínka zaručující mazací vlastnosti oleje. Tato schopnost je důležitá pro vytvoření souvislé vrstvy mazacího filmu, která zůstává neporušena a tím se snižuje možnost zadření, přispívá k vyšší životnosti zařízení a k lepšímu odvodu tepla.

Do obvodové rychlosti 1 m/s je vhodné mazání plastickým mazivem, protože zde není nutný odvod tepla.



Obr. 35 – Mazání plastickým mazivem [16]

Dalším způsobem mazání pro obvodové rychlosti až 20 m/s je mazání rozstříkací. Jedná se o mazání broděním, kdy dochází vlivem rotace kol k rozstříku maziva. Běžně se tento typ mazání využívá pro čelní a šnekové převody. Výška hladiny maziva musí být vhodně volena, aby nedošlo ke ztrátě výkonu způsobené odporem oleje. Doporučená výška hladiny je taková, aby byly zuby kola o největším průměru ponořeny do oleje. Proto je zde nezbytné kontrolovat hladinu oleje pomocí olejoznaku nebo měrky. Při rozstříkacím mazání již dochází k výraznějšímu odvodu tepla, a proto je toto mazání běžně používáno i pro chlazení ozubeného soukolí.



Obr. 36 – Mazání rozstříkem [17]

Třetím typem mazání pro vysoké obvodové rychlosti je mazání oběhové. Zde je využíván speciální hydraulický obvod. Olej je vháněn pomocí čerpadlo do trysek. Trysky vstříkují mazivo do záběru a následně je ve spodní části převodové skříně odváděno zpět do nádrže. Dříve než se olej dostane do nádrže, projde filtrem pro odstranění mechanických nečistot. Pokud je obvod vybaven chladičem, využívá se olej i pro chlazení. U nejvyšších obvodových rychlostí se pro vstříkování používá směs emulze oleje se vzduchem.

Následující orientační tabulka uvádí přehled použití výše uvedených druhů mazání podle obvodové rychlosti. První typ mazání v tabulce je mazání tukem, druhý představuje mazání rozstříkem, třetí mazání je mazání oběhové.

No.	Lubrication	Range of tangential speed $v$ (m/s)					
		0	5	10	15	20	25
1	Grease lubrication	←→					
2	Splash lubrication		←→				
3	Forced oil circulation lubrication				←→		

Obr. 37 – Druh mazání v závislosti na obvodové rychlosti [18]

### 2.6.3 Chlazení

Chlazení je další nutnou podmínkou pro provoz převodových mechanismů. Chlazením je odváděno teplo vznikající při ztrátách v ložiskách a při záběru ozubených kol. To je zajištěno použitím mazacího oleje, který zároveň odvádí vzniklé teplo z ozubení. Dále k chlazení přispívá zvětšení plochy olejové vany žebrováním pro lepší přestup tepla do okolí. Při vyšších otáčkách se využívá přímo chladiče.

### 3 Ozubená kola

V konstrukční práci bude dále použito pouze vnější čelní soukolí. Z tohoto důvodu budou následující vztahy definovány pouze pro čelní ozubená kola.

#### 3.1 Čelní ozubená kola

Jak už bylo výše zmíněno, čelní soukolí patří mezi soukolí valivá s přímým dotykem spoluzabírajících kol. Osy hřídelí ozubených kol jsou rovnoběžné. Čelní soukolí se vyznačuje vysokou účinností, která se pohybuje těsně kolem 98% a lze u nich dosáhnout i relativně velkých převodových poměrů. U čelních ozubení s přímými zuby je podélná osa zubů rovnoběžná s osou ozubení. Skloněním podélné osy zubů o úhel  $\beta$  vznikne čelní soukolí se šikmými zuby. Jeho velkou výhodou je klidnější a tišší chod díky pozvolnému a plynulému vstupu spoluzabírajících zubů do záběru. Skloněním osy zubů dojde také ke zvýšení počtu současně spoluzabírajících párů zubů, tím je možné přenést větší zatížení a sníží se opotřebení boků zubů.

#### 3.2 Tvary těles

Ozubená kola mohou být vyráběna z tyčového materiálu, odlitku, výkovku nebo svařence. Samotné ozubení je při malých rozdílech průměru ozubení a rotační části vyhotovováno přímo na hřídeli (obr. 38). Pokud jsou ozubená kola vyráběna jako samostatné části, rozlišujeme podle rozdílu průměru ozubení a rotační části kola kotoučová a kola disková.



Obr. 38 – Ozubení zhotovené na hřídeli [19]

Kotoučová ozubená kola (obr. 39) jsou vyráběna z jednoho kusu a točivý moment mezi kolem a hřídelí je nejčastěji zajištěn pomocí těsného pera.



Obr. 39 – Kotoučové ozubené kolo [20]

Kola větších rozměrů se nazývají kola disková (obr. 40). Ta se vždy skládají z náboje, disku a věnce, které jsou navzájem spojeny svařováním.





Obr. 40 – Svařované dvoudiskové ozubené kolo [21]

Náboj slouží k přenosu točivého momentu mezi ozubeným kolem a hřídelí pomocí spojovacích prvků jako jsou například pera nebo drážkování (viz výše spojovací prvky). Podle nosné délky zatížení spojovacích prvků je také volena délka náboje  $l$ .

Další částí diskových kol je disk. Ten slouží ke spojení věnce a náboje ozubeného kola. Podle počtu disků rozeznáváme kola jednodisková nebo dvoudisková. Dvoudisková kola jsou navrhována při větší šířce diskového kola. Pro dosažení co nejmenší hmotnosti kola se také disky často odlehčují pomocí kruhových otvorů, u dvoudiskových kol jsou pak tyto otvory spojeny pomocí trubek přivařených k disku pro vyztužení součásti. Na tloušťku disku  $s$  jsou kladeny požadavky na pevnost a tuhost. V praxi je tloušťka disku  $s$  pro čelní ozubení:

$$s \cong \frac{1}{3} \times b.$$

Poslední část diskového kola se nazývá věnec. Na věnci je vyrobeno vlastní ozubení kola. Šířka ozubeného věnce  $b$  je volena podle potřebné pevnosti, únosnosti a životnosti ozubení. Tloušťka věnce  $t$  je volena taktéž jako tloušťka disku podle pevnosti a jeho tuhosti. V praxi se tloušťka věnce  $t$  pro čelní ozubení pohybuje v rozmezí:

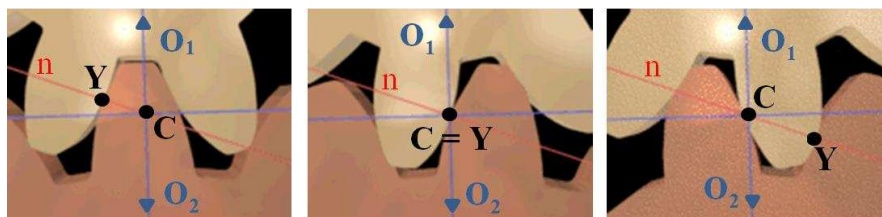
$$3 \times m \leq t \leq 10 \times m.$$

### 3.3 Základní pojmy a principy

Každý ozubený převod má základní stavební prvek a tím je pár spoluzabírajících zubů. Dalším důležitým pojmem jsou zubové profily, které vznikly kolmým řezem na podélnou osu zubů. Zubové profily zabezpečují plynulý a konstantní převod. Dvojice těchto zubových profilů jsou nazývány sdruženými profily.

Dalším principem, kterým se řídí každý ozubený převod, je základní zákon ozubení pro stálý převodový poměr. Ten říká, že pokud jsou profily zubů sdružené a v trvalém záběru přenášejí konstantní převodový poměr  $i$ , pak normála  $n$  prochází v každém dotykovém bodě zubů  $Y$  vždy i pevně daným valivým bodem  $C$ , který leží na spojnici středů  $O_1$  a  $O_2$ .

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2C}{O_1C} = konst.$$



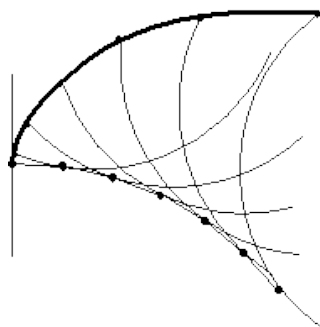
Obr. 41 – Základní zákon ozubení [22]

### 3.4 Zubové profily čelních ozubených kol

#### 3.4.1 Cykloidní ozubení

Cykloida je tvořena odvalováním tvořící kružnice po kružnici základní. Odvalováním tvořící kružnice po vnější straně kružnice základní vznikne tzv. epicykloida (obr. 42). Křivka vzniklá odvalováním tvořící kružnice po vnitřní straně kružnice se nazývá hypocykloida.

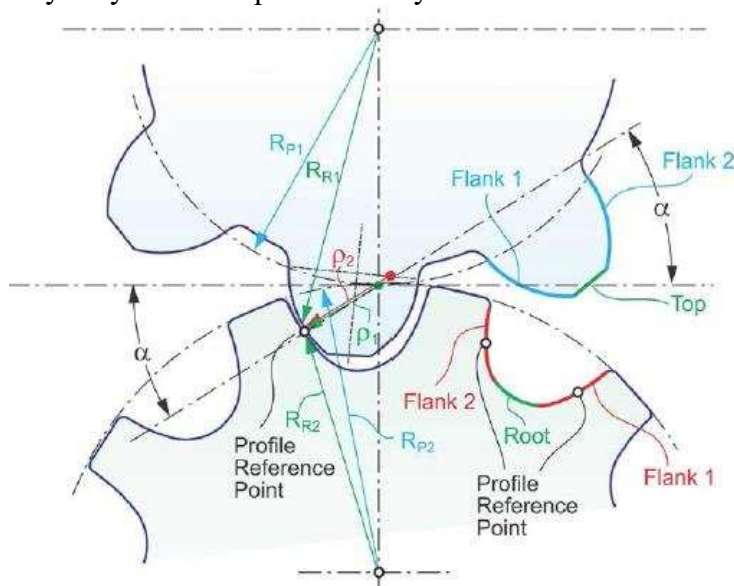
Toto ozubení je používáno pouze výjimečně v důsledku jeho náročnější výroby. Oproti evolventnímu ozubení se toto ozubení vyznačuje menším opotřebením a menšími ztrátami vlivem tření. Cykloidní ozubení je používáno například u mechanických hodin a u ozubených hřebců.



Obr. 42 - Epicykloida [23]

#### 3.4.2 Kruhový oblouk

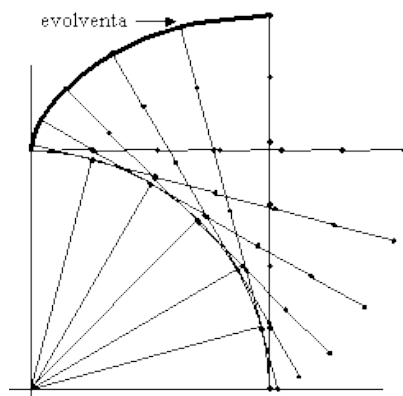
Kruhový oblouk nebo také jinak Wildhaber – Novikovo ozubení je jediné ozubení, které nespĺňuje základní zákon ozubení. I přes to je využíváno v případech, kde není nutnost použití převodu s konstantním převodovým poměrem a pro ozubení s nutností velké únosnosti. Toto ozubení je stejně jako ozubení cykloidní náročnější na výrobu. Křivky zubů jsou tvořeny konvexními nebo konkávními kruhovými oblouky (obr. 43). Wildhaber – Novikovo ozubení je využíváno při malých rychlostech pro reduktory válcovacích stolic.



Obr. 43 – Wildhaber – Novikovo ozubení [24]

### 3.4.3 Evolventní ozubení

Jedná se o nejčastěji používaný typ ozubení. Křivka zubů vznikne odvalováním tvořící přímky po základní kružnici (obr. 44). Toto ozubení není na rozdíl od předchozích dvou typů citlivé na osovou vzdálenost a lze jej dobře korigovat vertikálním posunutím profilu vůči osám kol. Sdružené evolventní profily zubů se v záběru vyznačují konstantním směrem normálové síly. Při malém počtu zubů však dochází u evolventního ozubení k tzv. podřezání zubů.



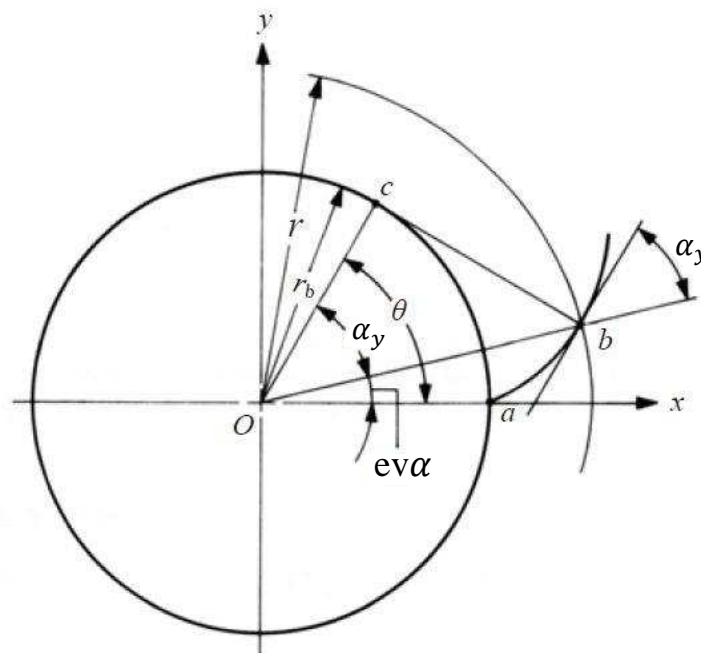
Obr. 44 – Evolventa [23]

Z konstrukce evolventy lze vyjádřit tzv. evolventní funkci, která je používána pro další výpočty ozubených kol. Evolventní funkci lze vyjádřit z následujícího vztahu:

$$\overline{ac} = \overline{cb}$$

$$ev\alpha_y \times r_b + \alpha_y \times r_b = r_b \times tg\alpha_y$$

$$ev\alpha_y = tg\alpha_y[^\circ] + \alpha_y[rad]$$

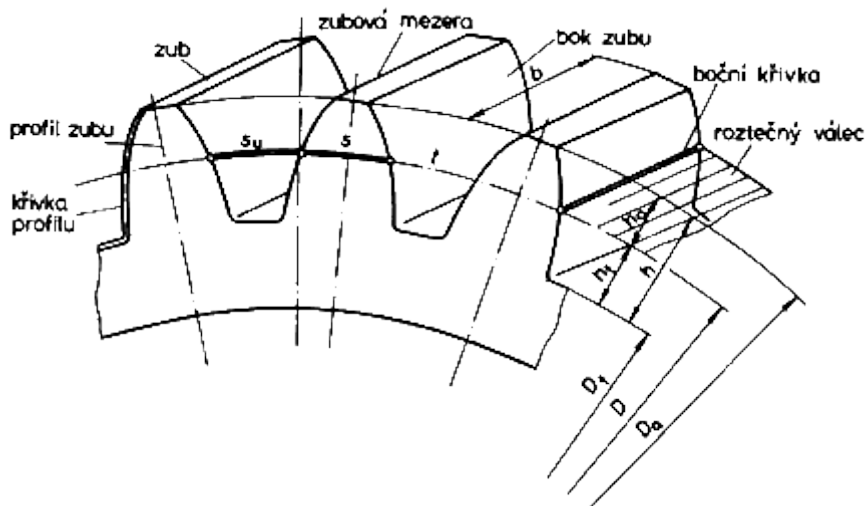


Obr. 45 – Konstrukce evolventy [25]

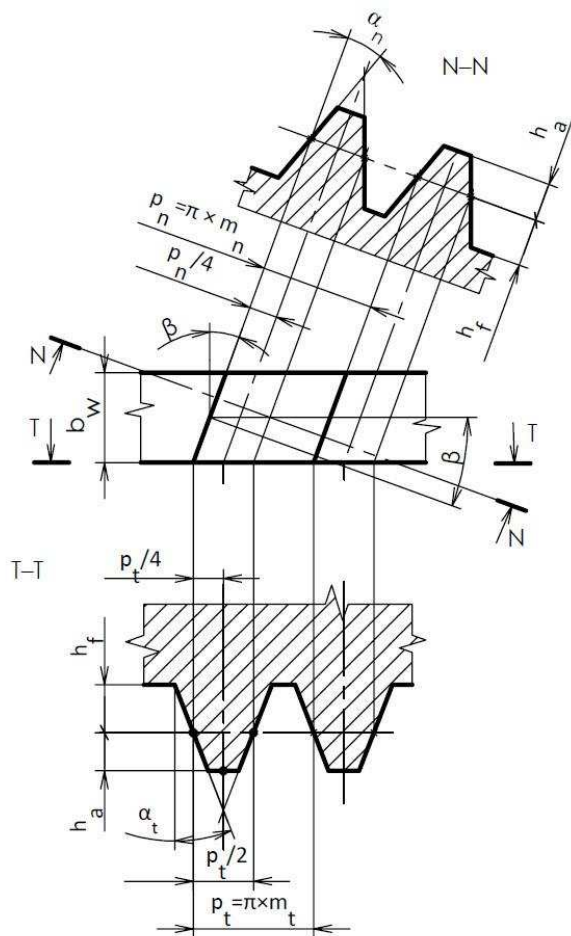


### 3.5 Geometrické parametry

Všechny neindexované parametry u čelního šikmého ozubení jsou parametry pro normálovou rovinu, v některých případech se tyto parametry uvádí s indexem malé  $n$ . V tečné (čelní) rovině se parametry uvádějí s indexem malé  $t$  (obr. 47).



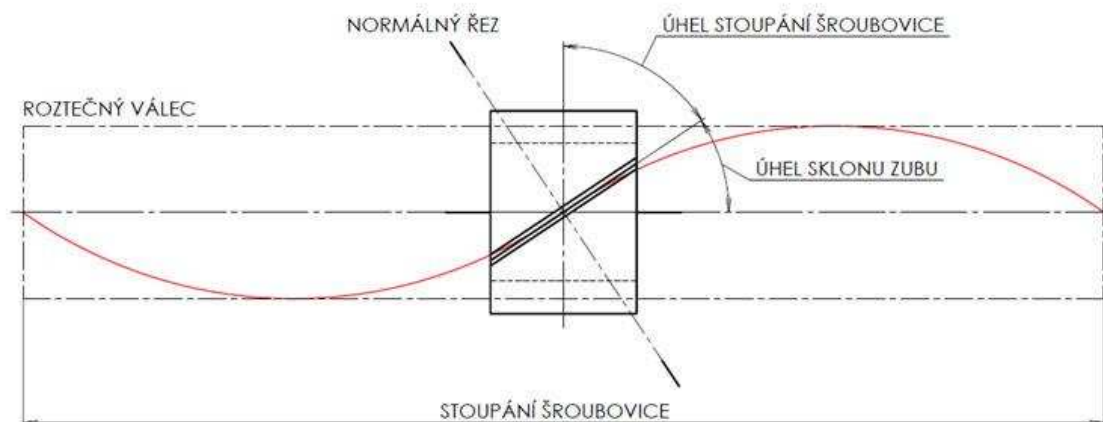
Obr. 46 – Geometrie ozubení [26]



Obr. 47 – Šikmé ozubení [27]

### 3.5.1 Úhel sklonu zubu $\beta$

Tento úhel svírá osa ozubeného kola a podélná osa zubu promítnutá do jedné roviny. Boční křivky zubů tvoří šroubovice o velkém stoupání (obr. 48), proto jsou zuby čelního ozubení správně označovány jako šroubové.



Obr. 48 – Úhel sklonu zubu [27]

### 3.5.2 Úhel záběru $\alpha_t$

Jedná se o úhel profilu nástroje k vytvoření evolventního ozubení. Úhel záběru  $\alpha$  je definován jako úhel, který tvoří přímka evolventy nebo také jinak tečna základní kružnice procházející valivých bodem C a tečna k roztečné kružnici taktéž procházející valivých bodem C.

Úhel v rovině tečné pro nekorigované ozubení lze vyjádřit pomocí následujícího vztahu:

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$$

$$\alpha_t = \operatorname{arctg} \left( \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} \right) [^\circ]$$

Pro úhel záběru v čelní rovině u korigovaného soukolí platí:

$$\cos \alpha_{wt} = \cos \alpha_t \frac{a}{a_w}$$

$$\alpha_{wt} = \operatorname{arccos} \left( \cos \alpha_t \frac{a}{a_w} \right) [^\circ]$$

$a$  – teoretická osová vzdálenost

$a_w$  – valivá osová vzdálenost

### 3.5.3 Modul $m_t$

Modul  $m$  slouží pro výpočet dalších rozměrů ozubení, proto je často nazýván součinitelem velikosti ozubení. Dá se říci, že určuje část roztečné kružnice připadající na jeden zub kola. Modul je důležitý parametr i z hlediska záběru dvou ozubených kol. Kola spolu mohou zabírat, pouze pokud mají stejný modul. Pro výpočet modulu v tečné rovině pro korigované i nekorigované ozubení platí vztah:

$$m_t = \frac{m}{\cos \beta} = \frac{d_{1,2}}{z_{1,2}} [mm]$$

$d$  – průměr roztečné kružnice

$z$  – počet zubů

### 3.5.4 Roztečná kružnice $d$

Jedná se o teoretickou kružnici, na níž je určována rozteč, šířka zubu a šířka zubové mezery. Slouží také pro vymezení hlavové a patní části zubu. Výpočet platí pro nekorigované i korigované ozubení.

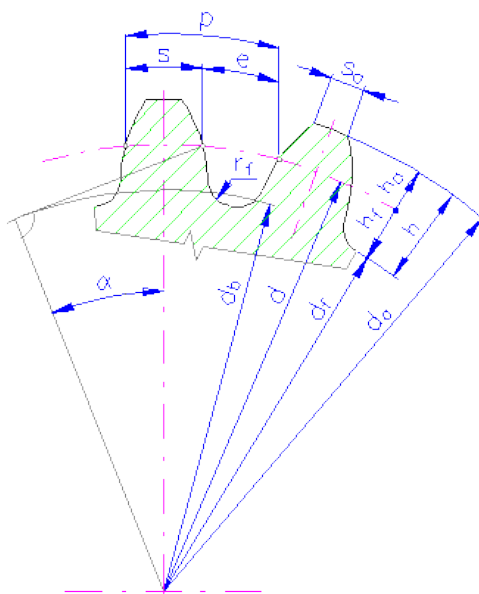
$$d_{1,2} = m_t \times z = \frac{m \times z}{\cos\beta} [mm]$$

### 3.5.5 Rozteč $p_t$

Rozteč je oblouková vzdálenost na roztečné kružnici, která je dána vzdáleností mezi odpovídajícími zuby na sousedních zubech. Tento parametr pro korigované a nekorigované ozubení lze vypočítat pomocí modulu a úhlu sklonu zubu podle následujícího vztahu:

$$p_t = \frac{p}{\cos\beta} = \frac{m \times \pi}{\cos\beta} [mm]$$

### 3.5.6 Základní kružnice $d_b$



Obr. 49 – Geometrie ozubení se základní kružnicí [28]

Odvalováním přímky od základní kružnice vzniká křivka zubu a dále se podle této kružnice určují parametry jako úhel záběru nebo součinitel trvání záběru. Výpočet platí jak pro ozubení korigované tak i pro nekorigované.

$$d_{b1,2} = d_{1,2} \times \cos\alpha_t = \frac{m \times z}{\cos\beta} \times \cos\alpha_t [mm]$$

### 3.5.7 Hlavová kružnice $d_a$

Hlavová kružnice určuje hlavu zubu a pro nekorigované ozubení lze vyjádřit pomocí vztahu:

$$d_{a1,2} = d_{1,2} + 2 \times h_a = d_{1,2} + 2 \times m \times h_a^* [mm]$$

$h_a$  – skutečná velikost výšky hlavy zubu

$h_a^*$  – jednotková velikost výšky hlavy zubu

Pro ozubení korigované platí vztah následující:

$$d_{a1,2} = 2 \times \left( a_w - \frac{d_{f2,1}}{2} - c_a \right) = 2 \times \left( a_w - \frac{d_{f2,1}}{2} - m \times c_a^* \right) [mm]$$

$a_w$  – valivá osová vzdálenost

$d_f$  – průměr patní kružnice

$c_a$  – skutečná velikost hlavové vůle

$c_a^*$  – jednotková velikost hlavové vůle

### 3.5.8 Patní kružnice $d_f$

Pomocí kružnice patní je určena pata zubu. Pro nekorigované ozubení lze patní kružnici vyjádřit pomocí vztahu:

$$d_{f1,2} = d_{1,2} - 2 \times h_f = d_{1,2} - 2 \times m \times (h_a^* + c_a^*) [mm]$$

$h_f$  – skutečná velikost výšky paty zubu

Pro ozubení korigované:

$$d_{f1,2} = d_{1,2} - 2 \times h_f + 2 \times m \times x_{1,2} = d_{1,2} - 2 \times m \times (h_a^* + c_a^*) + 2 \times m \times x_{1,2} [mm]$$

$x$  – korekce osové vzdálenosti

### 3.5.9 Výška zubu $h$

Výška zubu  $h$  se skládá z hlavy zubu  $h_a$  a paty zubu  $h_f$ , tyto části jsou vymezeny roztečnou kružnicí. Část nad roztečnou kružnicí se nazývá právě hlava zubu a část pod kružnicí se nazývá pata zubu.

$$h = h_a + h_f = m \times h_a^* + m \times (h_a^* + c_a^*) = m \times (2h_a^* + c_a^*)$$

### 3.5.10 Teoretická osová vzdálenost $a$

Jedná se o vzdálenost podélných os spoluzabírajících ozubených kol.

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} [mm]$$

### 3.5.11 Valivá osová vzdálenost $a_w$

Valivá osová vzdálenost je vzdálenost montážní, od teoretické osové vzdálenosti se liší pouze u ozubení korigovaného. Pro nekorigované ozubení je valivá osová vzdálenost rovna osové vzdálenosti teoretické.

$$a_w = a [mm]$$

U korigovaného ozubení lze valivou osovou vzdálenost vypočítat následujícím vztahem:

$$a_w = \frac{a \times \cos \alpha_t}{\cos \alpha_{wt}} [mm]$$

$\alpha_{wt}$  – valivý úhel záběru

### 3.5.12 Valivá kružnice $d_w$

U nekorigovaného ozubení je průměr valivé kružnice vždy rovna průměru kružnice roztečné.

$$d_w = d [mm]$$

V případě ozubení korigovaného dojde k posunutí os a odvalování profilů ozubených kol po kružnici valivé. Tento průměr lze vyjádřit podle vztahu:

$$d_w = \frac{d_{1,2} \times \cos \alpha_t}{\cos \alpha_{wt}} \quad [mm]$$

### 3.5.13 Tloušťka zubu $s_t$

Jedná se o tloušťku profilu zubu měřené na roztečné kružnici (obr. 51). Pro nekorigované ozubení lze tloušťku zubu vyjádřit podle vztahu:

$$s_{t1,2} = \frac{s_{1,2}}{\cos \beta} = \frac{0,5 \times \pi \times m}{\cos \beta} \quad [mm]$$

Pro ozubení korigované platí vztah následující:

$$s_{t1,2} = \frac{s_{1,2}}{\cos \beta} = \frac{0,5 \times \pi \times m + 2 \times m \times x_{1,2} \times \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} \quad [mm]$$

### 3.5.14 Šířka zubové mezery $e_t$

Jde o obloukovou vzdálenost dvou nejbližších bodů sousedících zubů na roztečné kružnici (obr. 51). Pro tento parametr u nekorigovaného ozubení platí:

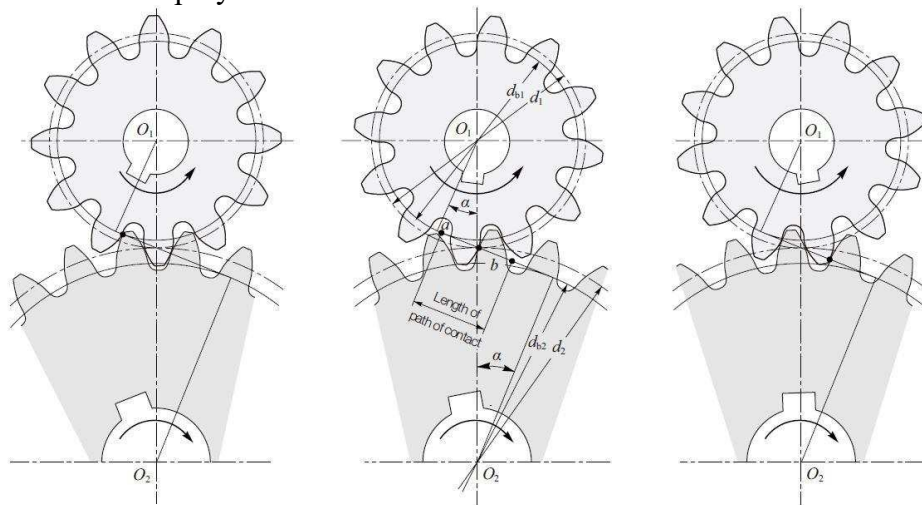
$$e_{t1,2} = \frac{e_{1,2}}{\cos \beta} = \frac{0,5 \times \pi \times m}{\cos \beta} \quad [mm]$$

Šířka zubové mezery pro korigované ozubení:

$$e_{t1,2} = \frac{e_{1,2}}{\cos \beta} = \frac{0,5 \times \pi \times m - 2 \times m \times x_{1,2} \times \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} \quad [mm]$$

### 3.5.15 Součinitel záběru $\varepsilon$

Určuje počet spoluzabírajících zubů, které jsou současně v záběru ozubených kol. Zvýšením počtu současně spoluzabírajících zubů v záběru dojde k zvýšení životnosti soukolí a také klidnějšího a tiššího chodu ozubení. U čelního ozubení se šikmými zuby jsou současně v záběru minimálně dva páry zubů.



Obr. 50 – Záběrová úsečka [25]

U čelního šikmého ozubení se kromě součinitele trvání záběru  $\varepsilon_\alpha$  objevuje také součinitel záběru kroku  $\varepsilon_\beta$ . Součinitel trvání záběru  $\varepsilon_\alpha$  udává počet současně zabírajících párů v čelní rovině, za to součinitel záběru kroku  $\varepsilon_\beta$  udává počet současně zabírajících párů v šířce ozubení. Výsledný součinitel záběru se proto rovná součtu těchto dvou součinitelů.

$$\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta$$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\overline{ab}}{p_{bt}}$$

$$\overline{ab} = r_{b1} \times (\operatorname{tg}\alpha_{a1} - \operatorname{tg}\alpha_{wt}) + r_{b2} \times (\operatorname{tg}\alpha_{a2} - \operatorname{tg}\alpha_{wt})$$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\frac{z_1 \times m \times \cos\alpha_t}{2} \times (\operatorname{tg}\alpha_{a1} - \operatorname{tg}\alpha_{wt}) + \frac{z_2 \times m \times \cos\alpha_t}{2} \times (\operatorname{tg}\alpha_{a2} - \operatorname{tg}\alpha_{wt})}{\pi \times m \times \cos\alpha_t}$$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{z_1 \times (\operatorname{tg}\alpha_{a1} - \operatorname{tg}\alpha_{wt}) + z_2 \times (\operatorname{tg}\alpha_{a2} - \operatorname{tg}\alpha_{wt})}{2 \times \pi}$$

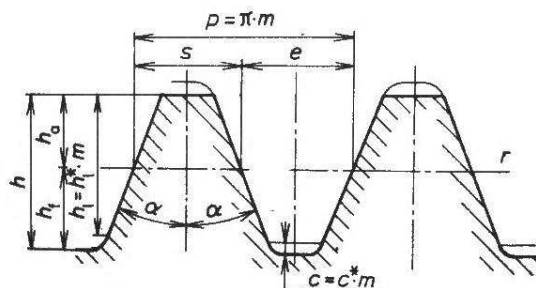
$$\varepsilon_\beta = \frac{b \times \operatorname{tg}\beta}{p_t} = \frac{b \times \operatorname{tg}\beta}{\frac{\pi \times m}{\cos\beta}} = \frac{b \times \sin\beta}{\pi \times m}$$

$$\varepsilon = \frac{z_1 \times (\operatorname{tg}\alpha_{a1} - \operatorname{tg}\alpha_{wt}) + z_2 \times (\operatorname{tg}\alpha_{a2} - \operatorname{tg}\alpha_{wt})}{2 \times \pi} + \frac{b \times \sin\beta}{\pi \times m}$$

### 3.6 Normalizované ozubení

Pro výrobu ozubených kol je využíváno speciálních nástrojů. Základním nástrojem pro výrobu evolventního ozubení je výrobní hřeben (obr. 51), jehož základní profil je normalizován podle normy ČSN 01 4607. Geometrie hřebene zahrnuje kromě výšky hlavy  $h_a$ , která je normalizována v jednotkové velikosti jako  $h_a^* = 1$  a ve skutečné velikosti je  $h_a = h_a^* \times m = m$ , také normalizovanou velikost hlavové vůle v jednotkové velikosti  $c_a^* = 0,25$  a ve skutečné velikosti  $c_a = c_a^* \times m = 0,25m$ . Výška paty zubu se v jednotkové velikosti vypočte jako  $h_f^* = h_a^* + c_a^* = 1,25$  a ve skutečné velikosti je  $h_f = h_f^* \times m = 1,25m$ . Dalším normalizovaným parametrem je poloměr zaoblění hlavy, v jednotkové velikosti  $R_f^* = 0,38$  ve velikosti skutečné je  $R_f = R_f^* \times m = 0,38m$ . Úhel záběru je u normalizovaného ozubení  $\alpha = 20^\circ$ .

Podle normy ČSN 01 4608 je dána řada normalizovaných modulů.



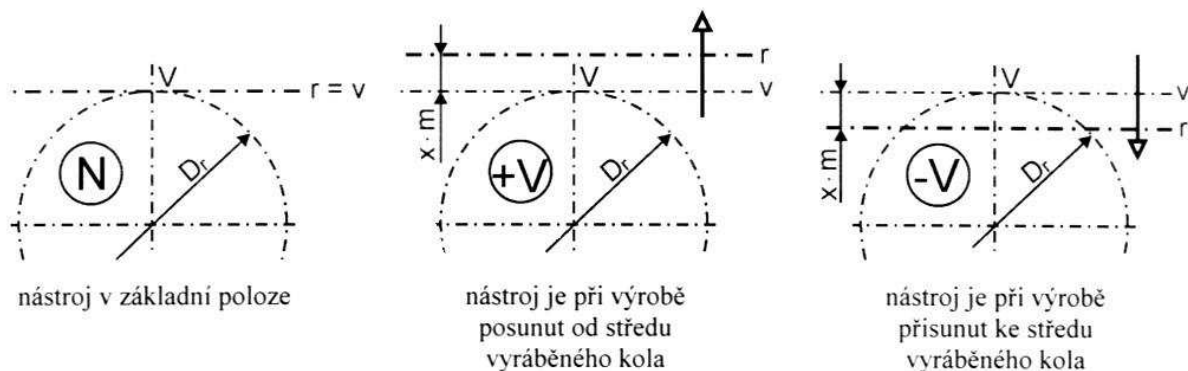
Obr. 51 – Normalizovaný profil výrobního hřebene [29]

### 3.7 Korekce

Korigování ozubených kol má mnoho důvodů. Těmito důvody může být zabránění podřezání paty zubu při výrobě ozubení o mezním počtu zubů, zabránění špičatosti zubů,

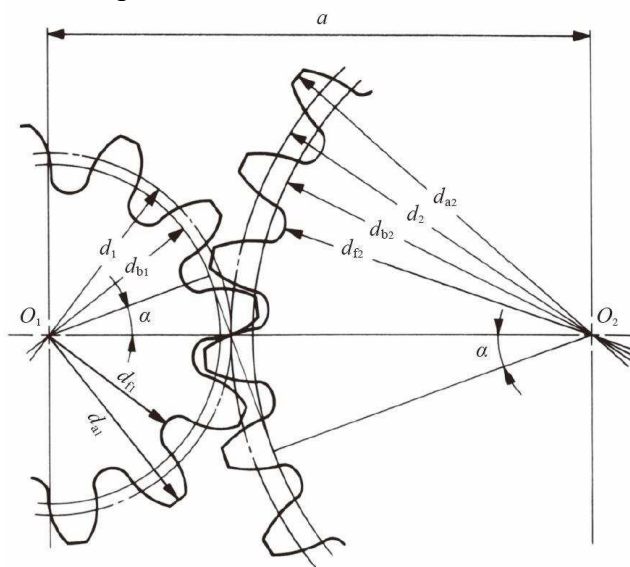
dosažení požadované osové vzdálenosti tak, aby byl dodržen základní zákon ozubení, zvýšení únosnosti a trvanlivosti ozubení nebo snížení hlučnosti a vibrací vlivem opotřebení zubů.

Nekorigovaná ozubená kola jsou označována velkým písmenem N, ozubená kola korigovaná jsou označována velkým písmenem V. Je-li profil výrobního hřebene posunut ze základní polohy od středu kola, jedná se o korekci kladnou (+V). Hodnota posunutí výrobního hřebene je tedy  $x \cdot m > 0$ . V případě, že je výrobní hřeben posunut směrem ke středu kola o skutečnou korekci  $x \cdot m < 0$ , jedná se o korekci zápornou (-V). Samotné korigování se provádí posunutím hlavové a patní kružnice ozubeného kola, tím se mírně změní profil zubu, ale roztečná kružnice je zachována.

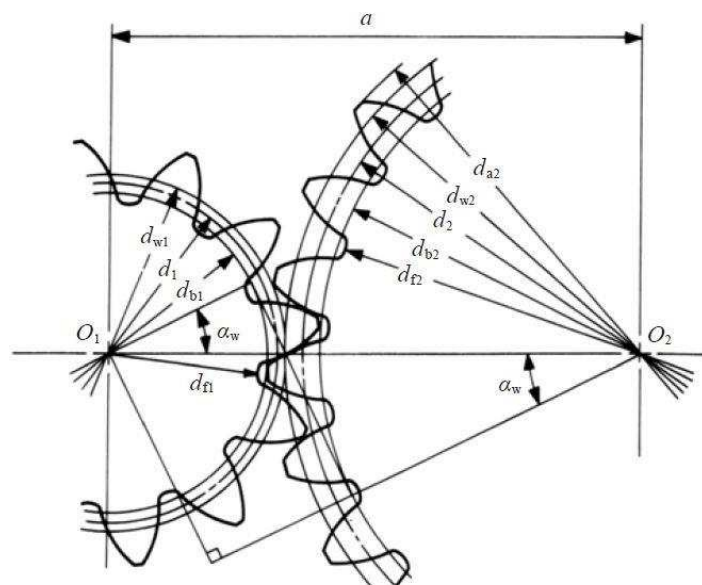


Obr. 52 – Korekce ozubených kol (zleva): kolo N, kolo +V, kolo -V [29]

Soukolí je označováno jako nekorigované N, jestliže není korigován pastorek ani kolo. Jako soukolí korigované V je označováno soukolí, pokud je korigováno alespoň jedno z ozubených kol, většinou tedy pastorek o kladnou hodnotu +V a kolo je buď nekorigováno N nebo korigováno +V nebo -V. Soukolí označováno jako vyrovnané VN je typ soukolí, kdy jsou vzájemně korigována obě ozubená kola v opačném smyslu, tedy běžně pastorek korigován kladně +V a kolo záporně -V.



Obr. 53 – Nekorigované soukolí [33]



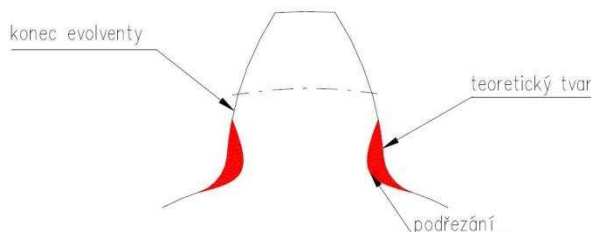
Obr. 54 – Korigované soukolí [30]

### 3.7.1 Minimální korekce

Tato korekce je nutná, pokud dochází k nežádoucímu podřezání paty zubů při výrobě ozubení. Podřezáním dojde k zeslabení zubu v místě největšího ohybového zatížení a také dojde ke snížení součinitele záběru vlivem zkrácení záběrové úsečky o podřezanou část paty zubu. Mezní počet zubů lze určit podle vztahu:

$$z_m = 2 \times \frac{h_a^*}{\sin^2 \alpha} = 2 \times \frac{12}{\sin^2 20} = 17$$

V praxi lze připustit mírné podřezání zubů, a proto může být  $z_m' = 14$ .



Obr. 55 – Podřezání paty zubu [31]

U čelního ozubení se šikmými zuby je korekce stanovena pomocí tzv. porovnávacího kola. Jedná se o kolo fiktivní. Profil zubů tohoto kola je téměř shodný s profilem čelního ozubeného kola se šikmými zuby v jeho normálové rovině. Počet zubů kola porovnávacího  $z_v$  lze určit pomocí jeho roztečného průměru  $d_v$ .

$$d_v = 2 \times \frac{r_v^2}{r} = 2 \times \frac{\left(\frac{r}{\cos \beta}\right)^2}{r} = \frac{d}{\cos^2 \beta}$$

$$z_v = \frac{d_v}{m} = \frac{m_t \times z}{m \times \cos^2 \beta} = \frac{z}{\cos^3 \beta}$$

Minimální korekci je možné určit následujícím způsobem:

$$x_{min} = \frac{z_m - z_v}{z_m}$$



### 3.7.2 Maximální korekce

Maximální korekce slouží k zamezení špičatosti zubu. Špičatost vzniká kladnou korekcí ozubeného kola +V. Špičatost je nežádoucí jev, protože se špičatostí zubu dochází ke ztížení tepelného zpracování a k pevnostnímu zeslabení hlavy zubu.

### 3.7.3 Korekce osové vzdálenosti

Tuto korekci je nutno provést pokud se teoretická osová vzdálenost liší od vzdálenosti valivé (montážní). U korigovaného ozubení nedochází k odvalování ozubených kol na kružnicích roztečných, ale vlivem posunutí profilu zubu korekcí se kola odvalují po kružnicích valivých, musí však být pořád splněn základní zákon ozubení.

Jednotlivé korekce  $x_1, x_2$  lze vyjádřit rozdělením součtové korekce  $\sum x$ .

$$\sum x = x_1 + x_2 = \frac{z_1 + z_2}{2 \times \operatorname{tg} \alpha} \times (ev\alpha_{wt} - ev\alpha_t)$$

Rozdělení součtové korekce  $\sum x$  na jednotlivé korekce  $x_1, x_2$ :

$$\frac{x_1}{x_2} = \frac{z_1}{z_2} = i$$

$$x_1 = i \times x_2$$

$$\sum x = x_1 + x_2 = i \times x_2 + x_2 = x_2 \times (i + 1)$$

$$x_2 = \frac{\sum x}{i + 1}$$

$$x_1 = i \times x_2 = i \times \frac{\sum x}{i + 1}$$

### 3.7.4 Korekce pro zlepšení záběrových podmínek

Tato korekce je uplatňována při vyšších nárocích na vyšší únosnost, vyšší trvanlivost, menší hlučnost a vibrace ozubení. Čelní ozubené soukolí patří mezi soukolí valivá, ale kromě odvalování spoluzabírajících profilů dochází v záběru ozubených kol k nerovnoměrnému skluzu. K dokonalému odvalování dochází pouze ve valivém bodu C, v ostatních částech záběrové úsečky vždy dochází ke skluzům. Ten způsobuje značné opotřebení zubů a snižuje tím jak životnost a únosnost soukolí, ale s rostoucím opotřebením vznikají také vibrace a hluk. Částečné omezení skluzů lze docílit velmi přesnou výrobou ozubení a dalšími přidavnými operacemi jako je například broušení nebo lapování. Dalším faktorem, který může ovlivnit vznik nerovnoměrných skluzů v ozubení je přesnost geometrických tolerancí jako je rovnoběžnost hřídelí nebo kolmost hřídelí a rámu převodovky. Menších skluzů lze také dosáhnout optimálním mazáním soukolí. Opotřebení zubu vlivem skluzu také dále přispívá ke vzniku důlkové koroze.

K vzájemnému prokluzu dochází mezi protilehlými boky zubu. Délky oblouků protilehlých zubů, na kterých dochází k prokluzu, jsou rozdílné a jejich rozdíl udává skluzový poměr. Tento poměr vztažený k délce oblouku se nazývá měrný skluz  $\gamma_1, \gamma_2$ .

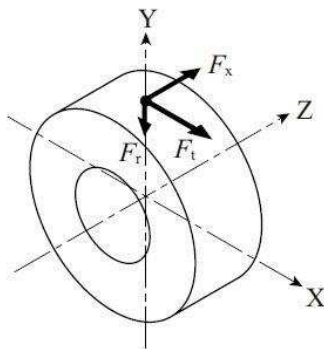
$$\gamma_1 = \frac{|s_1 - s_2|}{|s_1|} [-], \quad \gamma_2 = \frac{|s_2 - s_1|}{|s_2|} [-]$$

Při korigování soukolí na měrné skluzy je snaha o vyrovnání měrných skluzů na hlavách a patách zubů. Docílí se tak rovnoměrného opotřebení boků zubů.

## 4 Návrh čelního soukolí

### 4.1 Síly v ozubení

Mezi spoluzabírajícími zuby čelních kol působí dvě síly a to akce a reakce. Akci lze chápat jako výslednou normálovou sílu působící na zuby hnaného kola a reakci jako výslednou normálovou sílu působící na zuby hnacího kola. Aby byla zachována rovnováha sil, mají tyto síly stejnou velikost, ale opačný směr. Tyto normálové síly lze dále rozložit na síly obvodové  $F_o$ , radiální  $F_r$  a axiální  $F_{ax}$  (obr. 56). V případě čelního ozubení s přímými zuby je axiální síla  $F_{ax}$  rovna nule.



Obr. 56 – Síly v ozubení,  $F_t = F_o$ ,  $F_x = F_{ax}$  [32]

Výpočet obvodové síly:

$$F_o = \frac{2 \times M_t}{D} [N]$$

Výpočet radiální síly:

$$F_r = F_o \times \frac{tg\alpha}{\cos\beta} [N]$$

Výpočet axiální síly:

$$F_{ax} = F_o \times tg\beta [N]$$

Výpočet normálové síly:

$$F_n = \sqrt{F_o^2 + F_r^2 + F_{ax}^2} [N]$$

### 4.2 Namáhání zubu

Zuby ozubených kol musí odolávat cyklickému namáhání. Může proto snadno dojít k opotřebení zubu, jeho zadření, povrchové únavě nebo také například k únavovému lomu. Z tohoto důvodu je kontrolována hlavně únosnost boků zubů v dotyku a únosnost zubů v ohybu.

Pokud by únosnost boků zubů v dotyku nebyla dostatečná, mohlo by docházet k tvorbě pittingů a následné jamkové korozi. V případě malé únosnosti zubů v ohybu je hlavním nebezpečím únavový lom na patě zubu. [33]

### 4.3 Zatížení hřídele

Hřídele musí umožňovat přenos krouticích momentů, ale i zachycení sil v ozubení a dalších vnějších sil. Tyto síly dále přenášejí pomocí uložení do rámu převodovky. Hřídele jsou namáhány od ozubených kol na krut a ohyb, případně na tah od axiálních sil v ozubení. Smykové napětí je zde malé a lze ho ve většině případů zanedbat.

Při návrhu je vycházeno z namáhání tj. z redukovaného napětí podle teorie maximálního smykového napětí.

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_o + \sigma_t)^2 + \tau_k^2} \text{ [MPa]}$$

$\sigma_o$  – ohybové napětí

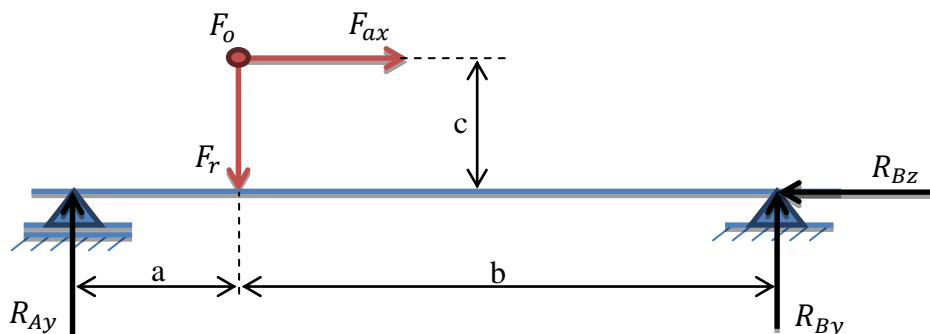
$\sigma_t$  – tahové/tlakové napětí

$\tau_k$  – napětí v krutu

Dále je vycházeno z průhybu, úhlu zkroucení, únavové pevnosti v místech vrubu nebo z vlastních frekvencí. Průhyb by neměl přesáhnout hodnotu setiny modulu ozubeného kola  $y = 0,01 \times m$ .

#### 4.4 Výpočet reakcí v ložiskách

Pro výpočet reakcí v ložiskách je nutné rozložení sil a reakcí do dvou rovin. V těchto rovinách jsou dále uplatněny podmínky silové a momentové rovnováhy.

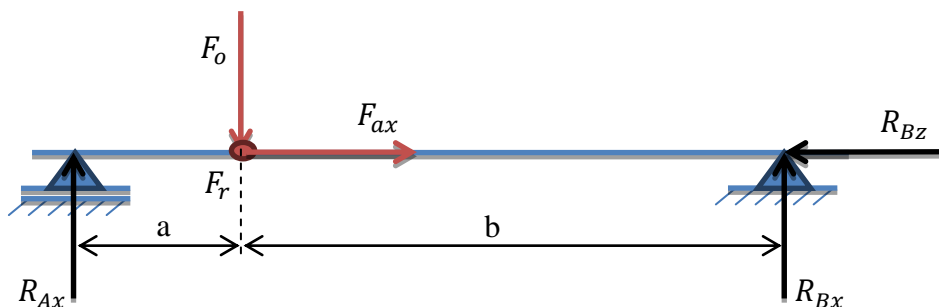


Obr. 57 – Reakce v ložiskách v rovině yz

$$y: R_{Ay} - F_r + R_{By} = 0$$

$$z: F_{ax} - R_{Bz} = 0$$

$$M_B: R_{Ay} \times (a + b) + F_{ax} \times c - F_r \times b = 0$$



Obr. 58 – Reakce v ložiskách v rovině xz

$$x: R_{Ax} - F_o + R_{Bx} = 0$$

$$M_B: R_{Ax} \times (a + b) - F_o \times b = 0$$

Výsledné reakce jsou vektorovým součinem reakcí vypočtených v jednotlivých rovinách. Axiální reakce na ložisku, které je schopné zachycení axiální síly, je rovna axiální síle vzniklé v ozubení.

$$R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Ax}^2}$$

$$R_B = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bx}^2}$$

$$R_{Bz} = F_{ax}$$

#### 4.5 Návrh ložisek

Při návrhu valivých ložisek je nejčastěji kontrolována jejich životnost. Ta je pro ložiska s bodovým dotykem počítána podle vztahu:

$$L_h = \frac{16666}{n} \times \left(\frac{C}{F_e}\right)^3 \text{ [hod]}$$

A pro výpočet trvanlivosti u ložiska s čárovým dotykem platí:

$$L_h = \frac{16666}{n} \times \left(\frac{C}{F_e}\right)^{\frac{10}{3}} \text{ [hod]}$$

Kde  $F_e$  je tzv. ekvivalentní zatížení ložiska a lze jej vyjádřit pomocí vztahu:

$$F_e = X \times F_r + Y \times F_{ax}$$

Součinitel radiálního zatížení  $X$  a součinitel axiální zatížení  $Y$  jsou uvedeny v katalogu výrobce.

Dalšími parametry, které hrají roli při návrhu valivých ložisek je kontrola na pevnost a oteplení. Kontrola ložisek na pevnost je počítána podle následujícího vztahu:

$$s_0 = \frac{C_0}{F_{max}}$$

Při kontrole ložisek na oteplení se vychází ze vztahu:

$$s_n = \frac{n_{dov}}{n_{max}} \geq 1$$

## 5 Vlastní konstrukční návrh

Následující část práce bude věnována samotnému návrhu převodovky pro pohon dopravníku v cukrovaru. Dopravníky v cukrovaru slouží k přesunu řepy nebo cukrové třtiny mezi jednotlivými operacemi jako jsou praní řepy, řezání řízků a tak dále. Proto může být převodovka využívána jak v halách, tak i ve venkovním prostředí.

Návrh převodovky byl proveden v softwaru KISSsoft.

### 5.2 Zadané parametry

Do konstrukční práce byla zadána koaxiální převodovka o příkonu 75 kW, otáčkách na rychloběžném pastorku 1000 ot/min a součinitel provozu 2,5. Dále je požadována svařovaná skříň, která bude schopna pojmout ozubená kola o celkovém převodu 3 až 16. Také jsou zadány materiály soukolí 18CrNiMo7-6 nebo 34CrNiMo6, materiál hřídelí C45 nebo jemu podobný a ložiska soudečková naklápěcí, válečková nebo jejich kombinace. Mazání převodovky má být realizováno broděním, chlazení přirozeným sáláním. Cílem je dimenzovat a optimalizovat převodovku pro převod 6,3 splňující zde uvedené parametry.

Tabulka 1 – Zadané vstupní parametry

Parametry			
$P$	$n_1$	$M_{t1}$	$K_A$
$kW$	$ot/min$	$Nm$	–
75	1000	716,197	2,5

$$M_{t1} = \frac{P}{2 \times \pi \times n_1} = \frac{75000}{2 \times \pi \times \frac{1000}{60}} = 716,197 Nm$$

### 5.3 Elektromotor

Na základě vstupních parametrů převodovky byl zvolen vhodný motor. Jedná se o třífázový asynchronní motor od společnosti SIEMENS pro požadovaný výkon a otáčky.



Obr. 59 – Elektromotor SIEMENS [34]

Tabulka 2 – Parametry motoru [34]

Vlastnosti	
Typová řada	1LG4
Osová výška	280 mm
Výkon	75 kW
Otáčky	1000 ot/min
Počet pólů	Šestipólový
Napětí	400/690V 50Hz
Krytí	IP 55
Kostra	šedá litina
Pro teplotu okolí	od -20°C do + 40 °C
Třída izolace	F
Pro nadmořskou výšku	do 1000 m
Pro trvalé zatížení	S1
Standardní nátěr	Odstín RAL 7030

## 5.4 Návrh modulu

### 5.4.1 Zvolení převodové řady

Níže zvolená převodová řada vychází z řady R10 podle mezinárodního standardu ISO 3. Aby došlo k pokrytí všech požadovaných převodů, byl do řady přidán i celkový převod  $i_c = 3$ .

Tabulka 3 – Zvolená převodové řada

Převodová řada									
$i_c$	3	3,15	4	5	6,3	8	10	12,5	16

### 5.4.2 Výpočet modulu podle Bacha

Pro získání orientační hodnoty modulu ozubení byl použit vzorec podle Bacha. Hodnoty dovoleného namáhání zubu v ohybu  $c$  a poměr mezi šířkou a modulem kola  $\psi = \frac{b}{m}$  se pro ocel s tvrzenými boky zubů pohybují přibližně  $c \cong 15 \text{ MPa}$ ,  $\psi \cong 15$ .

$$m = 8,6 \times \sqrt[3]{\frac{M_{t1}}{c \times \psi \times z_1}} = 8,6 \times \sqrt[3]{\frac{P}{2 \times \pi \times n_1 \times c \times \psi \times z_1}}$$

$$m = 8,6 \times \sqrt[3]{\frac{75000 \times 30}{\pi \times 1000 \times 15 \times 15 \times 29}} = 4,118$$

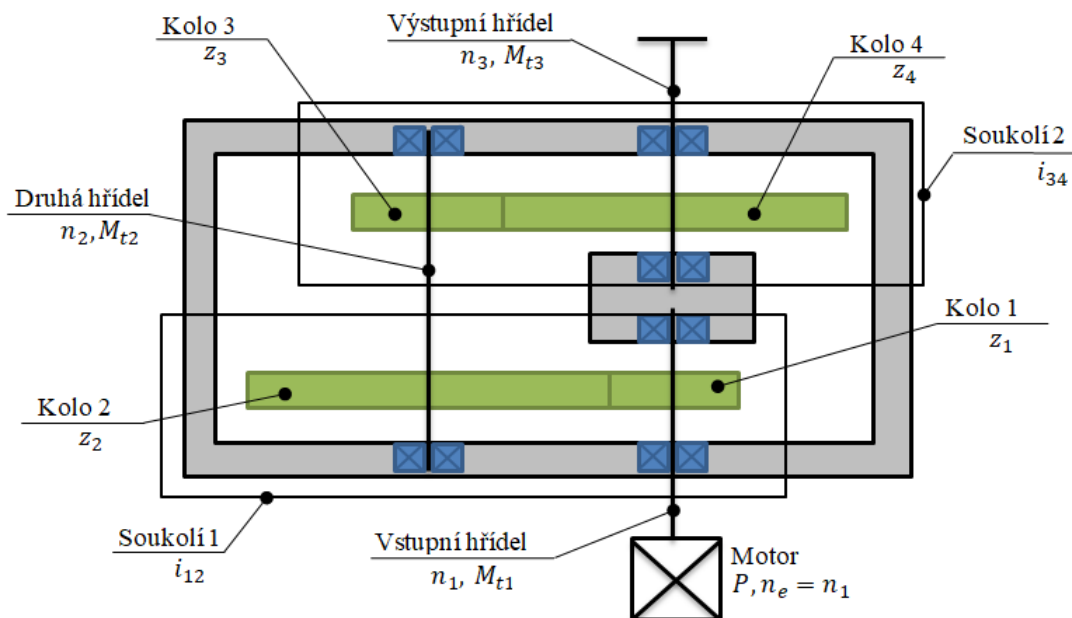
Dále však byly i z hlediska stejné osové vzdálenosti zvoleny moduly 6 a 7 mm.

## 5.5 Kinematický návrh

Vzhledem k požadavku, aby převodová skříň byla schopna pojmout ozubená kola pro převod 3 až 16, byly uvažovány 3 varianty převodu. U první varianty bylo zachováno pro všechny celkové převody  $z_1, z_2$ . Pro dosažení požadovaného celkového převodu by bylo dle potřeby obměňováno pouze soukolí druhé. U druhé varianty by bylo stále  $z_3$  a  $z_4$

a docházelo by zde ke změně  $z_1, z_2$ . Třetí varianta počítala s obměňováním obou převodů podle potřeby celkového převodového poměru.

Při návrhu byla snaha zachovat co nejvíce společných prvků pro všechny převody, z toho důvodu byla zvolena varianta první, tedy stálý první převod  $z_1, z_2$ . Pro dosažení jednotlivých převodů dochází pouze ke změně  $z_3, z_4$ , šířky ozubených kol druhého soukolí a také vymezení mezi ozubenými koly a ložisky.



Obr. 60 - Kinematické schéma

Z níže vypočtených parametrů lze vyčíst, že se jedná o převod do pomala neboli reduktor. Počty zubů byly navrženy vzhledem ke zvolenému modulu a montážní osové vzdálenosti  $a_w = 400 \text{ mm}$ . Dále byly u každého soukolí sledovány koeficienty bezpečnosti pro namáhání zubu v dotyku a ohybu, které jsou zaznamenány v tabulkách níže. Zkratka  $SHw$  označuje faktor bezpečnosti proti pittingu, tento koeficient je stejný pro obě spoluzabírající ozubená kola. Pitting je nežádoucí jev způsobený vysokým dotykovým napětím, vzniká při cyklickém tlakovém namáhání boku zubu. Vysoké dotykové napětí má za následek vytvoření drobných trhlin, které se dále zvětšují až v jamky. Zkratky  $SF1$  a  $SF2$  značí faktor bezpečnosti pro lom zubu u kořene pro hnací ( $SF1$ ) a hnané kolo ( $SF2$ ). Minimální hodnoty pro faktor bezpečnosti proti pittingu  $SHmin = 1,00$  a faktor bezpečnosti pro lom zubu  $SFmin = 1,40$ , tyto hodnoty všechny převody splňují.

Tabulka 4 – Kinematika prvního soukolí

Soukolí 1											
$i_{12}$	$z_3$	$z_4$	$m$	$b$	$n_2$	$n_3$	$M_{t2}$	$M_{t3}$	$SHw$	$SF1$	$SF2$
–	–	–	mm	mm	ot/min	ot/min	Nm	Nm	–	–	–
3	29	85	7	60	341,177	-	2057,215	-	2,33	5,644	5,674

Tabulka 5 – Kinematika druhého soukolí

Soukolí 2											
$i_c$	$z_3$	$z_4$	$m$	$b$	$n_2$	$n_3$	$M_{t2}$	$M_{t3}$	$SHw$	$SF1$	$SF2$
–	–	–	mm	mm	ot/min	ot/min	Nm	Nm	–	–	–
3	66	67	6	80	341,177	336,084	2057,215	2046,617	1,42	3,052	2,818
3,15	64	69	6	80		316,454		2173,576	2,55	4,634	4,616
4	57	77	6	80		252,559		2723,464	2,38	4,472	4,420
5	49	85	6	80		196,678		3497,265	2,18	3,963	3,878
6,3	43	91	6	80		161,215		4266,568	1,99	3,547	3,440
8	36	97	6	80		126,622		5432,190	1,76	2,909	9,762
10	26	87	7	100		101,961		6746,082	1,71	3,368	3,137
12,5	22	93	7	100		80,708		8522,480	1,43	3,041	2,854
16	18	97	7	100		63,311		10864,380	1,18	2,463	2,291

Životnost převodovky byla určena pomocí předpokládané doby běhu po dobu 10 let, 100 dní v roce a 20 hodin denně. Vypočtená životnost je tedy rovna  $L_h = 20\ 000\ hod.$

V následující tabulce jsou zobrazeny hodnoty skutečných převodových poměrů pro první a druhé soukolí a v předposledním sloupci tabulky i skutečný celkový převodový poměr. Sloupec poslední zachycuje odchylku skutečného převodového poměru od požadovaného, ta by neměla být větší než 2%, což všechny převody splňují.

Tabulka 6 – Skutečné převody

Skutečné převodové poměry				
$i_c$	$i_{12\ skut}$	$i_{34\ skut}$	$i_c\ skut$	$\delta$
–	–	–	–	°
3	2,931	1,015	2,975	0,819
3,15		1,078	3,160	0,318
4		1,351	3,959	1,013
5		1,735	5,084	1,689
6,3		2,116	6,203	1,541
8		2,694	7,898	1,281
10		3,346	9,808	1,923
12,5		4,227	12,390	0,878
16		5,389	15,795	1,281

## 5.6 Konstrukční návrh

Výpočty všech ozubených kol, hřídelí a ložisek pro konstrukční návrh byly provedeny v softwaru KISSsoft, kde byly zároveň i pevnostně zkontrolovány.

### 5.6.1 Navržení ozubených kol

Všechna ozubená kola byla navržena ze středně legované ušlechtilé chrom-nikl-molybdenové oceli k cementování 18CrNiMo7-6. Níže uvedené materiálové hodnoty vychází ze softwaru KISSsoft.



Tabulka 7 – Materiálové hodnoty pro ocel 18CrNiMo7-6 podle DIN 743

18CrNiMo7-6			
Hustota materiálu	$\rho$	$kg/mm^3$	7830
Youngův modul pružnosti	$E$	$MPa$	206000
Modul pružnosti ve smyku	$G$	$MPa$	79230
Poissonovo číslo	$\mu$	–	0,3
Koeficient tepelní délkové roztažnosti	$\alpha$	$10^{-6}/K$	11,5
Referenční průměr	$d_b$	$mm$	16
Mez kluzu	$R_p$	$MPa$	850
Mez pevnosti	$R_m$	$MPa$	1200
Mez únavy v ohybu	$\sigma_{bW}$	$MPa$	600
Mez únavy v tahu/tlaku	$\sigma_{zdW}$	$MPa$	480
Mez únavy v krutu	$\tau_{tW}$	$MPa$	360

Tabulka 8 – Geometrické charakteristiky základního profilu

Základní profil			
Radiální vůle	$c_a^*$	–	0,25
Výška hlavy	$h_a^*$	–	1
Výška paty	$h_f^*$	–	1,25
Poloměr zaoblení	$r_f^*$	–	0,38

Tabulka 9 – Geometrie prvního soukolí

První soukolí			Kolo 1	Kolo 2
úhel záběru	$\alpha$	$^\circ$	20	
sklon zubů	$\beta$	$^\circ$	0	
šířka kola	$b$	$mm$	60	60
modul	$m$	$mm$	7	
počet zubů	$z$	–	29	85
průměr roztečné kružnice	$d$	$mm$	203,000	595,000
průměr základní kružnice	$d_b$	$mm$	190,758	559,117
průměr hlavové kružnice	$d_a$	$mm$	220,697	607,286
průměr patní kružnice	$d_f$	$mm$	189,215	575,804
průměr valivé kružnice	$d_w$	$mm$	203,509	596,491
teoretická osová vzdálenost	$a$	$mm$	399,000	
montážní osová vzdálenost	$a_w$	$mm$	400,000	
korekce	$x$	$mm$	0,2653	-0,1211

**Kontrola teoretické a montážní osové vzdálenosti:**

$$a = \frac{d_1 + d_1}{2} = \frac{203 + 595}{2} = 399 \text{ mm}$$

$$a_w = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2} = \frac{203,509 + 596,491}{2} = 400 \text{ mm}$$

Tabulka 10 – Geometrie druhého soukolí

Druhé soukolí			Kolo 3	Kolo 4
úhel záběru	$\alpha$	°	20	
sklon zubů	$\beta$	°	0	
šířka kola	$b$	mm	80	80
modul	$m$	mm	6	
počet zubů	$z$	–	43	91
průměr roztečné kružnice	$d$	mm	258,000	546,000
průměr základní kružnice	$d_b$	mm	242,441	513,072
průměr hlavové kružnice	$d_a$	mm	270,431	553,493
průměr patní kružnice	$d_f$	mm	243,507	526,569
průměr valivé kružnice	$d_w$	mm	256,716	543,284
teoretická osová vzdálenost	$a$	mm	402,000	
montážní osová vzdálenost	$a_w$	mm	400,000	
korekce	$x$	mm	0,0423	-0,3692

**Kontrola teoretické a montážní osové vzdálenosti:**

$$a = \frac{d_3 + d_4}{2} = \frac{258 + 546}{2} = 402 \text{ mm}$$

$$a_w = \frac{d_{w3} + d_{w4}}{2} = \frac{256,716 + 543,284}{2} = 400 \text{ mm}$$

### 5.6.2 Navržení hřídelí

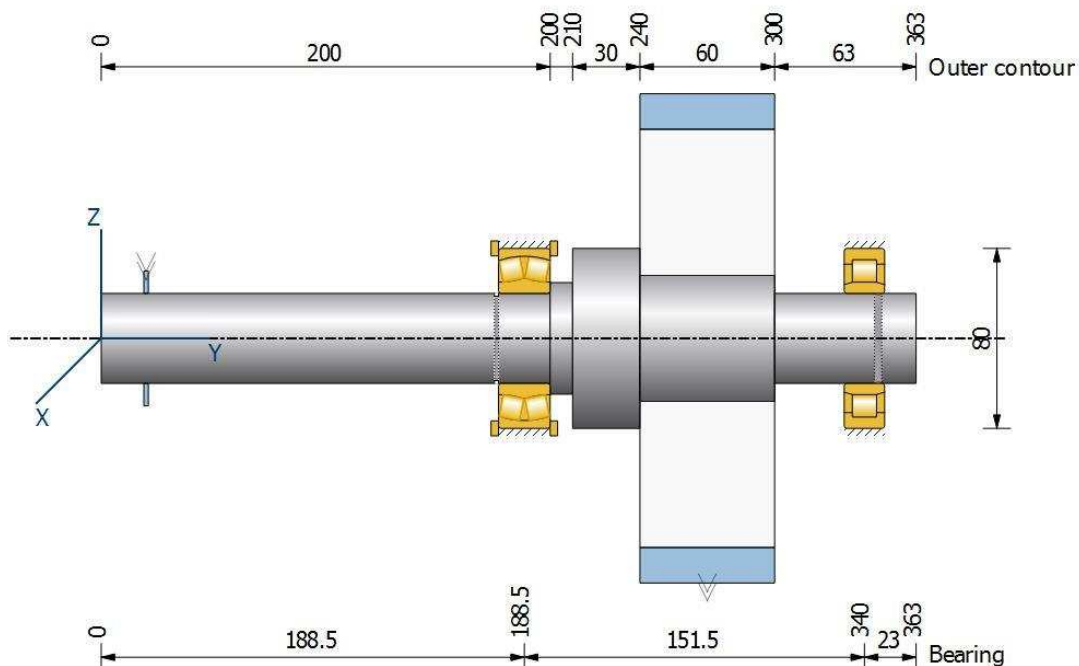
Hřídele byly navrženy z nelegované ušlechtilé oceli k zušlechťování C45 s výjimkou druhé hřídele pro nejtěžší převod  $i_c = 16$ , která byla zhotovena z oceli 18CrNiMo7-6 z důvodu pastorku u druhého soukolí. Materiálové hodnoty pro ocel C45 vychází taktéž ze softwaru KISSsoft.

Tabulka 11 – Materiálové hodnoty pro ocel C45 podle DIN 743

C45			
Hustota materiálu	$\rho$	kg/mm <sup>3</sup>	7830
Youngův modul pružnosti	$E$	MPa	206000
Modul pružnosti ve smyku	$G$	MPa	79230
Poissonovo číslo	$\mu$	–	0,3
Koeficient tepelní délkové roztažnosti	$\alpha$	10 <sup>-6</sup> /K	11,5
Referenční průměr	$d_b$	mm	16
Mez kluzu	$R_p$	MPa	490
Mez pevnosti	$R_m$	MPa	700
Mez únavy v ohybu	$\sigma_{bW}$	MPa	350
Mez únavy v tahu/tlaku	$\sigma_{zdW}$	MPa	280
Mez únavy v krutu	$\tau_{tW}$	MPa	210

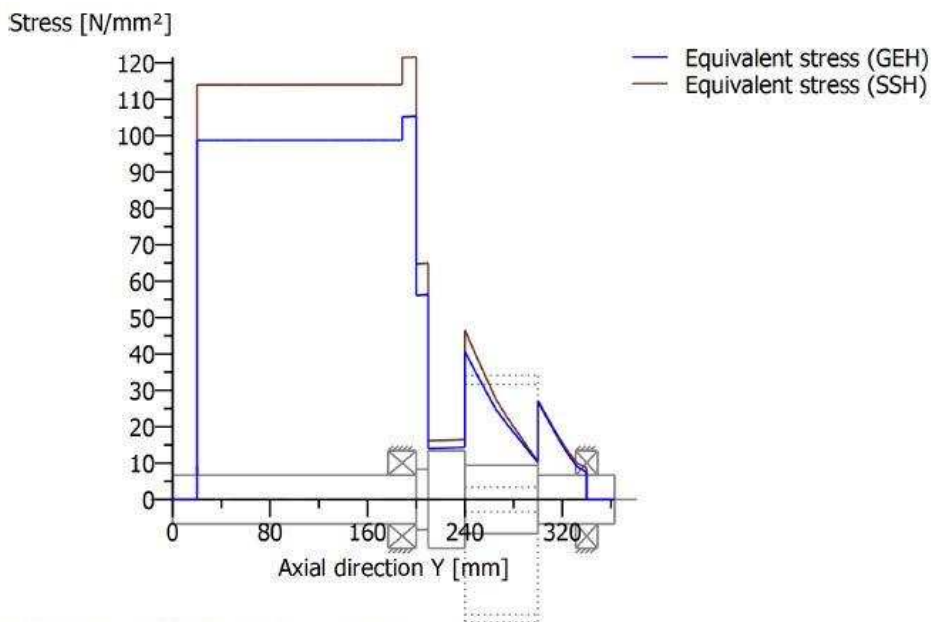
Rozměry všech hřídelí jsou pro všechny celkové převody stejné. Mění se pouze geometrie ozubených kol podle potřebného převodu a podle šířky kola se mění i vymezení mezi ozubenými koly a ložisky.

První soukolí je pro všechny celkové převodové poměry neměnné, proto je vstupní hřídel (obr. 60) včetně ozubeného kola pro všechny převody stejná. Vstupní hřídel je spojena s motorem pomocí těsného pera. Spojení hřídele a ozubeného kola je realizováno pomocí rovnobokého drážkování.



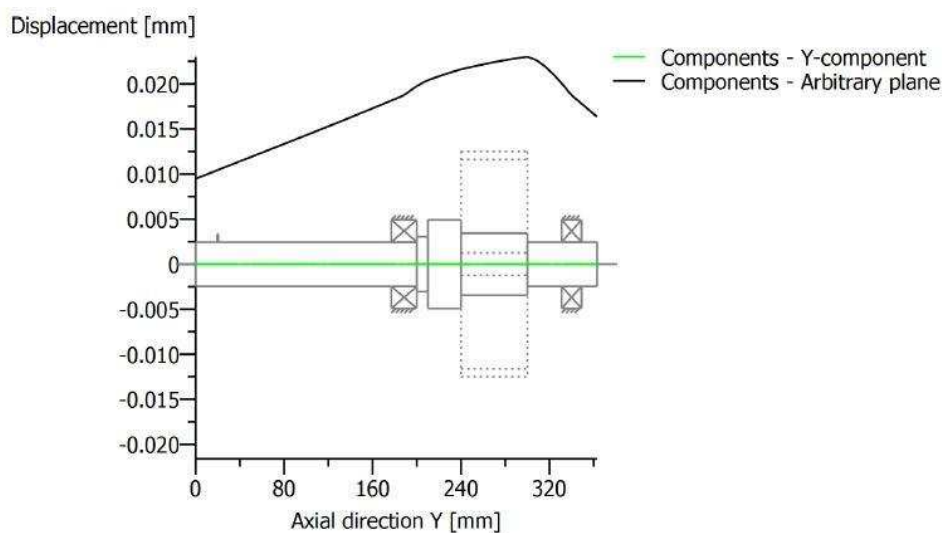
Obr. 61 – Vstupní hřídel převodovky

Na obrázku níže je modře zobrazen průběh napětí podle von-Misesa a červeně průběh napětí podle teorie Tresca (maximální smykové napětí). Maximální von-Misesovo je  $\sigma_{red\ max} = 105,36\ N/mm^2$ .



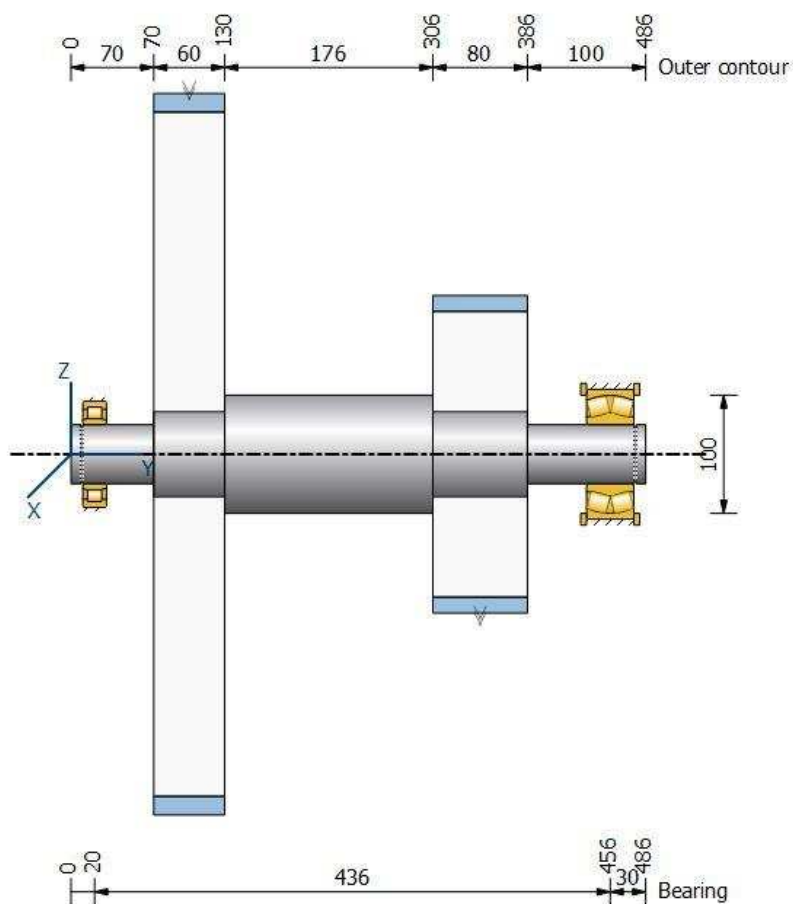
Obr. 62 – Průběh napětí na vstupní hřídeli

Průhyb hřídele by neměl přesahovat hodnotu  $y = 0,01 \times m$ . Pro vstupní hřídel je tato hodnota  $y = 0,01 \times 7 = 0,070\ mm$ . Maximální výsledné průhyb je roven  $y_{max} = 0,023\ mm$ . Je tedy  $y \geq y_{max}$  a průhyb na hřídeli vyhovuje.



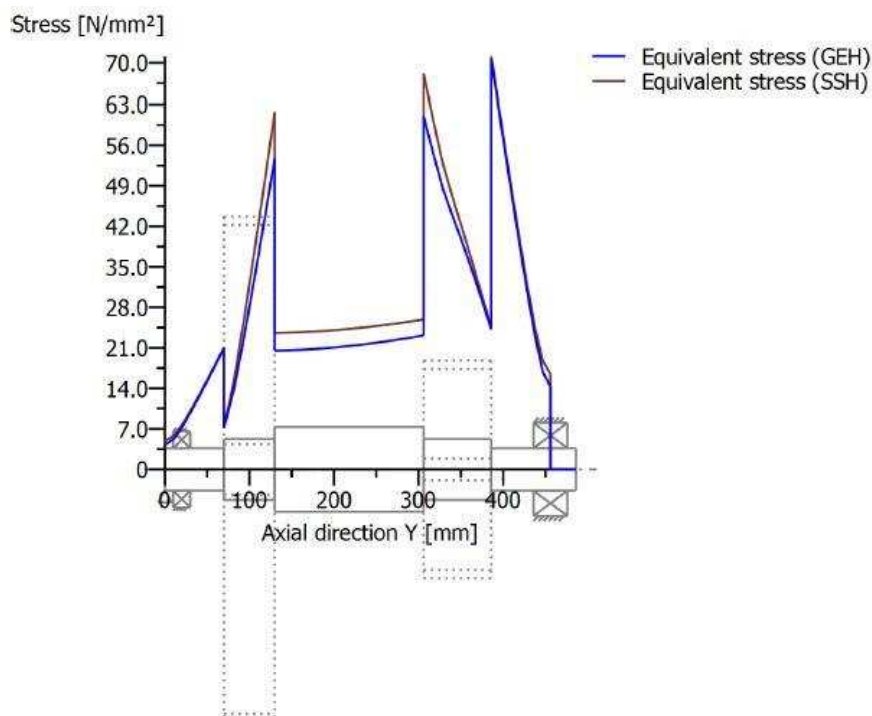
Obr. 63 – Deformace vstupní hřídele

U druhé hřídele (obr. 63) je neměnné pouze levé ozubené kolo, pravé je obměňováno. Obě spojení hřídele s ozubenými koly jsou navržena pomocí rovnobokého drážkování.



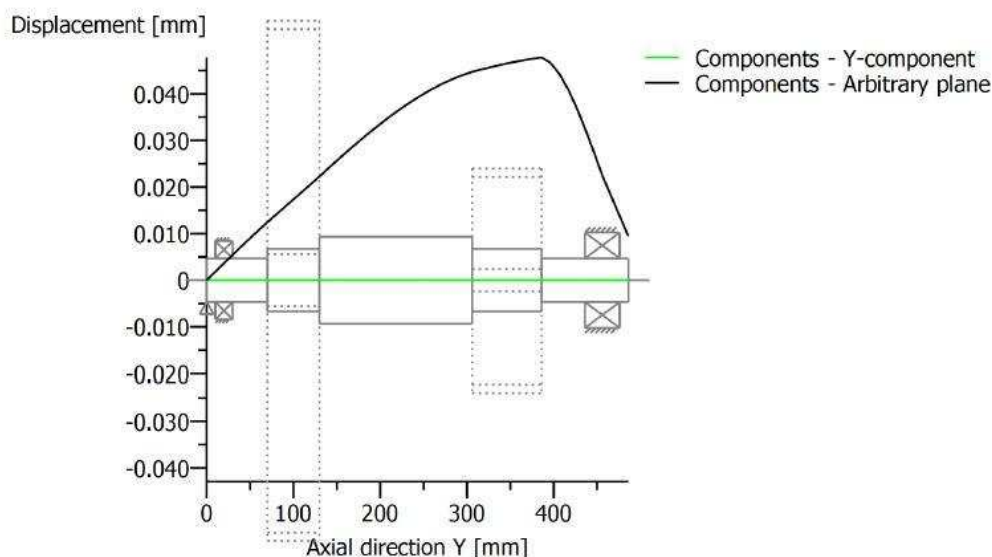
Obr. 64 – Druhý hřídel převodovky

Stejně jako u vstupní hřídele označuje modrý průběh von-Misesovo napětí a červený průběh napětí Tresca (obr. 64). Maximální napětí von-Mises je  $\sigma_{red\ max} = 70,67\ N/mm^2$ .



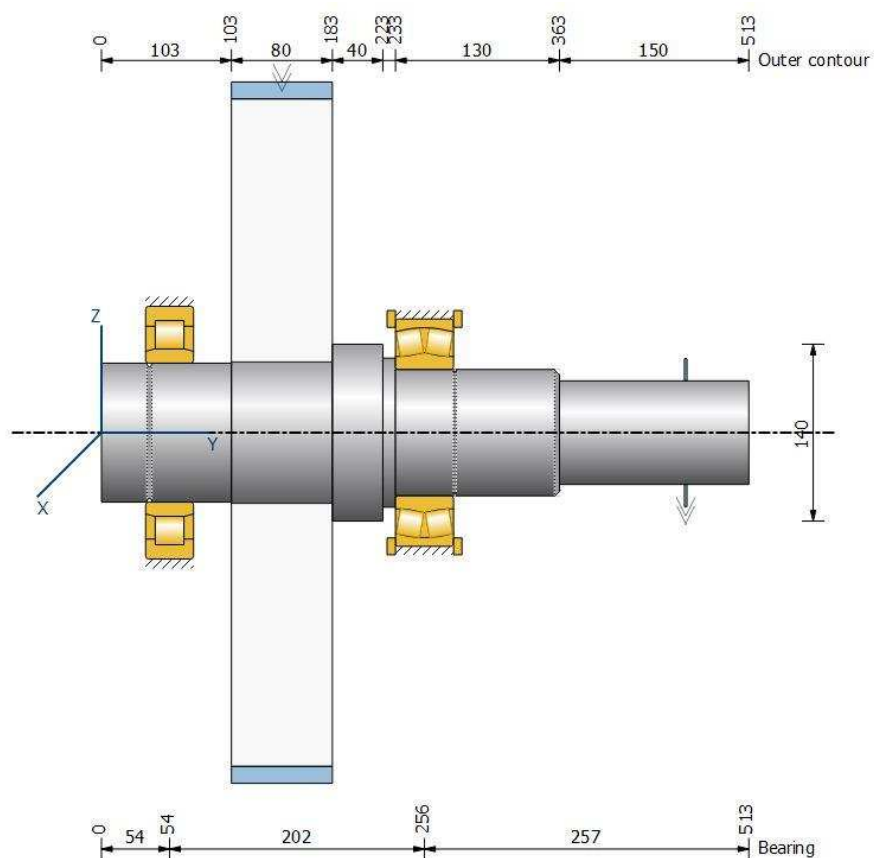
Obr. 65 – Namáhání druhé hřídele

Ozubená kola na druhé hřídeli mají moduly 7 a 6 mm, pro výpočet maximální požadované hodnoty průhybu je proto použit modul menší. Maximální požadovaný průhyb je  $y = 0,01 \times 6 = 0,060\ mm$  a výsledný průhyb  $y_{max} = 0,048\ mm$ . Výsledný maximální průhyb je menší než požadovaná hodnota  $y \geq y_{max}$  a proto výsledný průhyb (obr. 65) druhé hřídele vyhovuje.



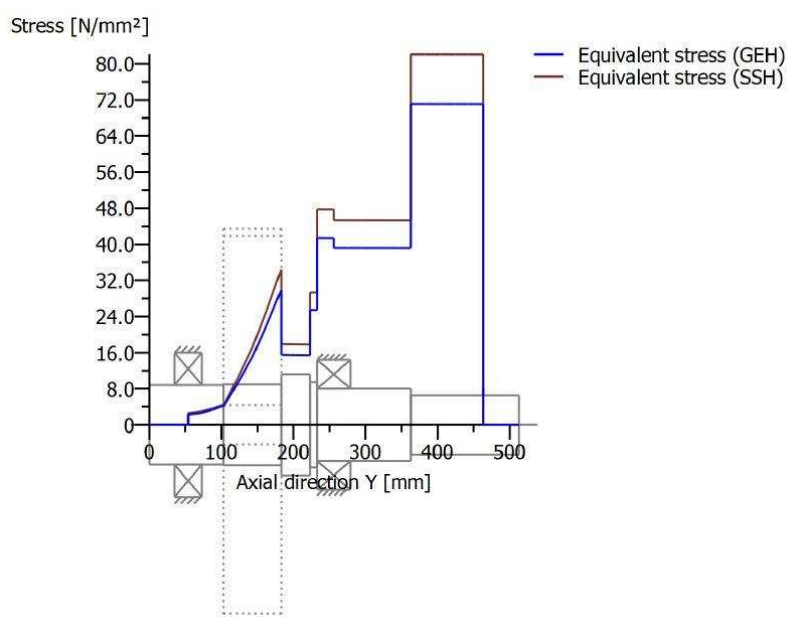
Obr. 66 – Deformace druhé hřídele

Ozubené kolo na výstupní hřídeli (obr. 66) je taktéž měněno podle požadovaného celkového převodu. Jako spoj hřídele a ozubeného kola je opět použito rovnoboké drážkování. Další přenos momentu z výstupní hřídele je zajištěn taktéž pomocí rovnobokého drážkování.



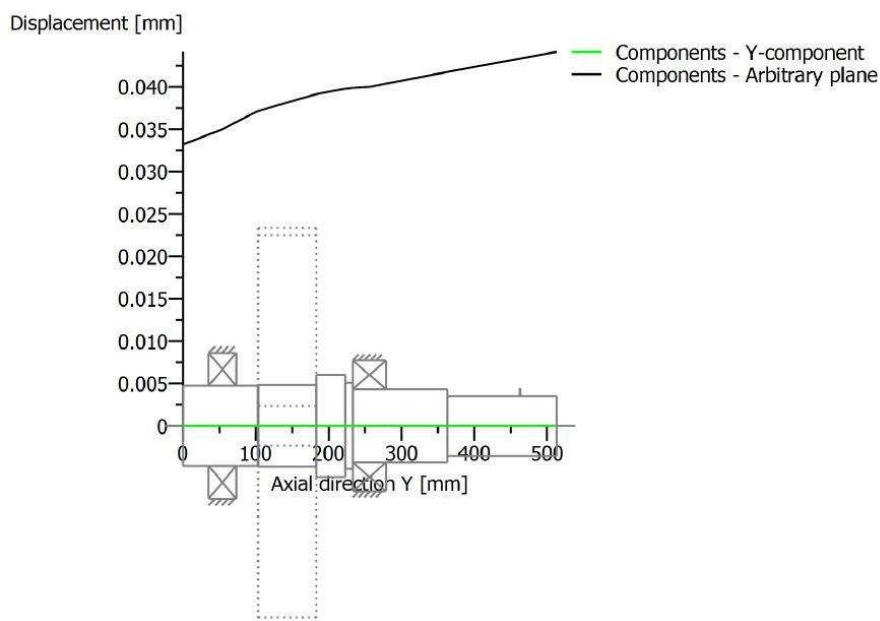
Obr. 67 – Výstupní hřídel převodovky

Zde opět (obr. 67) modrý průběh označuje napětí podle von-Misesa a červený průběh napětí Tresca. Maximální napětí podle von-Misesa je rovno  $\sigma_{red\ max} = 71,10\ N/mm^2$ .



Obr. 68 – Namáhání výstupní hřídele

Maximální hodnota požadovaného průhybu u výstupní hřídele je stejná jako u hřídele druhé, tedy  $y = 0,01 \times 6 = 0,060 \text{ mm}$ . Maximální výsledný průhyb je  $y_{max} = 0,044 \text{ mm}$  a  $y \geq y_{max}$ . Výsledný průhyb vyhovuje.



Obr. 69 – Deformace výstupní hřídele

### 5.6.3 Kontrola minimálních průměrů navržených hřídelí

Průměry hřídelí byly navrženy tak, aby vyhovovaly jejich průhyby a namáhání. V následující kapitole byla provedena kontrola minimálních průměrů jednotlivých navržených hřídelí. Ta vychází z dovoleného namáhání v krutu pro nelegovanou ušlechtilou ocel C45.

$$\tau_{twD} = \frac{\tau_{tw}}{k} = \frac{210}{3} = 70 \text{ MPa}$$

$$\tau_{twD} = \frac{M_t}{W_k} = \frac{16 \times M_t}{\pi \times \phi d_{h1 \min}^3} \rightarrow \phi d_{h1 \min} = \sqrt[3]{\frac{16 \times M_t}{\pi \times \tau_{twD}}}$$

**Vstupní hřídel:**

$$M_{t1} = 716,197 \text{ Nm}$$

$$\phi d_{h1 \min} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 716,197}{\pi \times 70 \times 10^6}} = 37,351 \text{ mm}$$

$$\phi d_{h1} = 37,5 \text{ mm}$$

$$\phi d_{h1} \geq \phi d_{h1 \min}$$

Minimální průměr vstupní hřídele vyhovuje.

**Druhý hřídel:**

$$M_{t2} = 2057,215 \text{ Nm}$$

$$\varnothing d_{h1 \min} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 2057,215}{\pi \times 70 \times 10^6}} = 53,095 \text{ mm}$$

$$\varnothing d_{h1} = 47 \text{ mm}$$

$$\varnothing d_{h1} \geq \varnothing d_{h1 \min}$$

Minimální průměr hřídele vyhovuje.

**Výstupní hřídel:**

$$M_{t3} = 4266,568 \text{ Nm}$$

$$\varnothing d_{h1 \min} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 4266,568}{\pi \times 70 \times 10^6}} = 67,710 \text{ mm}$$

$$\varnothing d_{h1} = 96,5 \text{ mm}$$

$$\varnothing d_{h1} \geq \varnothing d_{h1 \min}$$

Minimální průměr výstupní hřídele vyhovuje.

#### 5.6.4 Kontrola pera

Pero na vstupní hřídeli bylo kontrolováno na otláčení, krut byl zanedbán.

$$p_1 = \frac{F}{S} = \frac{2 \times M_t}{d_h \times S} = \frac{2 \times M_t}{d_h \times \frac{h}{2} \times (L - b)}$$

Dovolený tlak se u neposuvného spoje pohybuje mezi 100 a 120 MPa, pro výpočet otláčení pera byl zvolen dovolený tlak  $p_D = 110 \text{ MPa}$ .

**Vstupní hřídel:**

$$M_{t1} = 716,197 \text{ Nm}$$

$$\varnothing d_{h1} = 40 \text{ mm}$$

$$b = 12 \text{ mm}$$

$$h = 8 \text{ mm}$$

$$L = 100 \text{ mm}$$

$$p_1 = \frac{2 \times 716,197}{0,040 \times \frac{0,008}{2} \times (0,100 - 0,012)} = 102 \text{ MPa}$$

$$p_1 \leq p_D$$

Pero na vstupní hřídeli vyhovuje.



### 5.6.5 Kontrola drážkování

Následující výpočty byly zpracovány pro převod  $i_C = 6,3$ . Stejně jako při kontrole pera byl výpočet proveden na otláčení, krut a ohyb byly zanedbány.

$$p = \frac{F}{S} = \frac{\frac{2 \times M_t}{d_s}}{0,75 \times h \times L \times z} = \frac{\frac{4 \times M_t}{D + d}}{0,75 \times \frac{D - d}{2} \times L \times z} = \frac{8 \times M_t}{0,75 \times L \times z \times (D - d) \times (D + d)}$$

Při výpočtu dovoleného tlaku bylo vycházeno z dovoleného napětí na mezi kluzu pro nelegovanou ušlechtilou ocel C45.

$$p_D = 0,6 \times \sigma_D = 0,6 \times \frac{Rp}{k} = 0,6 \times \frac{490}{3} = 163,3 \text{ MPa}$$

#### Vstupní hřídel:

$$M_{t1} = 716,197 \text{ Nm}$$

$$z \times d \times D = 8 \times 56 \times 65$$

$$L = 60 \text{ mm}$$

$$p_1 = \frac{8 \times 716,197}{0,75 \times 0,060 \times 8 \times (0,065 - 0,056) \times (0,065 + 0,056)} = 15 \text{ MPa}$$

$$p_1 \leq p_D$$

Rovnoboké drážkování vstupní hřídele vyhovuje.

#### Druhý hřídel:

$$M_{t2} = 2057,215 \text{ Nm}$$

$$z \times d \times D = 10 \times 72 \times 82$$

$$L = 60 \text{ mm}$$

$$p_{21} = \frac{8 \times 2057,215}{0,75 \times 0,060 \times 10 \times (0,082 - 0,072) \times (0,082 + 0,072)} = 24 \text{ MPa}$$

$$p_{21} \leq p_D$$

Rovnoboké drážkování vyhovuje.

$$M_{t2} = 2057,215 \text{ Nm}$$

$$z \times d \times D = 10 \times 72 \times 82$$

$$L = 80 \text{ mm}$$

$$p_{22} = \frac{8 \times 2057,215}{0,75 \times 0,080 \times 10 \times (0,082 - 0,072) \times (0,082 + 0,072)} = 18 \text{ MPa}$$

$$p_{22} \leq p_D$$

Rovnoboké drážkování vyhovuje.

#### Výstupní hřídel:

$$M_{t3} = 4266,568 \text{ Nm}$$

$$z \times d \times D = 10 \times 112 \times 125$$

$$L = 80 \text{ mm}$$

$$p_{31} = \frac{8 \times 4266,568}{0,75 \times 0,080 \times 10 \times (0,125 - 0,112) \times (0,125 + 0,112)} = 19 \text{ MPa}$$

$$p_{31} \leq p_D$$

Rovnoboké drážkování vyhovuje.

$$M_{t3} = 4266,568 \text{ Nm}$$

$$z \times d \times D = 10 \times 82 \times 92$$

$$L = 100 \text{ mm}$$

$$p_{32} = \frac{8 \times 4266,568}{0,75 \times 0,100 \times 10 \times (0,092 - 0,082) \times (0,092 + 0,082)} = 26 \text{ MPa}$$

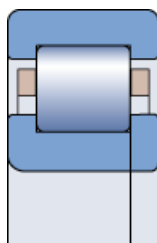
$$p_{31} \leq p_D$$

Rovnoboké drážkování vyhovuje.

### 5.6.6 Volba uložení

Pro uložení hřídelí převodovky byla použita kombinace ložisek válečkových a dvouřadých soudečkových od firmy SKF. Všechna ložiska byla podobně jako hřídele navržena tak, aby vyhovovala i pro nejtěžší převod  $i_c = 16$ .

V důsledku nedostatku místa pro montáž a demontáž valivých ložisek v domku, byla použita válečková ložiska v provedení NUP, odpadla tím nutnost zajištění vnějšího kroužku válečkových ložisek a dosáhlo se také výrazného usnadnění montáže a demontáže.



Obr. 70 - Ložisko NUP [35]

Při návrhu a kontrole jednotlivých ložisek byl sledován koeficient statické bezpečnosti  $s_0$  uvedený v tabulce níže.

Tabulka 12 - Koeficient statické bezpečnosti

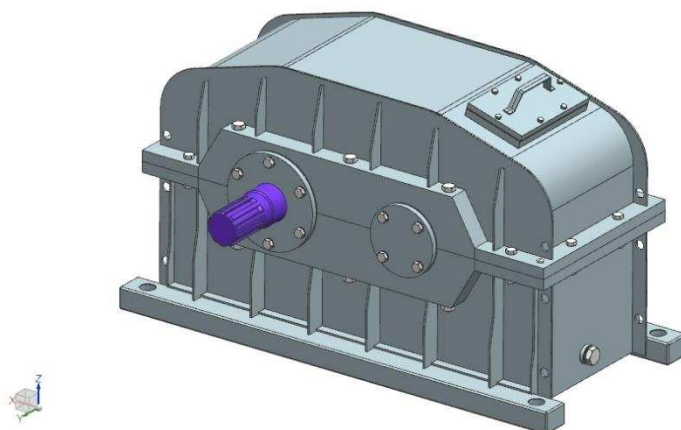
Ložiska		
Hřídel	Typ ložiska	$s_0$
Vstupní hřídel	22208 EK	25,89
	NUP 208 ECML	13,03
Druhý hřídel	22310 E	17,79
	NJ 210 ECJ	9999,99
Výstupní hřídel	22220 EK	68,37
	NUP 222 ECML	38,33

## 6 Závěr

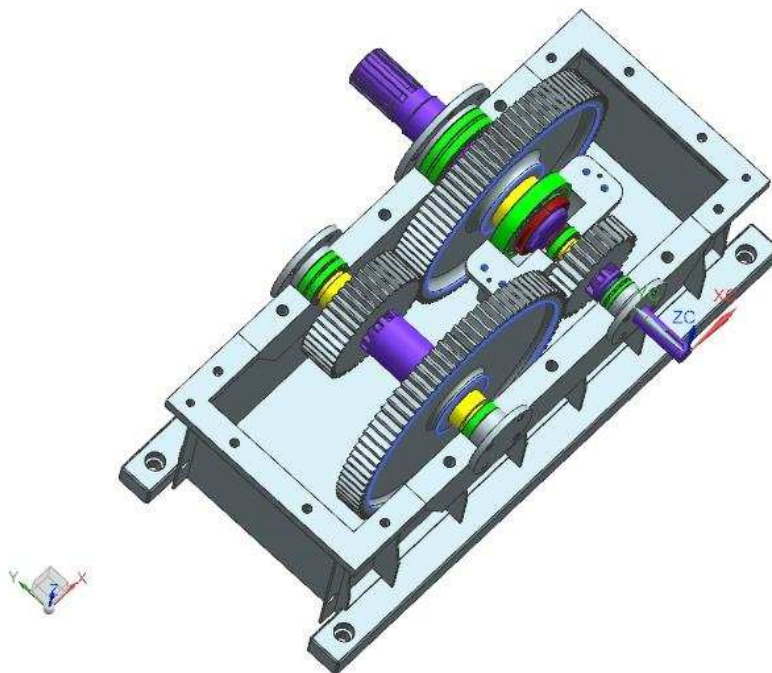
Cílem práce bylo zpracování rešerše v oblasti převodových mechanismů a vypracování konstrukčního návrhu koaxiální převodovky o příkonu 75 kW a vstupních otáčkách 1000 ot/min.

Část zabývající se rešerší byla kromě rozdělení převodových mechanismů, jejich stavebních prvků a základních parametrů blíže věnována také čelním soukolím, geometrií ozubení a jejich návrhem.

V konstrukční části práci byla pomocí softwaru KISSsoft navržena a zároveň pevnostně zkontrolována všechna soukolí a hřídele. Dále byla pomocí softwaru KISSsoft zkontrolována také navržená ložiska SKF. Následně byl proveden kontrolní výpočet spojovacích prvků a minimálních průměrů jednotlivých hřídelí.



Obr. 71 - Model převodovky



Obr. 72 - 3D pohled do roviny

## 7 Seznam použité literatury

- [1] KRÁTKÝ, Jaroslav, Eva KRÓNEROVÁ a Stanislav HOSNEDL. *Obecné strojní části 2: základní a složené převodové mechanismy*. V Plzni: Západočeská univerzita, 2011. ISBN 978-80-261-0066-9.
- [2] *Spolehlivé sledování stavu elektromotorů nejnovějších generací senzorovaných ložisek SKF* [online]. 2018 [cit. 2018-01-13]. Dostupné z: <http://evolution.skf.com/cs/spolehlive-sledovani-stavu-elektromotoru-nejnovejsich-generaci-senzorovanych-lozisek-skf/>
- [3] Eshop.ameco.cz [online]. 2014 [cit. 2018-01-13]. Dostupné z: <http://eshop.ameco.cz/produkty/Kuzelove-sukolesia-priame-a-spiralove-ozubenie>
- [4] *Ozubené hřebeny* [online]. 2018 [cit. 2018-01-13]. Dostupné z: <http://www.ozubene-hrebeny.cz/>
- [5] *Le viti a ricircolo di sfere* [online]. 2017 [cit. 2018-01-13]. Dostupné z: <https://www.cnc-cast.it/blog/le-viti-a-ricircolo-di-sfere/>
- [6] *Planetová převodovka* [online]. 2013 [cit. 2018-01-13]. Dostupné z: <http://mlgearsdesigns.blog.cz/1310/planetova-prevodovka>
- [7] *Combined planetary eccentric gear* [online]. 2016 [cit. 2018-01-13]. Dostupné z: [https://www.maul-konstruktionen.de/eng/kombinierte\\_planetengetriebe\\_e.php](https://www.maul-konstruktionen.de/eng/kombinierte_planetengetriebe_e.php)
- [8] *Ozubené kolo* [online]. 2017 [cit. 2018-01-13]. Dostupné z: [https://cs.wikipedia.org/wiki/Ozuben%C3%A9\\_kolo](https://cs.wikipedia.org/wiki/Ozuben%C3%A9_kolo)
- [9] *Šneková soukolí* [online]. 2017 [cit. 2018-01-13]. Dostupné z: <http://www.mitcalc.com/doc/gear4/help/cz/gear4txt.htm>
- [10] *What are Ballscrews? Summary for Motion Engineers* [online]. 2011 [cit. 2018-01-13]. Dostupné z: <http://www.motioncontrolltips.com/ballscrews/>
- [11] *Výběr ložiska* [online]. 2017 [cit. 2018-01-13]. Dostupné z: [http://www.mitcalc.cz/doc/help/cz/c\\_bearing\\_choice.htm](http://www.mitcalc.cz/doc/help/cz/c_bearing_choice.htm)
- [12] *Kupplungen* [online]. 2008 [cit. 2018-01-13]. Dostupné z: <https://www.lehrerfreund.de/technik/1s/kupplungen/3213>
- [13] *5.4 Hřídelové spojky* [online]. 2018 [cit. 2018-01-13]. Dostupné z: <http://vyuka.odbornaterminologie.cz/anglicky-jazyk/5-4-hridelove-spojky-en>
- [14] *Strojírenská teorie II.díl - SPOJKY* [online]. 2005 [cit. 2018-01-13]. Dostupné z: <http://kovotech.kvalitne.cz/view.php?cislocclanku=2005031401>
- [15] *Typy těsnění* [online]. 2016 [cit. 2018-01-13]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/principles/application-of-bearings/sealing-arrangements/types-of-seals/index.html>
- [16] *Mazání ložisek plastickými mazivy* [online]. 2010 [cit. 2018-01-13]. Dostupné z: <http://www.techmagazin.cz/231>
- [17] *Add Oil Circulation to Gear and Bearing Sumps for Greater Reliability* [online]. 2017 [cit. 2018-01-13]. Dostupné z: <http://www.machinerylubrication.com/Read/29453/circulation-gear-sumps>
- [18] *LUBRICATION OF GEARS* [online]. 2015 [cit. 2018-01-13]. Dostupné z: <http://khkgears.net/gear-knowledge/gear-technical-reference/lubrication-of-gears/>

- [19] *Ozubená hřídel Caterpillar* [online]. 2018 [cit. 2018-01-13]. Dostupné z: <https://www.nahradnidilystroje.cz/nahradni-dily/stavebni-technika/nahradni-dily/caterpillar/prevodovka-a-napravy-caterpillar/ozubena-hridel-caterpillar-9r-2424-original/>
- [20] *Čelní ozubené kolo kalené /broušené* [online]. 2017 [cit. 2018-01-13]. Dostupné z: <https://www.tat.cz/produkty/pohonova-technika/pohonove-prvky/ozubena-kola/celni-ozubene-kolo-kalene-brousene/>
- [21] *Svařovaná ozubená kola* [online]. 2017 [cit. 2018-01-13]. Dostupné z: <http://gear-service.cz/svarovana-kola/>
- [22] *Visualisierung einer Evolventenverzahnung* [online]. 1995 [cit. 2018-01-13]. Dostupné z: [http://www.arteclab.uni-bremen.de/Projects/Hysim/pool/a\\_evolv.html](http://www.arteclab.uni-bremen.de/Projects/Hysim/pool/a_evolv.html)
- [23] *Výroba ozubení* [online]. 2006 [cit. 2018-01-13]. Dostupné z: <http://jhamernik.sweb.cz/Ozubeni.htm>
- [24] *Non-Involute Gearing, Function and Manufacturing Compared to Established Gear Designs* [online]. 2015 [cit. 2018-01-13]. Dostupné z: [https://www.geartechology.com/articles/0115/Non-Involute\\_Gearing,\\_Function\\_and\\_Manufacturing\\_Compared\\_to\\_Established\\_Gear\\_Designs/](https://www.geartechology.com/articles/0115/Non-Involute_Gearing,_Function_and_Manufacturing_Compared_to_Established_Gear_Designs/)
- [25] *INVOLUTE GEAR PROFILE* [online]. 2015 [cit. 2018-01-13]. Dostupné z: [http://khkgears.net/new/gear\\_knowledge/gear\\_technical\\_reference/involute\\_gear\\_profile.html](http://khkgears.net/new/gear_knowledge/gear_technical_reference/involute_gear_profile.html)
- [26] *Čelní soukolí* [online]. 2008 [cit. 2018-01-13]. Dostupné z: <http://www.ozubeni.cz/ozubeni/celni.html>
- [27] *Postup modelování čelního ozubeného kola se šikmými zuby* [online]. 2017 [cit. 2018-01-13]. Dostupné z: <http://www.mujsolidworks.cz/postup-modelovani-celniho-ozubeneho-kola-se-sikmymi-zuby/>
- [28] *Základní geometrické výpočty čelních ozubených kol* [online]. 2016 [cit. 2018-01-13]. Dostupné z: <http://help.autodesk.com/view/INVNTOR/2016/CSY/?guid=GUID-AC237C37-5150-4A61-9A11-C6E3DF4DE38D>
- [29] *Prevody I.* [online]. 2013 [cit. 2018-01-13]. Dostupné z: <http://rc-tamiya.cekuj.net/index.php?a=16>
- [30] *CALCULATION OF GEAR DIMENSIONS* [online]. 2015 [cit. 2018-01-13]. Dostupné z: <http://khkgears.net/gear-knowledge/gear-technical-reference/calculation-gear-dimensions/>
- [31] *Korigování soukolí* [online]. 2013 [cit. 2018-01-13]. Dostupné z: <http://mlgeardesigns.blog.cz/1310/korigovani-soukoli>
- [32] *GEAR FORCES* [online]. 2015 [cit. 2018-01-13]. Dostupné z: <https://khkgears.net/gear-knowledge/gear-technical-reference/gear-forces/>
- [33] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [34] *Elektromotor SIEMENS 1LG4288-6AA6x, 75 kW* [online]. 2014 [cit. 2018-01-13]. Dostupné z: <http://www.elektromotory.com/elektromotory-siemens-rady-1lg4-zvyseny-vykon-1000-otacek/1lg4-288-6aa6.html>
- [35] *Provedení a varianty* [online]. 2016 [cit. 2018-05-15]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/cylindrical-roller-bearings/single-row-cylindrical-roller-bearings/designs-and-variants/index.html>

## 8 Seznam obrázků

Obr. 1 - Schéma pohonného systému.....	10
Obr. 2 – Paralelní řazení (vlevo), sériové řazení (vpravo) [1] .....	11
Obr. 3 – Charakteristika regulačního synchronního motoru .....	11
Obr. 4 – Průběhu výkonu (červeně) a točivého momentu (modře) na otáčkách motoru 1,8 TSI, Škoda Octavia III [2].....	12
Obr. 5 – Kuželové soukolí s přímými zuby [3].....	13
Obr. 6 – Kinematická dvojice pastorek-hřeben [4] .....	13
Obr. 7 – Kuličkový pohybový šroub-matice [5] .....	13
Obr. 8 – Koaxiální převodovka [1] .....	14
Obr. 9 – Čelní dvoustupňová převodovka (vlevo), klasická kuželočelní převodovka (vpravo) [1] .....	14
Obr. 10 – Planetová převodovka [6] .....	14
Obr. 11 – Excentrická planetová převodovka [7] .....	15
Obr. 12 – Čelní kolo s vnějším ozubením s přímými zuby [8] .....	17
Obr. 13 – Čelní kolo s vnitřním ozubením s přímými zuby [8] .....	17
Obr. 14 – Čelní kola s vnějším ozubením se zuby: zleva s přímými, šikmými, šípovými [8].	17
Obr. 15 – Kuželové soukolí s přímými zuby [8].....	18
Obr. 16 – Kuželová kola se zuby: (zleva) přímými, šikmými, zakřivenými [8].....	18
Obr. 17 – Šroubové válcové soukolí [8] .....	19
Obr. 18 – Šnekové soukolí [8] .....	19
Obr. 19 – Válcový šnek – válcové šnekové kolo (1), válcový šnek – globoidní šnekové kolo (2), globoidní šnek – válcové šnekové kolo (3), globoidní šnek – globoidní šnekové kolo (4) [9] .....	20
Obr. 20 – Kuličkový šroub – matice [10].....	20
Obr. 21 – Model hřídele ozubeného kola .....	21
Obr. 22 – Valivá ložiska: A- kuličkové radiální, B- kuličkové s kosouhlým stykem, C- kuličkové naklápěcí, D- válečkové, E- jehlové, F- kuželíkové, G- soudečkové, H- toroidní, I- kuličkové axiální, J- válečkové axiální, K- jehlové axiální, L- soudečkové axiální [11] .....	21
Obr. 23 – Spojení pomocí těsného pera a drážkování.....	22
Obr. 24 – Schéma pohonného systému se spojkou .....	22
Obr. 25 – Pevná kotoučová spojka [12] .....	23
Obr. 26 - Oldhamova spojka [13].....	23
Obr. 27 – Pružná spojka s hadovitými pružinami [13] .....	23
Obr. 28 – Pojistná spojka se střížným kolíkem [13] .....	24
Obr. 29 – Pojistná kuličková vysmekovací spojka [13].....	24
Obr. 30 – Lamelová třecí pojistná spojka [14].....	24
Obr. 31 – Převodová skříň dělená .....	25
Obr. 32 – Těsnění plošné [15].....	26
Obr. 33 – Hřídelový těsnící kroužek [15] .....	26
Obr. 34 – Labyrintové těsnění [15] .....	26
Obr. 35 – Mazání plastickým mazivem [16].....	27
Obr. 36 – Mazání rozstříkem [17].....	27

Obr. 37 – Druh mazání v závislosti na obvodové rychlosti [18].....	28
Obr. 38 – Ozubení zhotovené na hřídeli [19].....	29
Obr. 39 – Kotoučové ozubené kolo [20].....	29
Obr. 40 – Svařované dvoudiskové ozubené kolo [21] .....	30
Obr. 41 – Základní zákon ozubení [22].....	30
Obr. 42 - Epicykloida [23] .....	31
Obr. 43 – Wildhaber – Novikovo ozubení [24] .....	31
Obr. 44 – Evolventa [23].....	32
Obr. 45 – Konstrukce evolventy [25].....	32
Obr. 46 – Geometrie ozubení [26] .....	33
Obr. 47 – Šikmé ozubení [27] .....	33
Obr. 48 – Úhel sklonu zubu [27].....	34
Obr. 49 – Geometrie ozubení se základní kružnicí [28] .....	35
Obr. 50 – Záběrová úsečka [25] .....	37
Obr. 51 – Normalizovaný profil výrobního hřebene [29] .....	38
Obr. 52 – Korekce ozubených kol (zleva): kolo N, kolo +V, kolo –V [29].....	39
Obr. 53 – Nekorigované soukolí [33].....	39
Obr. 54 – Korigované soukolí [30] .....	40
Obr. 55 – Podřezání paty zubu [31] .....	40
Obr. 56 – Síly v ozubení, $F_t = F_o$ , $F_x = F_{ax}$ [32].....	42
Obr. 57 – Reakce v ložiskách v rovině yz.....	43
Obr. 58 – Reakce v ložiskách v rovině xz.....	43
Obr. 59 – Elektromotor SIEMENS [34].....	45
Obr. 60 - Kinematické schéma .....	47
Obr. 61 – Vstupní hřídel převodovky.....	51
Obr. 62 – Průběh napětí na vstupní hřídeli.....	51
Obr. 63 – Deformace vstupní hřídele .....	52
Obr. 64 – Druhý hřídel převodovky .....	52
Obr. 65 – Namáhání druhé hřídele .....	53
Obr. 66 – Deformace druhé hřídele.....	53
Obr. 67 – Výstupní hřídel převodovky.....	54
Obr. 68 – Namáhání výstupní hřídele .....	54
Obr. 69 – Deformace výstupní hřídele .....	55
Obr. 70 - Ložisko NUP [35].....	58
Obr. 71 - Model převodovky.....	59
Obr. 72 - 3D pohled do roviny .....	59

## 9 Seznam tabulek

Tabulka 1 – Zadané vstupní parametry .....	45
Tabulka 2 – Parametry motoru [34] .....	46
Tabulka 3 – Zvolená převodové řada .....	46
Tabulka 4 – Kinematika prvního soukolí .....	47
Tabulka 5 – Kinematika druhého soukolí .....	48
Tabulka 6 – Skutečné převody .....	48
Tabulka 7 – Materiálové hodnoty pro ocel 18CrNiMo7-6 podle DIN 743 .....	49
Tabulka 8 – Geometrické charakteristiky základního profilu .....	49
Tabulka 9 – Geometrie prvního soukolí .....	49
Tabulka 10 – Geometrie druhého soukolí .....	50
Tabulka 11 – Materiálové hodnoty pro ocel C45 podle DIN 743 .....	50
Tabulka 12 - Koeficient statické bezpečnosti .....	58



## **10 Seznam příloh**

### **10.1 Vázané**

Příloha č. 1 – Návrh a pevnostní kontrola prvního soukolí

Příloha č. 2 – Návrh a pevnostní kontrola druhého soukolí

Příloha č. 3 – Návrh a pevnostní kontrola vstupní hřídele

Příloha č. 4 – Návrh a pevnostní kontrola druhé hřídele

Příloha č. 5 – Návrh a pevnostní kontrola výstupní hřídele

### **10.2 Volně vložené**

Příloha č. 6 – Výkres sestavy

## **PŘÍLOHA č. 1**

### **Návrh a pevnostní kontrola prvního soukolí**

Name : soukoli1-b60  
 Changed by: hofrichp on: 21.02.2018 at: 10:44:06

## CALCULATION OF A CYLINDRICAL SPUR GEAR PAIR

Drawing or article number:

Gear 1: 0.000.0  
 Gear 2: 0.000.0

Calculation method DIN 3990:1987 Method B

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

Power (kW)	[P]	75.000	
Speed (1/min)	[n]	1000.0	341.2
Torque (Nm)	[T]	716.2	2099.2
Application factor	[KA]		2.50
Required service life (h)	[H]	20000.00	
Gear driving (+) / driven (-)		+	-

Working flank gear 1: Right flank

### 1. TOOTH GEOMETRY AND MATERIAL

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

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

Center distance (mm)	[a]	400.000	
Centre distance tolerance	ISO 286:2010 Measure js7		
Normal module (mm)	[mn]	7.0000	
Pressure angle at normal section (°)	[alfn]	20.0000	
Helix angle at reference circle (°)	[beta]	0.0000	
Number of teeth	[z]	29	85
Facewidth (mm)	[b]	60.00	60.00
Hand of gear		Spur gear	
Accuracy grade	[Q-DIN 3961:1978]	6	6
Inner diameter (mm)	[di]	0.00	0.00
Inner diameter of gear rim (mm)	[dbi]	0.00	0.00

Material

Gear 1: 18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened  
 ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), core strength  $\geq 25\text{HRC}$  Jominy J=12mm <HRC28

Gear 2: 18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened  
 ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), core strength  $\geq 25\text{HRC}$  Jominy J=12mm <HRC28

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

Surface hardness		HRC 61	HRC 61
Fatigue strength. tooth root stress (N/mm <sup>2</sup> )	[σFlim]	430.00	430.00
Fatigue strength for Hertzian pressure (N/mm <sup>2</sup> )	[σHlim]	1500.00	1500.00
Tensile strength (N/mm <sup>2</sup> )	[σB]	1200.00	1200.00
Yield point (N/mm <sup>2</sup> )	[σS]	850.00	850.00
Young's modulus (N/mm <sup>2</sup> )	[E]	206000	206000
Poisson's ratio	[ν]	0.300	0.300
Roughness average value DS, flank (μm)	[RAH]	0.60	0.60
Roughness average value DS, root (μm)	[RAF]	3.00	3.00
Mean roughness height, Rz, flank (μm)	[RZH]	4.80	4.80

Mean roughness height, Rz, root (µm) [RZF] 20.00 20.00

Gear reference profile 1 :

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

not topping

Gear reference profile 2 :

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

not topping

Summary of reference profile gears:

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

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

Tip relief (µm) [Ca] 2.0 2.0

Lubrication type Oil bath lubrication

Type of oil Oil: ISO-VG 220

Lubricant base Mineral-oil base

Kinem. viscosity oil at 40 °C (mm<sup>2</sup>/s) [nu40] 220.00

Kinem. viscosity oil at 100 °C (mm<sup>2</sup>/s) [nu100] 17.50

Specific density at 15 °C (kg/dm<sup>3</sup>) [roOil] 0.895

Oil temperature (°C) [TS] 70.000

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

Overall transmission ratio [itot] -2.931

Gear ratio [u] 2.931

Transverse module (mm) [mt] 7.000

Pressure angle at pitch circle (°) [alf] 20.000

Working transverse pressure angle (°) [alfwt] 20.390

[alfwt.e/i] 20.401 / 20.379

Working pressure angle at normal section (°) [alfwn] 20.390

Helix angle at operating pitch circle (°) [betaw] 0.000

Base helix angle (°) [betab] 0.000

Reference centre distance (mm)	[ad]	399.000		
Sum of profile shift coefficients	[Summexi]	0.1442		
Profile shift coefficient	[x]	0.2653		-0.1211
Tooth thickness (Arc) (module) (module)	[sn*]	1.7639		1.4826
Tip alteration (mm)	[k*mn]	-0.009		-0.009
Reference diameter (mm)	[d]	203.000		595.000
Base diameter (mm)	[db]	190.758		559.117
Tip diameter (mm)	[da]	220.697		607.286
(mm)	[da.e/i]	220.697 / 220.687		607.286 / 607.276
Tip diameter allowances (mm)	[Ada.e/i]	0.000 / -0.010		0.000 / -0.010
Tip form diameter (mm)	[dFa]	220.697		607.286
(mm)	[dFa.e/i]	220.697 / 220.687		607.286 / 607.276
Active tip diameter (mm)	[dNa]	220.697		607.286
Active tip diameter (mm)	[dNa.e/i]	220.697 / 220.687		607.286 / 607.276
Operating pitch diameter (mm)	[dw]	203.509		596.491
(mm)	[dw.e/i]	203.523 / 203.494		596.534 / 596.449
Root diameter (mm)	[df]	189.215		575.804
Generating Profile shift coefficient	[xE.e/i]	0.2467 / 0.2369		-0.1555 / -0.1712
Manufactured root diameter with xE (mm)	[df.e/i]	188.954 / 188.816		575.323 / 575.103
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	1.750		1.750
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	2.133 / 1.962		1.982 / 1.852
Active root diameter (mm)	[dNf]	195.261		583.736
(mm)	[dNf.e/i]	195.301 / 195.226		583.788 / 583.689
Root form diameter (mm)	[dFf]	194.776		580.907
(mm)	[dFf.e/i]	194.623 / 194.544		580.527 / 580.355
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	0.379 / 0.301		1.717 / 1.581
Height of bolt head (mm)	[ha=mn*(haP*x+k)]	8.848		6.143
(mm)	[ha.e/i]	8.848 / 8.843		6.143 / 6.138
Dedendum (mm)	[hf=mn*(hfP*-x)]	6.893		9.598
(mm)	[hf.e/i]	7.023 / 7.092		9.838 / 9.948
Roll angle at dFa (°)	[xsi_dFa.e/i]	33.337 / 33.331		24.290 / 24.287
Roll angle to dNa (°)	[xsi_dNa.e/i]	33.337 / 33.331		24.290 / 24.287
Roll angle to dNf (°)	[xsi_dNf.e/i]	12.580 / 12.474		17.208 / 17.172
Roll angle at dFf (°)	[xsi_dFf.e/i]	11.593 / 11.472		16.007 / 15.941
Tooth height (mm)	[h]	15.741		15.741
Virtual gear no. of teeth	[zn]	29.000		85.000
Normal tooth thickness at tip circle (mm)	[san]	4.602		5.696
(mm)	[san.e/i]	4.504 / 4.444		5.521 / 5.436
Normal-tooth thickness on tip form circle (mm)	[sFan]	4.602		5.696
(mm)	[sFan.e/i]	4.504 / 4.444		5.521 / 5.436
Normal space width at root circle (mm)	[efn]	0.000		5.418
(mm)	[efn.e/i]	0.000 / 0.000		5.466 / 5.488
Max. sliding velocity at tip (m/s)	[vga]	2.815		2.051
Specific sliding at the tip	[zetaa]	0.484		0.484
Specific sliding at the root	[zetaf]	-0.940		-0.939
Mean specific sliding	[zetam]	0.484		
Sliding factor on tip	[Kga]	0.264		0.193
Sliding factor on root	[Kgf]	-0.193		-0.264
Pitch on reference circle (mm)	[pt]	21.991		
Base pitch (mm)	[pbt]	20.665		
Transverse pitch on contact-path (mm)	[pet]	20.665		
Length of path of contact (mm)	[ga, e/i]	34.648 ( 34.730 / 34.543)		
Length T1-A, T2-A (mm)	[T1A, T2A]	20.847( 20.765/ 20.941)		118.516( 118.516/ 118.503)
Length T1-B (mm)	[T1B, T2B]	34.830( 34.830/ 34.820)		104.533( 104.451/ 104.625)
Length T1-C (mm)	[T1C, T2C]	35.452( 35.431/ 35.473)		103.911( 103.850/ 103.972)
Length T1-D (mm)	[T1D, T2D]	41.512( 41.430/ 41.606)		97.851( 97.851/ 97.838)

Length T1-E (mm)	[T1E, T2E]	55.495( 55.495/ 55.485)	83.868( 83.786/ 83.960)
Length T1-T2 (mm)	[T1T2]	139.363 ( 139.281 / 139.445)	
Diameter of single contact point B (mm)	[d-B]	203.079( 203.079/ 203.072)	596.926( 596.869/ 596.990)
Diameter of single contact point D (mm)	[d-D]	208.042( 207.976/ 208.117)	592.378( 592.378/ 592.369)
Addendum contact ratio	[eps]	0.970( 0.971/ 0.968)	0.707( 0.710/ 0.703)
Minimal length of contact line (mm)	[Lmin]	60.000	
Transverse contact ratio	[eps_a]	1.677	
Transverse contact ratio with allowances	[eps_a.e/m/i]	1.681 / 1.676 / 1.672	
Overlap ratio	[eps_b]	0.000	
Total contact ratio	[eps_g]	1.677	
Total contact ratio with allowances	[eps_g.e/m/i]	1.681 / 1.676 / 1.672	

## **2. FACTORS OF GENERAL INFLUENCE**

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Nominal circum. force at pitch circle (N)	[Ft]		7056.1
Axial force (N)	[Fa]		0.0
Radial force (N)	[Fr]		2568.2
Normal force (N)	[Fnorm]		7509.0
Nominal circumferential force per mm (N/mm)	[w]		117.60
Only as information: Forces at operating pitch circle:			
Nominal circumferential force (N)	[Ftw]		7038.5
Axial force (N)	[Faw]		0.0
Radial force (N)	[Frw]		2616.2
Circumferential speed reference circle (m/s)	[v]		10.63
Circumferential speed operating pitch circle (m/s)	[v(dw)]		10.66
Running-in value (µm)	[yp]		0.9
Running-in value (µm)	[yf]		1.1
Correction coefficient	[CM]		0.800
Gear body coefficient	[CR]		1.000
Reference profile coefficient	[CBS]		0.975
Material coefficient	[E/Est]		1.000
Singular tooth stiffness (N/mm/µm)	[c']		14.484
Meshing stiffness (N/mm/µm)	[cg]		21.834
Reduced mass (kg/mm)	[mRed]		0.13268
Resonance speed (min-1)	[nE1]		4224
Resonance ratio (-)	[N]		0.237
Subcritical range			
Running-in value (µm)	[ya]		0.9
Bearing distance l of pinion shaft (mm)	[l]		120.000
Distance s of pinion shaft (mm)	[s]		12.000
Outside diameter of pinion shaft (mm)	[dsh]		60.000
Load according to Figure 6.8, DIN 3990-1:1987 [-]		4	
(0:6.8a, 1:6.8b, 2:6.8c, 3:6.8d, 4:6.8e)			
Coefficient K' according to Figure 6.8, DIN 3990-1:1987 [K']		-1.00	
Without support effect			
Tooth trace deviation (active) (µm)	[Fby]		4.25
from deformation of shaft (µm)	[fsh*B1]		2.82
(fsh (µm) = 2.82, B1= 1.00, fHb5 (µm) = 7.00)			
Tooth without tooth trace modification			
Position of Contact pattern: favorable			
from production tolerances (µm)	[fma*B2]		10.00
(B2= 1.00)			

Tooth trace deviation, theoretical (µm)	[Fbx]		5.00
Running-in value (µm)	[yb]		0.75
Dynamic factor	[KV]		1.142
Face load factor - flank	[KHb]		1.138
- Tooth root	[KFb]		1.102
- Scuffing	[KBb]		1.138
Transverse load factor - flank	[KH <sub>a</sub> ]		1.006
- Tooth root	[KF <sub>a</sub> ]		1.006
- Scuffing	[KB <sub>a</sub> ]		1.006
Helical load factor scuffing	[K <sub>bg</sub> ]		1.000
Number of load cycles (in mio.)	[NL]	1200.000	409.412

### **3. TOOTH ROOT STRENGTH**

Calculation of Tooth form coefficients according method: B

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Calculated with profile shift	[x]	0.2653	-0.1211
Tooth form factor	[YF]	1.15	1.30
Stress correction factor	[YS]	2.22	2.07
Working angle (°)	[alfFn]	20.60	19.57
Bending moment arm (mm)	[hF]	6.32	7.46
Tooth thickness at root (mm)	[sFn]	15.17	15.53
Tooth root radius (mm)	[roF]	3.30	3.52
(hF* = 0.902/ 1.066 sFn* = 2.167/ 2.218 roF* = 0.472/ 0.503)			
(dsFn (mm) = 191.752/578.687 alfsFn(°) = 30.00/ 30.00 qs = 2.296/ 2.205)			
Contact ratio factor	[Yeps]		1.000
Helix angle factor	[Ybet]		1.000
Effective facewidth (mm)	[beff]	60.00	60.00
Nominal stress at tooth root (N/mm <sup>2</sup> )	[sigF0]	42.81	45.30
Tooth root stress (N/mm <sup>2</sup> )	[sigF]	135.34	143.23
Permissible bending stress at root of Test-gear			
Notch sensitivity factor	[YdreIT]	0.998	0.997
Surface factor	[YRrelT]	0.957	0.957
size factor (Tooth root)	[YX]	0.980	0.980
Finite life factor	[YNT]	1.000	1.000
	[YdreIT*YRrelT*YX*YNT]	0.936	0.935
Alternating bending factor (mean stress influence coefficient)	[YM]	1.000	1.000
Stress correction factor	[Yst]	2.00	
Yst*sigFlim (N/mm <sup>2</sup> )	[sigFE]	860.00	860.00
Permissible tooth root stress (N/mm <sup>2</sup> )	[sigFP=sigFG/SFmin]	574.83	574.31
Limit strength tooth root (N/mm <sup>2</sup> )	[sigFG]	804.76	804.04
Required safety	[SFmin]	1.40	1.40
Safety for Tooth root stress	[SF=sigFG/sigF]	5.95	5.61
Transmittable power (kW)	[kWRating]	318.54	300.72

### **4. SAFETY AGAINST PITTING (TOOTH FLANK)**

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Zone factor	[ZH]		2.469
Elasticity coefficient ( $\sqrt{N/mm}$ )	[ZE]		189.812
Contact ratio factor	[Zeps]		0.880
Helix angle factor	[Zbet]		1.000
Effective facewidth (mm)	[beff]		60.00
Nominal contact stress (N/mm <sup>2</sup> )	[sigH0]		363.46
Contact stress at operating pitch circle (N/mm <sup>2</sup> )	[sigHw]		656.96
Single tooth contact factor	[ZB,ZD]	1.01	1.00
Contact stress (N/mm <sup>2</sup> )	[sigHB, sigHD]	660.82	656.96
Lubrication coefficient at NL	[ZL]	1.020	1.020
Speed coefficient at NL	[ZV]	1.002	1.002
Roughness coefficient at NL	[ZR]	0.999	0.999
Material pairing coefficient at NL	[ZW]	1.000	1.000
Finite life factor	[ZNT]	1.000	1.000
	[ZL*ZV*ZR*ZNT]	1.021	1.021
Small no. of pittings permissible:	no		
Size factor (flank)	[ZX]	1.000	1.000
Permissible contact stress (N/mm <sup>2</sup> )	[sigHP=sigHG/SHmin]	1531.66	1531.66
Pitting stress limit (N/mm <sup>2</sup> )	[sigHG]	1531.66	1531.66
Required safety	[SHmin]	1.00	1.00
Safety factor for contact stress at operating pitch circle			
	[SHw]	2.33	2.33
Safety for stress at single tooth contact	[SHBD=sigHG/sigHBD]	2.32	2.33
(Safety regarding transmittable torque)	[(SHBD)^2]	5.37	5.44
Transmittable power (kW)	[kWRating]	402.91	407.67

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

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

#### **5. STRENGTH AGAINST SCUFFING**

Calculation method according to DIN 3990:1987

Lubrication coefficient (for lubrication type)	[XS]	1.000	
Scuffing test and load stage	[FZGtest]	FZG - Test A / 8.3 / 90 (ISO 14635 - 1)	12
Relative structure coefficient (Scuffing)	[XWrelT]	1.000	
Thermal contact factor (N/mm/s <sup>0.5</sup> /K)	[BM]	13.780	13.780
Relevant tip relief ( $\mu\text{m}$ )	[Ca]	2.00	2.00
Optimal tip relief ( $\mu\text{m}$ )	[Ceff]	20.30	
Ca taken as optimal in the calculation (0=no, 1=yes)		0	0
Effective facewidth (mm)	[beff]	60.000	
Applicable circumferential force/facewidth (N/mm)	[wBt]	384.215	
Angle factor ( $\epsilon_1:0.970, \epsilon_2:0.707$ )	[Xalfbet]	0.983	
Flash temperature-criteria			
Tooth mass temperature ( $^{\circ}\text{C}$ )	[theMB]	77.61	
theMB = theoil + XS*0.47*theflamax	[theflamax]	16.18	
Scuffing temperature ( $^{\circ}\text{C}$ )	[theS]	408.58	
Coordinate gamma (point of highest temp.)	[Gamma]	-0.412	



[Gamma.A]=-0.412 [Gamma.E]=0.565		
Highest contact temp. (°C)	[theB]	93.79
Flash factor (°K*N <sup>-1</sup> .75*s <sup>1.5</sup> *m <sup>-1.5</sup> *mm)	[XM]	50.058
Geometry factor	[XB]	0.257
Load sharing factor	[XGam]	0.333
Dynamic viscosity (mPa*s)	[etaM]	31.20 ( 70.0 °C)
Coefficient of friction	[mym]	0.061
Required safety	[SBmin]	2.000
Safety factor for scuffing (flash temperature)	[SB]	14.229
Integral temperature-criteria		
Tooth mass temperature (°C)	[theMC ]	76.16
theMC = theoil + XS*0.70*theflaint	[theflaint]	8.81
Integral scuffing temperature (°C)	[theSint]	408.58
Flash factor (°K*N <sup>-1</sup> .75*s <sup>1.5</sup> *m <sup>-1.5</sup> *mm)	[XM]	50.058
Contact ratio factor	[Xeps]	0.230
Dynamic viscosity (mPa*s)	[etaOil]	41.90 ( 70.0 °C)
Mean coefficient of friction	[mym]	0.049
Geometry factor	[XBE]	0.257
Meshing factor	[XQ]	1.000
Tip relief factor	[XCa]	1.027
Integral tooth flank temperature (°C)	[theint]	89.37
Required safety	[SSmin]	1.800
Safety factor for scuffing (intg.-temp.)	[SSint]	4.572
Safety referring to transmittable torque	[SSL]	17.478

## 6. MEASUREMENTS FOR TOOTH THICKNESS

		----- Gear 1 ----- Gear 2 --	
		DIN 3967 cd25	DIN 3967 cd25
Tooth thickness deviation			
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[As.e/i]	-0.095 / -0.145	-0.175 / -0.255
Number of teeth spanned	[k]	4.000	10.000
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	76.441	204.070
Actual base tangent length ('span') (mm)	[Wk.e/i]	76.352 / 76.305	203.906 / 203.830
(mm)	[ΔWk.e/i]	-0.089 / -0.136	-0.164 / -0.240
Diameter of contact point (mm)	[dMWk.m]	205.462	595.125
Theoretical diameter of ball/pin (mm)	[DM]	12.528	11.720
Effective Diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	14.000	12.000
Theor. dim. centre to ball (mm)	[MrK]	114.567	305.059
Radial one ball mass (mm)	[MrK.e/i]	114.471 / 114.420	304.827 / 304.721
Diameter of contact point (mm)	[dMMr.m]	208.815	593.420
Diametral measurement over two balls without clearance (mm)	[MdK]	228.819	610.017
Diametral two ball measure (mm)	[MdK.e/i]	228.626 / 228.524	609.553 / 609.340
Diametral measurement over rolls without clearance (mm)	[MdR]	228.819	610.017
Measurement over pins according to DIN 3960 (mm)	[MdR.e/i]	228.626 / 228.524	609.553 / 609.340
Measurement over 3 pins (axial) according to AGMA 2002 (mm)			
	[dk3A.e/i]	228.626 / 228.524	609.553 / 609.340
Dimensions over 3 rolls without clearance (mm)	[Md3R]	228.504	609.915
Actual dimensions over 3 rolls (mm)	[Md3R.e/i]	228.312 / 228.210	609.451 / 609.238
Chordal tooth thickness (no backlash) (mm)	[sc]	12.340	10.378
Actual chordal tooth thickness (mm)	[sc.e/i]	12.245 / 12.195	10.203 / 10.123
Reference chordal height from da.m (mm)	[ha]	9.034	6.186
Tooth thickness (Arc) (mm)	[sn]	12.348	10.378

(mm)	[sn.e/i]	12.253 / 12.203	10.203 / 10.123
Backlash free center distance (mm)	[aControl.e/i]	399.635	/399.458
Backlash free center distance, allowances (mm)	[jta]	-0.365	-0.542
dNf.i with aControl (mm)	[dNf0.i]	194.617	582.845
Reserve (dNf0.i-dFf.e)/2 (mm)	[cF0.i]	-0.003	1.159
Tip clearance	[c0.i(aControl)]	1.448	1.338
Centre distance allowances (mm)	[Aa.e/i]	0.029	-0.029
Circumferential backlash from Aa (mm)	[jtw_Aa.e/i]	0.021	-0.021
Radial clearance (mm)	[jrw]	0.571	0.337
Circumferential backlash (transverse section) (mm)	[jtw]	0.422	0.249
Torsional angle for fixed gear 1 (°)		0.0811	0.0479
Normal backlash (mm)	[jnw]	0.397	0.234

## 7. GEAR ACCURACY

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

According to DIN 3961:1978

	[Q-DIN3961]	6	6
Accuracy grade	[Q-DIN3961]	6	6
Profile form deviation (µm)	[ff]	14.00	14.00
Profile slope deviation (µm)	[fHa]	9.00	9.00
Total profile deviation (µm)	[Ff]	16.00	16.00
Helix form deviation (µm)	[fbf]	8.00	8.00
Helix slope deviation (µm)	[fHb]	10.00	10.00
Total helix deviation (µm)	[Fb]	13.00	13.00
Normal base pitch deviation (µm)	[fpe]	11.00	12.00
Single pitch deviation (µm)	[fp]	11.00	12.00
Adjacent pitch difference (µm)	[fu]	13.00	15.00
Total cumulative pitch deviation (µm)	[Fp]	37.00	48.00
Sector pitch deviation over z/8 pitches (µm)	[Fpz/8]	23.00	30.00
Runout (µm)	[Fr]	28.00	35.00
Tooth Thickness Variation (µm)	[Rs]	16.00	21.00
Single flank composite, total (µm)	[Fi]	43.00	51.00
Single flank composite, tooth-to-tooth (µm)	[fi]	19.00	20.00
Radial composite, total (µm)	[Fi"]	31.00	38.00
Radial composite, tooth-to-tooth (µm)	[fi"]	14.00	17.00

Axis alignment tolerances (recommendation acc. ISO TR 10064:1992, Quality 6)

Maximum value for deviation error of axis (µm)	[fSigbet]	17.00 (Fb=17.00)
Maximum value for inclination error of axes (µm)	[fSigdel]	34.00

## 8. ADDITIONAL DATA

Mass - calculated with da (kg)	[Mass]	17.972	136.078
Total mass (kg)	[Mass]	154.050	
Moment of inertia (System referenced to wheel 1): calculation without consideration of the exact tooth shape			
single gears ((da+df)/2...di) (kg*m²)	[TraeghMom]	0.08112	5.63623
System ((da+df)/2...di) (kg*m²)	[TraeghMom]	0.73719	
Torsional stiffness (MNm/rad)	[cr]	11.9	102.4
Mean coeff. of friction (acc. Niemann)	[mum]	0.038	
Wear sliding coef. by Niemann	[zetw]	0.812	
Gear power loss (kW)	[PVZ]	0.313	
(Meshing efficiency (%))	[etaz]	99.582	

**9. DETERMINATION OF TOOTH FORM**

Data for the tooth form calculation :  
 Data not available.

**10. SERVICE LIFE, DAMAGE**

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

Service life (calculated with required safeties):

System service life (h) [Hatt] > 1000000

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

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

Damage calculated on the basis of the required service life [H] ( 20000.0 h)

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

**REMARKS:**

- Specifications with [e/i] imply: Maximum [e] and Minimal value [i] with consideration of all tolerances  
 Specifications with [m] imply: Mean value within tolerance
- For the backlash tolerance, the center distance tolerances and the tooth thickness deviation are taken into account. Shown is the maximal and the minimal backlash corresponding the largest resp. the smallest allowances  
 The calculation is done for the Operating pitch circle..
- Details of calculation method:  
 cg according to method B  
 KV according to method B  
 KHb, KFb according method C  
 KHa, KFa according to method B

---

End of Report lines: 494

---

## **PŘÍLOHA č. 2**

### **Návrh a pevnostní kontrola druhého soukolí**

Name : soukoli2-ic6,3-b80  
 Changed by: hofrichp on: 21.02.2018 at: 10:27:56

## CALCULATION OF A CYLINDRICAL SPUR GEAR PAIR

Drawing or article number:

Gear 1: 0.000.0  
 Gear 2: 0.000.0

Calculation method DIN 3990:1987 Method B

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

Power (kW)	[P]	75.000	
Speed (1/min)	[n]	341.2	161.2
Torque (Nm)	[T]	2099.2	4442.5
Application factor	[KA]		2.50
Required service life (h)	[H]	20000.00	
Gear driving (+) / driven (-)		+	-

Working flank gear 1: Right flank

### 1. TOOTH GEOMETRY AND MATERIAL

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

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

Center distance (mm)	[a]	400.000	
Centre distance tolerance	ISO 286:2010 Measure js7		
Normal module (mm)	[mn]	6.0000	
Pressure angle at normal section (°)	[alfn]	20.0000	
Helix angle at reference circle (°)	[beta]	0.0000	
Number of teeth	[z]	43	91
Facewidth (mm)	[b]	80.00	80.00
Hand of gear		Spur gear	
Accuracy grade	[Q-DIN 3961:1978]	6	6
Inner diameter (mm)	[di]	0.00	0.00
Inner diameter of gear rim (mm)	[dbi]	0.00	0.00

Material

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

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

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

Surface hardness		HRC 61	HRC 61
Fatigue strength. tooth root stress (N/mm <sup>2</sup> )	[σFlim]	430.00	430.00
Fatigue strength for Hertzian pressure (N/mm <sup>2</sup> )	[σHlim]	1500.00	1500.00
Tensile strength (N/mm <sup>2</sup> )	[σB]	1200.00	1200.00
Yield point (N/mm <sup>2</sup> )	[σS]	850.00	850.00
Young's modulus (N/mm <sup>2</sup> )	[E]	206000	206000
Poisson's ratio	[ν]	0.300	0.300
Roughness average value DS, flank (μm)	[RAH]	0.60	0.60
Roughness average value DS, root (μm)	[RAF]	3.00	3.00
Mean roughness height, Rz, flank (μm)	[RZH]	4.80	4.80

Mean roughness height, Rz, root (µm) [RZF] 20.00 20.00

Gear reference profile 1 :

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

not topping

Gear reference profile 2 :

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

not topping

Summary of reference profile gears:

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

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

Tip relief (µm) [Ca] 2.0 2.0

Lubrication type Oil bath lubrication

Type of oil Oil: ISO-VG 220

Lubricant base Mineral-oil base

Kinem. viscosity oil at 40 °C (mm<sup>2</sup>/s) [nu40] 220.00

Kinem. viscosity oil at 100 °C (mm<sup>2</sup>/s) [nu100] 17.50

Specific density at 15 °C (kg/dm<sup>3</sup>) [roOil] 0.895

Oil temperature (°C) [TS] 70.000

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

Overall transmission ratio [itot] -2.116

Gear ratio [u] 2.116

Transverse module (mm) [mt] 6.000

Pressure angle at pitch circle (°) [alf] 20.000

Working transverse pressure angle (°) [alfwt] 19.197

[alfwt.e/i] 19.209 / 19.186

Working pressure angle at normal section (°) [alfwn] 19.197

Helix angle at operating pitch circle (°) [betaw] 0.000

Base helix angle (°) [betab] 0.000

Reference centre distance (mm)	[ad]	402.000	
Sum of profile shift coefficients	[Summexi]	-0.3270	
Profile shift coefficient	[x]	0.0423	-0.3692
Tooth thickness (Arc) (module) (module)	[sn*]	1.6016	1.3020
Tip alteration (mm)	[k*mn]	-0.038	-0.038
Reference diameter (mm)	[d]	258.000	546.000
Base diameter (mm)	[db]	242.441	513.072
Tip diameter (mm)	[da]	270.431	553.493
(mm)	[da.e/i]	270.431 / 270.421	553.493 / 553.483
Tip diameter allowances (mm)	[Ada.e/i]	0.000 / -0.010	0.000 / -0.010
Tip form diameter (mm)	[dFa]	270.431	553.493
(mm)	[dFa.e/i]	270.431 / 270.421	553.493 / 553.483
Active tip diameter (mm)	[dNa]	270.431	553.493
Active tip diameter (mm)	[dNa.e/i]	270.431 / 270.421	553.493 / 553.483
Operating pitch diameter (mm)	[dw]	256.716	543.284
(mm)	[dw.e/i]	256.735 / 256.698	543.322 / 543.245
Root diameter (mm)	[df]	243.507	526.569
Generating Profile shift coefficient	[xE.e/i]	0.0205/ 0.0091	-0.3990/ -0.4127
Manufactured root diameter with xE (mm)	[df.e/i]	243.246 / 243.109	526.212 / 526.047
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	1.500	1.500
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	1.794 / 1.650	1.732 / 1.602
Active root diameter (mm)	[dNf]	248.696	532.693
(mm)	[dNf.e/i]	248.740 / 248.657	532.746 / 532.647
Root form diameter (mm)	[dFf]	248.522	531.490
(mm)	[dFf.e/i]	248.355 / 248.268	531.219 / 531.094
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	0.236 / 0.151	0.826 / 0.714
Height of bolt head (mm)	[ha=mn*(haP*+x+k)]	6.216	3.747
(mm)	[ha.e/i]	6.216 / 6.211	3.747 / 3.742
Dedendum (mm)	[hf=mn*(hfP*-x)]	7.246	9.715
(mm)	[hf.e/i]	7.377 / 7.446	9.894 / 9.976
Roll angle at dFa (°)	[xsi_dFa.e/i]	28.316 / 28.310	23.187 / 23.184
Roll angle to dNa (°)	[xsi_dNa.e/i]	28.316 / 28.310	23.187 / 23.184
Roll angle to dNf (°)	[xsi_dNf.e/i]	13.146 / 13.058	16.018 / 15.977
Roll angle at dFf (°)	[xsi_dFf.e/i]	12.733 / 12.638	15.373 / 15.319
Tooth height (mm)	[h]	13.462	13.462
Virtual gear no. of teeth	[zn]	43.000	91.000
Normal tooth thickness at tip circle (mm)	[san]	4.583	5.018
(mm)	[san.e/i]	4.488 / 4.431	4.890 / 4.825
Normal-tooth thickness on tip form circle (mm)	[sFan]	4.583	5.018
(mm)	[sFan.e/i]	4.488 / 4.431	4.890 / 4.825
Normal space width at root circle (mm)	[efn]	5.159	4.890
(mm)	[efn.e/i]	5.220 / 5.253	4.930 / 4.949
Max. sliding velocity at tip (m/s)	[vga]	0.931	0.763
Specific sliding at the tip	[zetaa]	0.435	0.435
Specific sliding at the root	[zetaf]	-0.770	-0.770
Mean specific sliding	[zetam]	0.435	
Sliding factor on tip	[Kga]	0.203	0.166
Sliding factor on root	[Kgf]	-0.166	-0.203
Pitch on reference circle (mm)	[pt]	18.850	
Base pitch (mm)	[pbt]	17.713	
Transverse pitch on contact-path (mm)	[pet]	17.713	
Length of path of contact (mm)	[ga, e/i]	32.194 ( 32.281 / 32.083)	
Length T1-A, T2-A (mm)	[T1A, T2A]	27.713( 27.626/ 27.813)	103.817( 103.817/ 103.803)
Length T1-B (mm)	[T1B, T2B]	42.195( 42.195/ 42.183)	89.335( 89.248/ 89.433)
Length T1-C (mm)	[T1C, T2C]	42.207( 42.179/ 42.235)	89.322( 89.264/ 89.381)
Length T1-D (mm)	[T1D, T2D]	45.426( 45.339/ 45.526)	86.104( 86.104/ 86.091)

Length T1-E (mm)	[T1E, T2E]	59.907( 59.907/ 59.896)	71.622( 71.536/ 71.720)
Length T1-T2 (mm)	[T1T2]	131.530 ( 131.443 / 131.616)	
Diameter of single contact point B (mm)	[d-B]	256.708( 256.708/ 256.701)	543.292( 543.235/ 543.356)
Diameter of single contact point D (mm)	[d-D]	258.904( 258.844/ 258.975)	541.201( 541.201/ 541.193)
Addendum contact ratio	[eps]	0.999( 1.001/ 0.997)	0.818( 0.822/ 0.814)
Minimal length of contact line (mm)	[Lmin]	80.000	
Transverse contact ratio	[eps_a]	1.818	
Transverse contact ratio with allowances	[eps_a.e/m/i]	1.822 / 1.817 / 1.811	
Overlap ratio	[eps_b]	0.000	
Total contact ratio	[eps_g]	1.818	
Total contact ratio with allowances	[eps_g.e/m/i]	1.822 / 1.817 / 1.811	

## 2. FACTORS OF GENERAL INFLUENCE

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Nominal circum. force at pitch circle (N)	[Ft]		16272.9
Axial force (N)	[Fa]		0.0
Radial force (N)	[Fr]		5922.8
Normal force (N)	[Fnorm]		17317.2
Nominal circumferential force per mm (N/mm)	[w]		203.41
Only as information: Forces at operating pitch circle:			
Nominal circumferential force (N)	[Ftw]		16354.2
Axial force (N)	[Faw]		0.0
Radial force (N)	[Frw]		5694.3
Circumferential speed reference circle (m/s)	[v]		4.61
Circumferential speed operating pitch circle (m/s)	[v(dw)]		4.59
Running-in value (µm)	[yp]		0.8
Running-in value (µm)	[yf]		0.8
Correction coefficient	[CM]		0.800
Gear body coefficient	[CR]		1.000
Reference profile coefficient	[CBS]		0.975
Material coefficient	[E/Est]		1.000
Singular tooth stiffness (N/mm/µm)	[c']		14.118
Meshing stiffness (N/mm/µm)	[cg]		22.775
Reduced mass (kg/mm)	[mRed]		0.18551
Resonance speed (min-1)	[nE1]		2461
Resonance ratio (-)	[N]		0.139
Subcritical range			
Running-in value (µm)	[ya]		0.8
Bearing distance l of pinion shaft (mm)	[l]		160.000
Distance s of pinion shaft (mm)	[s]		16.000
Outside diameter of pinion shaft (mm)	[dsh]		80.000
Load according to Figure 6.8, DIN 3990-1:1987 [-]		4	
(0:6.8a, 1:6.8b, 2:6.8c, 3:6.8d, 4:6.8e)			
Coefficient K' according to Figure 6.8, DIN 3990-1:1987 [K']		-1.00	
Without support effect			
Tooth trace deviation (active) (µm)	[Fby]		4.25
from deformation of shaft (µm)	[fsh*B1]		4.46
(fsh (µm) = 4.46, B1= 1.00, fHb5 (µm) = 7.00)			
Tooth without tooth trace modification			
Position of Contact pattern: favorable			
from production tolerances (µm)	[fma*B2]		10.00
(B2= 1.00)			



Tooth trace deviation, theoretical ( $\mu\text{m}$ )	[Fbx]		5.00
Running-in value ( $\mu\text{m}$ )	[yb]		0.75
Dynamic factor	[KV]		1.054
Face load factor - flank	[KHb]		1.090
- Tooth root	[KFb]		1.075
- Scuffing	[KBb]		1.090
Transverse load factor - flank	[KH <sub>a</sub> ]		1.000
- Tooth root	[KF <sub>a</sub> ]		1.000
- Scuffing	[KB <sub>a</sub> ]		1.000
Helical load factor scuffing	[K <sub>bg</sub> ]		1.000
Number of load cycles (in mio.)	[NL]	409.412	193.458

### **3. TOOTH ROOT STRENGTH**

Calculation of Tooth form coefficients according method: B

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Calculated with profile shift	[x]	0.0423	-0.3692
Tooth form factor	[YF]	1.09	1.21
Stress correction factor	[YS]	2.19	2.04
Working angle ( $^{\circ}$ )	[alfFn]	18.48	18.28
Bending moment arm (mm)	[hF]	5.03	5.65
Tooth thickness at root (mm)	[sFn]	12.95	13.06
Tooth root radius (mm)	[roF]	3.08	3.33
(hF* = 0.839/0.942 sFn* = 2.158/2.177 roF* = 0.513/0.555)			
(dsFn (mm) = 245.904/529.189 alfsFn( $^{\circ}$ ) = 30.00/30.00 qs = 2.105/1.961)			
Contact ratio factor	[Yeps]		1.000
Helix angle factor	[Ybet]		1.000
Effective facewidth (mm)	[beff]	80.00	80.00
Nominal stress at tooth root (N/mm <sup>2</sup> )	[sigF0]	80.81	83.20
Tooth root stress (N/mm <sup>2</sup> )	[sigF]	228.77	235.54
Permissible bending stress at root of Test-gear			
Notch sensitivity factor	[YdreIT]	0.996	0.995
Surface factor	[YRrelT]	0.957	0.957
size factor (Tooth root)	[YX]	0.990	0.990
Finite life factor	[YNT]	1.000	1.000
	[YdreIT*YRrelT*YX*YNT]	0.944	0.942
Alternating bending factor (mean stress influence coefficient)	[YM]	1.000	1.000
Stress correction factor	[Yst]	2.00	
Yst*sigFlim (N/mm <sup>2</sup> )	[sigFE]	860.00	860.00
Permissible tooth root stress (N/mm <sup>2</sup> )	[sigFP=sigFG/SFmin]	579.59	578.73
Limit strength tooth root (N/mm <sup>2</sup> )	[sigFG]	811.42	810.22
Required safety	[SFmin]	1.40	1.40
Safety for Tooth root stress	[SF=sigFG/sigF]	3.55	3.44
Transmittable power (kW)	[kWRating]	190.01	184.28

### **4. SAFETY AGAINST PITTING (TOOTH FLANK)**

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Zone factor	[ZH]		2.550
Elasticity coefficient ( $\sqrt{N/mm}$ )	[ZE]		189.812
Contact ratio factor	[Zeps]		0.853
Helix angle factor	[Zbet]		1.000
Effective facewidth (mm)	[beff]		80.00
Nominal contact stress (N/mm <sup>2</sup> )	[sigH0]		444.90
Contact stress at operating pitch circle (N/mm <sup>2</sup> )	[sigHw]		753.97
Single tooth contact factor	[ZB,ZD]	1.00	1.00
Contact stress (N/mm <sup>2</sup> )	[sigHB, sigHD]	754.03	753.97
Lubrication coefficient at NL	[ZL]	1.020	1.020
Speed coefficient at NL	[ZV]	0.980	0.980
Roughness coefficient at NL	[ZR]	0.999	0.999
Material pairing coefficient at NL	[ZW]	1.000	1.000
Finite life factor	[ZNT]	1.000	1.000
	[ZL*ZV*ZR*ZNT]	0.999	0.999
Small no. of pittings permissible:	no		
Size factor (flank)	[ZX]	1.000	1.000
Permissible contact stress (N/mm <sup>2</sup> )	[sigHP=sigHG/SHmin]	1498.92	1498.92
Pitting stress limit (N/mm <sup>2</sup> )	[sigHG]	1498.92	1498.92
Required safety	[SHmin]	1.00	1.00
Safety factor for contact stress at operating pitch circle			
	[SHw]	1.99	1.99
Safety for stress at single tooth contact	[SHBD=sigHG/sigHBD]	1.99	1.99
(Safety regarding transmittable torque)	[(SHBD)^2]	3.95	3.95
Transmittable power (kW)	[kWRating]	296.37	296.42

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

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

#### **5. STRENGTH AGAINST SCUFFING**

Calculation method according to DIN 3990:1987

Lubrication coefficient (for lubrication type)	[XS]	1.000	
Scuffing test and load stage	[FZGtest]	FZG - Test A / 8.3 / 90 (ISO 14635 - 1)	12
Relative structure coefficient (Scuffing)	[XWrelT]	1.000	
Thermal contact factor (N/mm/s <sup>0.5</sup> /K)	[BM]	13.780	13.780
Relevant tip relief ( $\mu\text{m}$ )	[Ca]	2.00	2.00
Optimal tip relief ( $\mu\text{m}$ )	[Ceff]	36.02	
Ca taken as optimal in the calculation (0=no, 1=yes)		0	0
Effective facewidth (mm)	[beff]	80.000	
Applicable circumferential force/facewidth (N/mm)	[wBt]	584.190	
Angle factor ( $\epsilon_1:0.999, \epsilon_2:0.818$ )	[Xalfbet]	0.966	
Flash temperature-criteria			
Tooth mass temperature ( $^{\circ}\text{C}$ )	[theMB]	77.26	
theMB = theoil + XS*0.47*theflamax	[theflamax]	15.45	
Scuffing temperature ( $^{\circ}\text{C}$ )	[theS]	408.58	
Coordinate gamma (point of highest temp.)	[Gamma]	-0.343	

[Gamma.A]=-0.343 [Gamma.E]=0.419		
Highest contact temp. (°C)	[theB]	92.71
Flash factor (°K*N <sup>-1</sup> .75*s <sup>-1</sup> .5*m <sup>-1</sup> .5*mm)	[XM]	50.058
Geometry factor	[XB]	0.214
Load sharing factor	[XGam]	0.333
Dynamic viscosity (mPa*s)	[etaM]	31.60 ( 70.0 °C)
Coefficient of friction	[mym]	0.079
Required safety	[SBmin]	2.000
Safety factor for scuffing (flash temperature)	[SB]	14.905
Integral temperature-criteria		
Tooth mass temperature (°C)	[theMC ]	75.87
theMC = theoil + XS*0.70*theflaint	[theflaint]	8.39
Integral scuffing temperature (°C)	[theSint]	408.58
Flash factor (°K*N <sup>-1</sup> .75*s <sup>-1</sup> .5*m <sup>-1</sup> .5*mm)	[XM]	50.058
Contact ratio factor	[Xeps]	0.219
Dynamic viscosity (mPa*s)	[etaOil]	41.90 ( 70.0 °C)
Mean coefficient of friction	[mym]	0.067
Geometry factor	[XBE]	0.214
Meshing factor	[XQ]	1.000
Tip relief factor	[XCa]	1.031
Integral tooth flank temperature (°C)	[theint]	88.46
Required safety	[SSmin]	1.800
Safety factor for scuffing (intg.-temp.)	[SSint]	4.619
Safety referring to transmittable torque	[SSL]	18.343

## 6. MEASUREMENTS FOR TOOTH THICKNESS

		----- Gear 1 ----- Gear 2 --	
		DIN 3967 cd25	DIN 3967 cd25
Tooth thickness deviation			
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[As.e/i]	-0.095 / -0.145	-0.130 / -0.190
Number of teeth spanned	[k]	5.000	10.000
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	83.494	174.403
Actual base tangent length ('span') (mm)	[Wk.e/i]	83.405 / 83.358	174.281 / 174.225
(mm)	[ΔWk.e/i]	-0.089 / -0.136	-0.122 / -0.179
Diameter of contact point (mm)	[dMWk.m]	256.379	541.855
Theoretical diameter of ball/pin (mm)	[DM]	10.213	9.980
Effective Diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	10.500	10.000
Theor. dim. centre to ball (mm)	[MrK]	136.737	277.452
Radial one ball mass (mm)	[MrK.e/i]	136.621 / 136.560	277.270 / 277.186
Diameter of contact point (mm)	[dMMr.m]	258.821	541.193
Diametral measurement over two balls without clearance (mm)	[MdK]	273.298	554.823
Diametral two ball measure (mm)	[MdK.e/i]	273.067 / 272.945	554.460 / 554.291
Diametral measurement over rolls without clearance (mm)	[MdR]	273.298	554.823
Measurement over pins according to DIN 3960 (mm)	[MdR.e/i]	273.067 / 272.945	554.460 / 554.291
Measurement over 3 pins (axial) according to AGMA 2002 (mm)			
	[dk3A.e/i]	273.067 / 272.945	554.460 / 554.291
Dimensions over 3 rolls without clearance (mm)	[Md3R]	273.122	554.742
Actual dimensions over 3 rolls (mm)	[Md3R.e/i]	272.892 / 272.770	554.379 / 554.210
Chordal tooth thickness (no backlash) (mm)	[sc]	9.607	7.812
Actual chordal tooth thickness (mm)	[sc.e/i]	9.512 / 9.462	7.682 / 7.622
Reference chordal height from da.m (mm)	[ha]	6.303	3.772
Tooth thickness (Arc) (mm)	[sn]	9.609	7.812

(mm)	[sn.e/i]	9.514 /	9.464	7.682 /	7.622
Backlash free center distance (mm)	[aControl.e/i]	399.677	/399.519		
Backlash free center distance, allowances (mm)	[jta]	-0.323	/	-0.481	
dNf.i with aControl (mm)	[dNf0.i]	248.057		531.910	
Reserve (dNf0.i-dFf.e)/2 (mm)	[cF0.i]	-0.149		0.346	
Tip clearance	[c0.i(aControl)]	1.197		1.149	
Centre distance allowances (mm)	[Aa.e/i]	0.029	/	-0.029	
Circumferential backlash from Aa (mm)	[jtw_Aa.e/i]	0.020	/	-0.020	
Radial clearance (mm)	[jrw]	0.510	/	0.294	
Circumferential backlash (transverse section) (mm)	[jtw]	0.353	/	0.204	
Torsional angle for fixed gear 1 (°)		0.0745	/	0.0430	
Normal backlash (mm)	[jnw]	0.332	/	0.192	

## 7. GEAR ACCURACY

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

According to DIN 3961:1978

	[Q-DIN3961]	6	6
Accuracy grade	[Q-DIN3961]	6	6
Profile form deviation (µm)	[ff]	10.00	10.00
Profile slope deviation (µm)	[fHa]	7.00	7.00
Total profile deviation (µm)	[Ff]	13.00	13.00
Helix form deviation (µm)	[fbf]	8.00	8.00
Helix slope deviation (µm)	[fHb]	10.00	10.00
Total helix deviation (µm)	[Fb]	13.00	13.00
Normal base pitch deviation (µm)	[fpe]	9.00	10.00
Single pitch deviation (µm)	[fp]	9.00	10.00
Adjacent pitch difference (µm)	[fu]	11.00	12.00
Total cumulative pitch deviation (µm)	[Fp]	34.00	39.00
Sector pitch deviation over z/8 pitches (µm)	[Fpz/8]	22.00	25.00
Runout (µm)	[Fr]	25.00	28.00
Tooth Thickness Variation (µm)	[Rs]	15.00	16.00
Single flank composite, total (µm)	[Fi]	38.00	42.00
Single flank composite, tooth-to-tooth (µm)	[fi]	15.00	16.00
Radial composite, total (µm)	[Fi"]	28.00	32.00
Radial composite, tooth-to-tooth (µm)	[fi"]	12.00	14.00

Axis alignment tolerances (recommendation acc. ISO TR 10064:1992, Quality 6)

Maximum value for deviation error of axis (µm)	[fSigbet]	15.00 (Fb= 15.00)
Maximum value for inclination error of axes (µm)	[fSigdel]	30.00

## 8. ADDITIONAL DATA

Mass - calculated with da (kg)	[Mass]	35.980	150.718
Total mass (kg)	[Mass]	186.698	
Moment of inertia (System referenced to wheel 1): calculation without consideration of the exact tooth shape			
single gears ((da+df)/2...di) (kg*m <sup>2</sup> )	[TraeghMom]	0.26745	5.22170
System ((da+df)/2...di) (kg*m <sup>2</sup> )	[TraeghMom]	1.43336	
Torsional stiffness (MNm/rad)	[cr]	26.8	119.9
Mean coeff. of friction (acc. Niemann)	[mum]	0.045	
Wear sliding coef. by Niemann	[zetw]	0.791	
Gear power loss (kW)	[PVZ]	0.308	
(Meshing efficiency (%))	[etaz]	99.589	

**9. DETERMINATION OF TOOTH FORM**

Data for the tooth form calculation :

Data not available.

**10. SERVICE LIFE, DAMAGE**

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

Service life (calculated with required safeties):

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

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

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

Damage calculated on the basis of the required service life [H] ( 20000.0 h)

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

**REMARKS:**

- Specifications with [e/i] imply: Maximum [e] and Minimal value [i] with consideration of all tolerances  
Specifications with [m] imply: Mean value within tolerance
- For the backlash tolerance, the center distance tolerances and the tooth thickness deviation are taken into account. Shown is the maximal and the minimal backlash corresponding the largest resp. the smallest allowances  
The calculation is done for the Operating pitch circle..
- Details of calculation method:  
cg according to method B  
KV according to method B  
KHb, KFb according method C  
KHa, KFa according to method B

---

End of Report

lines: 494

---

## **PŘÍLOHA č. 3**

### **Návrh a pevnostní kontrola vstupního hřídele**

KISSsoft academic license for Uni Pilsen

File

Name : hridel1-ic6.3  
 Changed by: hofrichp on: 04.04.2018 at: 11:44:59

## Analysis of shafts, axle and beams

### Input data

Coordinate system shaft: see picture W-002

Label	Shaft 1
Drawing	
Initial position (mm)	0.000
Length (mm)	363.000
Speed (1/min)	1000.00
Sense of rotation: clockwise	
Material	C45 (1)
Young's modulus (N/mm <sup>2</sup> )	206000.000
Poisson's ratio nu	0.300
Density (kg/m <sup>3</sup> )	7830.000
Coefficient of thermal expansion (10 <sup>-6</sup> /K)	11.500
Temperature (°C)	20.000
Weight of shaft (kg)	5.077
(Notice: Weight stands for the shaft only without considering the gears)	
Weight of shaft, including additional masses (kg)	10.132
Mass moment of inertia (kg*m <sup>2</sup> )	0.015
Momentum of mass GD2 (Nm <sup>2</sup> )	0.572
Position in space (°)	0.000
Gears mounted with stiffness according to ISO	
Consider deformations due to shearing	
Shear correction coefficient	1.100
Contact angle of rolling bearings is considered	
Tolerance field: Mean value	
Reference temperature (°C)	20.000

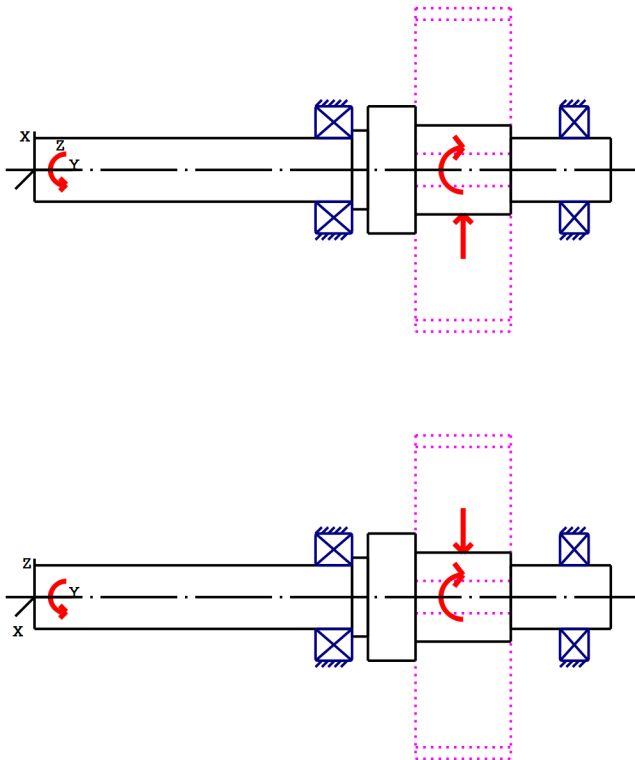


Figure: Load applications

**Shaft definition (Shaft 1)**

**Outer contour**

Cylinder (Cylinder) 0.000mm ... 200.000mm

Diameter (mm)	[d]	40.0000
Length (mm)	[l]	200.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.0000

Cylinder (Cylinder) 200.000mm ... 210.000mm

Diameter (mm)	[d]	49.6000
Length (mm)	[l]	10.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.0000

Cylinder (Cylinder) 210.000mm ... 240.000mm

Diameter (mm)	[d]	80.0000
Length (mm)	[l]	30.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.0000

Cylinder (Cylinder) 240.000mm ... 300.000mm

Diameter (mm)	[d]	56.0000
Length (mm)	[l]	60.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.0000

Cylinder (Cylinder) 300.000mm ... 363.000mm



Diameter (mm)	[d]	40.0000
Length (mm)	[l]	63.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.0000

Circumferential groove (Circumferential groove)  
t=0.59 (mm), r=2.50 (mm), Rz=8.0, Turned (Ra=3.2µm/125µin)

### Forces

Type of force element		<b>Cylindrical gear</b>
Label in the model		Cylindrical gear
Position on shaft (mm)	[ylocal]	270.0000
Position in global system (mm)	[yglobal]	270.0000
Operating pitch diameter (mm)		203.5088
Spur gear		
Working pressure angle at normal section (°)		20.3899
Position of contact (°)		180.0000
Length of load application (mm)		60.0000
Power (kW)		75.0000 driving (Output)
Torque (Nm)		-716.1972
Axial force (N)		0.0000
Shearing force X (N)		2616.1795
Shearing force Z (N)		-7038.4902
Bending moment X (Nm)		-0.0000
Bending moment Z (Nm)		-0.0000

Type of force element		<b>Coupling</b>
Label in the model		Coupling / Motor
Position on shaft (mm)	[ylocal]	20.0000
Position in global system (mm)	[yglobal]	20.0000
Effective diameter (mm)		0.0000
Radial force factor (-)		0.0000
Direction of the radial force (°)		0.0000
Axial force factor (-)		0.0000
Length of load application (mm)		0.0000
Power (kW)		75.0000 driven (Input)
Torque (Nm)		716.1972
Axial force (N)		0.0000
Shearing force X (N)		0.0000
Shearing force Z (N)		0.0000
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		0.0000
Mass (kg)		0.0000
Mass moment of inertia Jp (kg*m <sup>2</sup> )		0.0000
Mass moment of inertia Jxx (kg*m <sup>2</sup> )		0.0000
Mass moment of inertia Jzz (kg*m <sup>2</sup> )		0.0000
Eccentricity (mm)		0.0000

### Bearing

Label in the model		L
Bearing type		SKF *22208 EK
Bearing type		Spherical roller bearings
Bearing position (mm)	[ylocal]	188.500
Bearing position (mm)	[yglobal]	188.500

Attachment of external ring		Fixed bearing	
Inner diameter (mm)	[d]		40.000
External diameter (mm)	[D]		80.000
Width (mm)	[b]		23.000
Corner radius (mm)	[r]		1.100
Basic static load rating	[C <sub>0</sub> ]		91.500
Basic dynamic load rating	[C]		98.500
Fatigue load rating	[C <sub>U</sub> ]		10.000
Values for approximated geometry:			
Basic dynamic load rating (kN)	[C <sub>theo</sub> ]		0.000
Basic static load rating (kN)	[C <sub>0theo</sub> ]		0.000

Label in the model		P	
Bearing type			SKF *NUP 208 ECML
Bearing type			Cylindrical roller bearing (single row)
Bearing position (mm)	[y <sub>lokal</sub> ]		340.000
Bearing position (mm)	[y <sub>global</sub> ]		340.000
Attachment of external ring		Free bearing	
Inner diameter (mm)	[d]		40.000
External diameter (mm)	[D]		80.000
Width (mm)	[b]		18.000
Corner radius (mm)	[r]		1.100
Basic static load rating	[C <sub>0</sub> ]		53.000
Basic dynamic load rating	[C]		62.000
Fatigue load rating	[C <sub>U</sub> ]		6.700
Values for approximated geometry:			
Basic dynamic load rating (kN)	[C <sub>theo</sub> ]		0.000
Basic static load rating (kN)	[C <sub>0theo</sub> ]		0.000

-----

Shaft 'Shaft 1': Cylindrical gear 'Cylindrical gear' (y= 270.0000 (mm)) is taken into account as component of the shaft.  
 EI (y= 240.0000 (mm)): 99446.4369 (Nm<sup>2</sup>), EI (y= 300.0000 (mm)): 99446.4369 (Nm<sup>2</sup>), m (yS= 270.0000 (mm)): 5.0551 (kg)  
 Jp: 0.0126 (kg\*m<sup>2</sup>), Jxx: 0.0078 (kg\*m<sup>2</sup>), Jzz: 0.0078 (kg\*m<sup>2</sup>)

## **Results**

### **Shaft**

Maximum deflection (mm)	0.023
Position of the maximum (mm)	300.000
Mass center of gravity (mm)	199.212
Total axial load (N)	0.000
Torsion under torque (°)	-0.384

### **Bearing**

Probability of failure	[n]	10.00	%
Axial clearance	[u <sub>A</sub> ]	10.00	µm
Lubricant	Oil: ISO-VG 220		

Lubricant - service temperature [T<sub>B</sub>] 20.00 °C  
 Rolling bearings, classical calculation (contact angle considered)

#### Shaft 'Shaft 1' Rolling bearing 'L'

Position (Y-coordinate)	[y]	188.50	mm
Equivalent load	[P]	3.53	kN
Equivalent load	[P <sub>0</sub> ]	3.53	kN
Life modification factor for reliability[a <sub>1</sub> ]		1.000	
Nominal bearing service life	[L <sub>nh</sub> ]	> 1000000	h
Operating viscosity	[v]	912.87	mm <sup>2</sup> /s
Static safety factor	[S <sub>0</sub> ]	25.89	
Bearing reaction force	[F <sub>x</sub> ]	-1.209	kN
Bearing reaction force	[F <sub>y</sub> ]	0.000	kN
Bearing reaction force	[F <sub>z</sub> ]	3.321	kN
Bearing reaction force	[F <sub>r</sub> ]	3.534	kN (110°)
Oil level	[H]	0.000	mm
Rolling moment of friction	[M <sub>rr</sub> ]	0.344	Nm
Sliding moment of friction	[M <sub>sl</sub> ]	0.027	Nm
Moment of friction, seals	[M <sub>seal</sub> ]	0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 10000/1 EN:2013			
Moment of friction flow losses	[M <sub>drag</sub> ]	0.000	Nm
Torque of friction	[M <sub>loss</sub> ]	0.371	Nm
Power loss	[P <sub>loss</sub> ]	38.882	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2013.

The calculation is always performed with a coefficient for additives in the lubricant μ<sub>bl</sub>=0.15.

Displacement of bearing	[u <sub>x</sub> ]	6.413	μm
Displacement of bearing	[u <sub>y</sub> ]	-0.000	μm
Displacement of bearing	[u <sub>z</sub> ]	-17.619	μm
Displacement of bearing	[u <sub>r</sub> ]	18.750	μm (-70°)
Misalignment of bearing	[r <sub>x</sub> ]	-0.049	mrad (-0.17')
Misalignment of bearing	[r <sub>y</sub> ]	-6.060	mrad (-20.83')
Misalignment of bearing	[r <sub>z</sub> ]	-0.019	mrad (-0.06')
Misalignment of bearing	[r <sub>r</sub> ]	0.052	mrad (0.18')

#### Shaft 'Shaft 1' Rolling bearing 'P'

Position (Y-coordinate)	[y]	340.00	mm
Equivalent load	[P]	4.07	kN
Equivalent load	[P <sub>0</sub> ]	4.07	kN
Life modification factor for reliability[a <sub>1</sub> ]		1.000	
Nominal bearing service life	[L <sub>nh</sub> ]	146320.82	h
Operating viscosity	[v]	912.87	mm <sup>2</sup> /s
Static safety factor	[S <sub>0</sub> ]	13.03	
Bearing reaction force	[F <sub>x</sub> ]	-1.407	kN
Bearing reaction force	[F <sub>y</sub> ]	0.000	kN
Bearing reaction force	[F <sub>z</sub> ]	3.817	kN
Bearing reaction force	[F <sub>r</sub> ]	4.068	kN (110.24°)
Oil level	[H]	0.000	mm
Rolling moment of friction	[M <sub>rr</sub> ]	0.432	Nm
Sliding moment of friction	[M <sub>sl</sub> ]	0.007	Nm
Moment of friction, seals	[M <sub>seal</sub> ]	0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 10000/1 EN:2013			
Moment of friction flow losses	[M <sub>drag</sub> ]	0.000	Nm
Torque of friction	[M <sub>loss</sub> ]	0.439	Nm
Power loss	[P <sub>loss</sub> ]	45.956	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2013.

The calculation is always performed with a coefficient for additives in the lubricant  $\mu_{bl}=0.15$ .

Displacement of bearing	$[u_x]$	6.486	$\mu\text{m}$
Displacement of bearing	$[u_y]$	0.000	$\mu\text{m}$
Displacement of bearing	$[u_z]$	-17.592	$\mu\text{m}$
Displacement of bearing	$[u_r]$	18.750	$\mu\text{m}$ (-69.76°)
Misalignment of bearing	$[r_x]$	0.098	mrad (0.34')
Misalignment of bearing	$[r_y]$	-6.703	mrad (-23.04')
Misalignment of bearing	$[r_z]$	0.036	mrad (0.12')
Misalignment of bearing	$[r_r]$	0.104	mrad (0.36')

Damage (%) [H] ( 20000.000)

No.	B1	B2
1	2.00	13.67
-----		
$\Sigma$	2.00	13.67

Utilization (%) [H] ( 20000.000)

B1	B2
30.92	55.04

B1: L

B2: P

Displacement [mm]

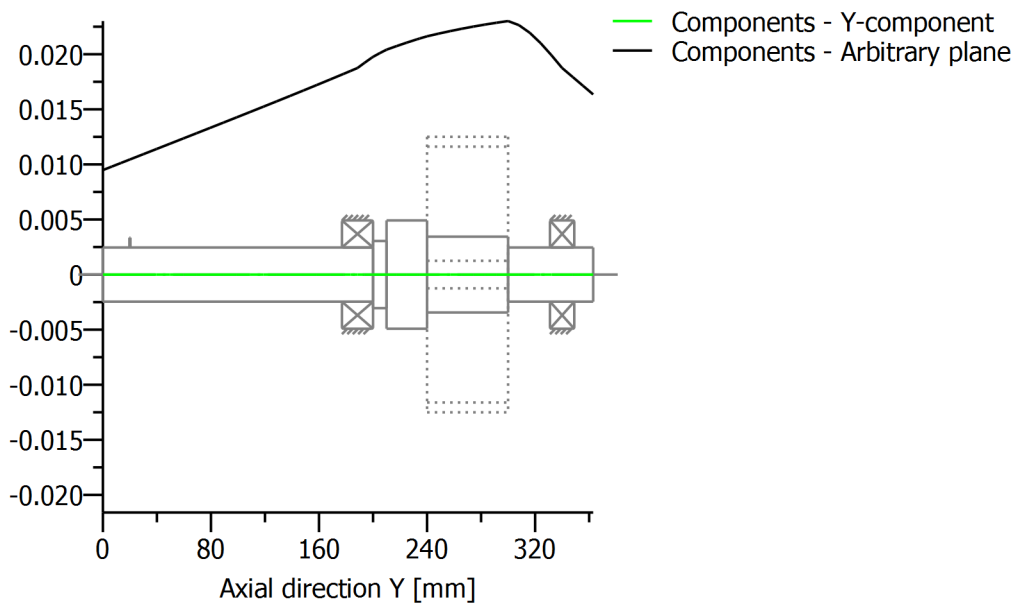
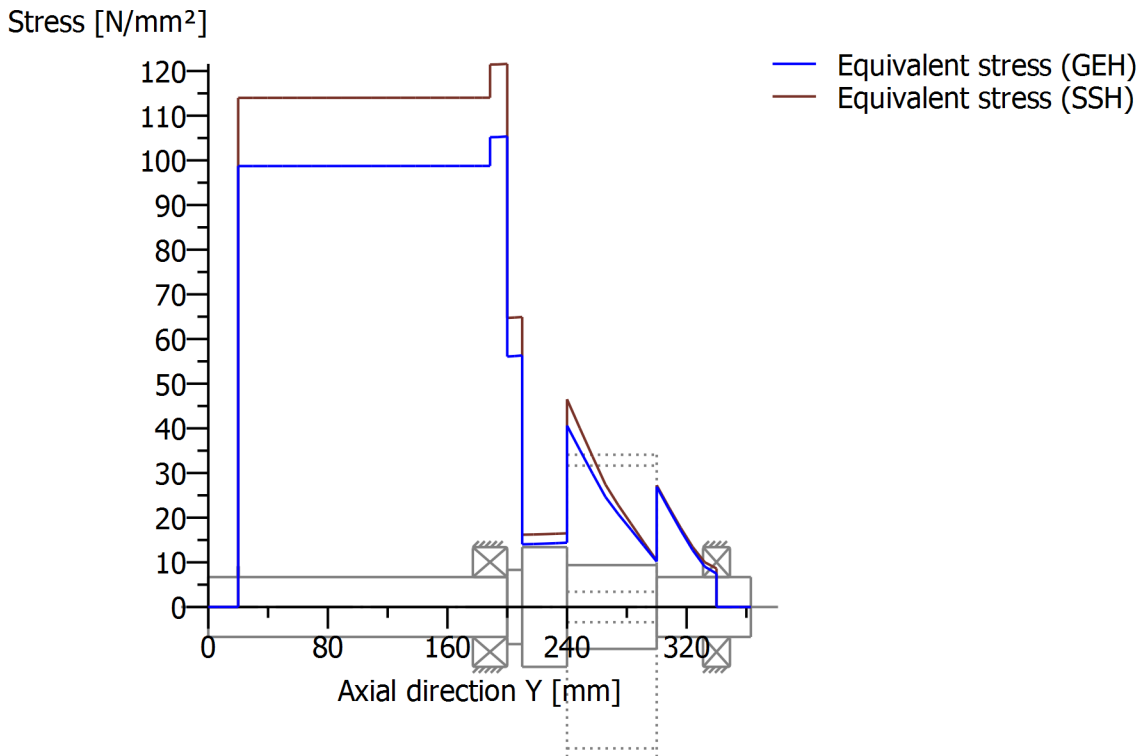


Figure: Deformation (bending etc.) (Arbitrary plane 290.1929386 120)



Nominal stresses, without taking into account stress concentrations

$$\text{GEH(von Mises): } \sigma_V = \left( (\sigma_B + \sigma_{Z,D})^2 + 3 \cdot (\tau_T + \tau_S)^2 \right)^{1/2}$$

$$\text{SSH(Tresca): } \sigma_V = \left( (\sigma_B - \sigma_{Z,D})^2 + 4 \cdot (\tau_T + \tau_S)^2 \right)^{1/2}$$

Figure: Equivalent stress

## **PŘÍLOHA č. 4**

### **Návrh a pevnostní kontrola druhého hřídele**

KISSsoft academic license for Uni Pilsen

File

Name : hridel2-ic6.3  
 Changed by: hofrichp on: 04.04.2018 at: 12:42:05

## Analysis of shafts, axle and beams

### Input data

Coordinate system shaft: see picture W-002

Label	Shaft 1
Drawing	
Initial position (mm)	0.000
Length (mm)	486.000
Speed (1/min)	341.18
Sense of rotation: counter clockwise	
Material	C45 (1)
Young's modulus (N/mm <sup>2</sup> )	206000.000
Poisson's ratio nu	0.300
Density (kg/m <sup>3</sup> )	7830.000
Coefficient of thermal expansion (10 <sup>-6</sup> /K)	11.500
Temperature (°C)	20.000
Weight of shaft (kg)	17.900
(Notice: Weight stands for the shaft only without considering the gears)	
Weight of shaft, including additional masses (kg)	67.950
Mass moment of inertia (kg*m <sup>2</sup> )	0.635
Momentum of mass GD2 (Nm <sup>2</sup> )	24.913
Position in space (°)	0.000
Gears mounted with stiffness according to ISO	
Consider deformations due to shearing	
Shear correction coefficient	1.100
Contact angle of rolling bearings is considered	
Tolerance field: Mean value	
Reference temperature (°C)	20.000

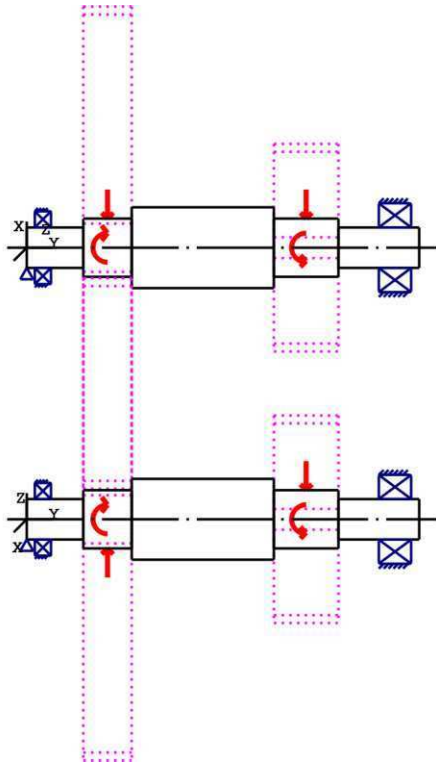


Figure: Load applications

**Shaft definition (Shaft 1)**

**Outer contour**

Cylinder (Cylinder)			0.000mm ...	70.000mm
Diameter (mm)	[d]	50.0000		
Length (mm)	[l]	70.0000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.0000		
Cylinder (Cylinder)			70.000mm ...	130.000mm
Diameter (mm)	[d]	72.0000		
Length (mm)	[l]	60.0000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.0000		
Cylinder (Cylinder)			130.000mm ...	306.000mm
Diameter (mm)	[d]	100.0000		
Length (mm)	[l]	176.0000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.0000		
Cylinder (Cylinder)			306.000mm ...	386.000mm
Diameter (mm)	[d]	72.0000		
Length (mm)	[l]	80.0000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.0000		
Cylinder (Cylinder)			386.000mm ...	486.000mm
Diameter (mm)	[d]	50.0000		
Length (mm)	[l]	100.0000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.0000		



## Forces

Type of force element		<b>Cylindrical gear</b>
Label in the model		Cylindrical gear
Position on shaft (mm)	[Ylocal]	100.0000
Position in global system (mm)	[Yglobal]	100.0000
Operating pitch diameter (mm)		596.4912
Spur gear		
Working pressure angle at normal section (°)		20.3899
Position of contact (°)		0.0000
Length of load application (mm)		60.0000
Power (kW)		75.0000 driven (Input)
Torque (Nm)		-2099.2017
Axial force (N)		0.0000
Shearing force X (N)		-2616.1831
Shearing force Z (N)		7038.4999
Bending moment X (Nm)		-0.0000
Bending moment Z (Nm)		0.0000

Type of force element		<b>Cylindrical gear</b>
Label in the model		Cylindrical gear
Position on shaft (mm)	[Ylocal]	346.0000
Position in global system (mm)	[Yglobal]	346.0000
Operating pitch diameter (mm)		256.7164
Spur gear		
Working pressure angle at normal section (°)		19.1974
Position of contact (°)		0.0000
Length of load application (mm)		80.0000
Power (kW)		75.0000 driving (Output)
Torque (Nm)		2099.2021
Axial force (N)		-0.0000
Shearing force X (N)		-5694.3315
Shearing force Z (N)		-16354.2487
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		-0.0000

## Bearing

Label in the model		L
Bearing type		SKF *NJ 210 ECJ
Bearing type		Cylindrical roller bearing (single row)
Bearing position (mm)	[Ylocal]	20.000
Bearing position (mm)	[Yglobal]	20.000
Attachment of external ring		Free bearing
Inner diameter (mm)	[d]	50.000
External diameter (mm)	[D]	90.000
Width (mm)	[b]	20.000
Corner radius (mm)	[r]	1.100
Basic static load rating	[C <sub>0</sub> ]	69.500
Basic dynamic load rating	[C]	73.500
Fatigue load rating	[C <sub>U</sub> ]	8.800
Values for approximated geometry:		
Basic dynamic load rating (kN)	[C <sub>theo</sub> ]	0.000
Basic static load rating (kN)	[C <sub>0theo</sub> ]	0.000

Label in the model P

Bearing type		SKF *22310 E
Bearing type		Spherical roller bearings
Bearing position (mm)	[y <sub>lokal</sub> ]	456.000
Bearing position (mm)	[y <sub>global</sub> ]	456.000
Attachment of external ring		Fixed bearing
Inner diameter (mm)	[d]	50.000
External diameter (mm)	[D]	110.000
Width (mm)	[b]	40.000
Corner radius (mm)	[r]	2.000
Basic static load rating	[C <sub>0</sub> ]	216.000
Basic dynamic load rating	[C]	228.000
Fatigue load rating	[C <sub>U</sub> ]	23.200
Values for approximated geometry:		
Basic dynamic load rating (kN)	[C <sub>theo</sub> ]	0.000
Basic static load rating (kN)	[C <sub>0theo</sub> ]	0.000

Label in the model		Support
Bearing type		Free bearing
Bearing position (mm)	[y <sub>lokal</sub> ]	0.000
Bearing position (mm)	[y <sub>global</sub> ]	0.000
Degrees of freedom		
X: fixed		Y: free
Z: fixed		Rx: free
Ry: free		Rz: free

-----

Shaft 'Shaft 1: Cylindrical gear 'Cylindrical gear' (y= 100.0000 (mm)) is taken into account as component of the shaft.  
 EI (y= 70.0000 (mm)): 271748.4683 (Nm<sup>2</sup>), EI (y= 130.0000 (mm)): 271748.4683 (Nm<sup>2</sup>), m (yS= 100.0000 (mm)): 39.3097 (kg)  
 Jp: 0.5744 (kg\*m<sup>2</sup>), Jxx: 0.2990 (kg\*m<sup>2</sup>), Jzz: 0.2990 (kg\*m<sup>2</sup>)

-----

Shaft 'Shaft 1: Cylindrical gear 'Cylindrical gear' (y= 346.0000 (mm)) is taken into account as component of the shaft.  
 EI (y= 306.0000 (mm)): 271748.4683 (Nm<sup>2</sup>), EI (y= 386.0000 (mm)): 271748.4683 (Nm<sup>2</sup>), m (yS= 346.0000 (mm)): 10.7396 (kg)  
 Jp: 0.0432 (kg\*m<sup>2</sup>), Jxx: 0.0273 (kg\*m<sup>2</sup>), Jzz: 0.0273 (kg\*m<sup>2</sup>)

## Results

### Shaft

Maximum deflection (mm)	0.048
Position of the maximum (mm)	386.000
Mass center of gravity (mm)	231.349
Total axial load (N)	0.000
Torsion under torque (°)	0.028

### Bearing

Probability of failure	[n]	10.00	%
Axial clearance	[u <sub>A</sub> ]	10.00	µm
Lubricant		Oil: ISO-VG 220	
Lubricant - service temperature	[T <sub>B</sub> ]	20.00	°C

Rolling bearings, classical calculation (contact angle considered)

#### Shaft 'Shaft 1' Rolling bearing 'L'

Position (Y-coordinate)	[y]	20.00	mm
Equivalent load	[P]	0.00	kN
Equivalent load	[P <sub>0</sub> ]	0.00	kN
Life modification factor for reliability[a <sub>1</sub> ]		1.000	
Nominal bearing service life	[L <sub>nh</sub> ]	> 1000000	h
Operating viscosity	[v]	0.00	mm <sup>2</sup> /s
Static safety factor	[S <sub>0</sub> ]	9999.99	
Bearing reaction force	[F <sub>x</sub> ]	0.000	kN
Bearing reaction force	[F <sub>y</sub> ]	0.000	kN
Bearing reaction force	[F <sub>z</sub> ]	0.000	kN
Bearing reaction force	[F <sub>r</sub> ]	0.000	kN
Oil level	[H]	0.000	mm
Rolling moment of friction	[M <sub>rr</sub> ]	0.000	Nm
Sliding moment of friction	[M <sub>sl</sub> ]	0.023	Nm
Moment of friction, seals	[M <sub>seal</sub> ]	0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 10000/1 EN:2013			
Moment of friction flow losses	[M <sub>drag</sub> ]	0.000	Nm
Torque of friction	[M <sub>loss</sub> ]	0.023	Nm
Power loss	[P <sub>loss</sub> ]	0.827	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2013.

The calculation is always performed with a coefficient for additives in the lubricant  $\mu_{bl}=0.15$ .

Displacement of bearing	[u <sub>x</sub> ]	-4.361	μm
Displacement of bearing	[u <sub>y</sub> ]	-0.000	μm
Displacement of bearing	[u <sub>z</sub> ]	-1.929	μm
Displacement of bearing	[u <sub>r</sub> ]	4.768	μm (-156.14°)
Misalignment of bearing	[r <sub>x</sub> ]	-0.107	mrad (-0.37')
Misalignment of bearing	[r <sub>y</sub> ]	0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r <sub>z</sub> ]	0.187	mrad (0.64')
Misalignment of bearing	[r <sub>r</sub> ]	0.216	mrad (0.74')

#### Shaft 'Shaft 1' Rolling bearing 'P'

Position (Y-coordinate)	[y]	456.00	mm
Equivalent load	[P]	12.14	kN
Equivalent load	[P <sub>0</sub> ]	12.14	kN
Life modification factor for reliability[a <sub>1</sub> ]		1.000	
Nominal bearing service life	[L <sub>nh</sub> ]	859359.73	h
Operating viscosity	[v]	912.87	mm <sup>2</sup> /s
Static safety factor	[S <sub>0</sub> ]	17.79	
Bearing reaction force	[F <sub>x</sub> ]	4.892	kN
Bearing reaction force	[F <sub>y</sub> ]	0.000	kN
Bearing reaction force	[F <sub>z</sub> ]	11.115	kN
Bearing reaction force	[F <sub>r</sub> ]	12.143	kN (66.25°)
Oil level	[H]	0.000	mm
Rolling moment of friction	[M <sub>rr</sub> ]	1.216	Nm
Sliding moment of friction	[M <sub>sl</sub> ]	0.289	Nm
Moment of friction, seals	[M <sub>seal</sub> ]	0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 10000/1 EN:2013			
Moment of friction flow losses	[M <sub>drag</sub> ]	0.000	Nm
Torque of friction	[M <sub>loss</sub> ]	1.505	Nm
Power loss	[P <sub>loss</sub> ]	53.756	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2013.

The calculation is always performed with a coefficient for additives in the lubricant  $\mu_{bl}=0.15$ .

Displacement of bearing	[u <sub>x</sub> ]	-8.827	μm
-------------------------	-------------------	--------	----

Displacement of bearing	[u <sub>y</sub> ]	-0.000	μm
Displacement of bearing	[u <sub>z</sub> ]	-20.696	μm
Displacement of bearing	[u <sub>r</sub> ]	22.500	μm (-113.1°)
Misalignment of bearing	[r <sub>x</sub> ]	0.384	mrad (1.32')
Misalignment of bearing	[r <sub>y</sub> ]	0.490	mrad (1.69')
Misalignment of bearing	[r <sub>z</sub> ]	-0.204	mrad (-0.7')
Misalignment of bearing	[r <sub>r</sub> ]	0.435	mrad (1.5')

**Shaft 'Shaft 1' Bearing 'Support'**

Position (Y-coordinate)	[y]	0.00	mm
Bearing reaction force	[F <sub>x</sub> ]	3.413	kN
Bearing reaction force	[F <sub>y</sub> ]	0.000	kN
Bearing reaction force	[F <sub>z</sub> ]	-1.139	kN
Bearing reaction force	[F <sub>r</sub> ]	3.598	kN (-18.46°)
Displacement of bearing	[u <sub>x</sub> ]	0.000	μm
Displacement of bearing	[u <sub>y</sub> ]	-0.000	μm
Displacement of bearing	[u <sub>z</sub> ]	0.000	μm
Displacement of bearing	[u <sub>r</sub> ]	0.000	μm
Misalignment of bearing	[r <sub>x</sub> ]	-0.103	mrad (-0.35')
Misalignment of bearing	[r <sub>y</sub> ]	0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r <sub>z</sub> ]	0.198	mrad (0.68')
Misalignment of bearing	[r <sub>r</sub> ]	0.223	mrad (0.77')

Damage (%) [H] ( 20000.000)

No.	B1	B2
1	2.00	2.33

-----  
 Σ 2.00 2.33

Utilization (%) [H] ( 20000.000)

B1	B2
30.92	32.36

B1: L

B2: P

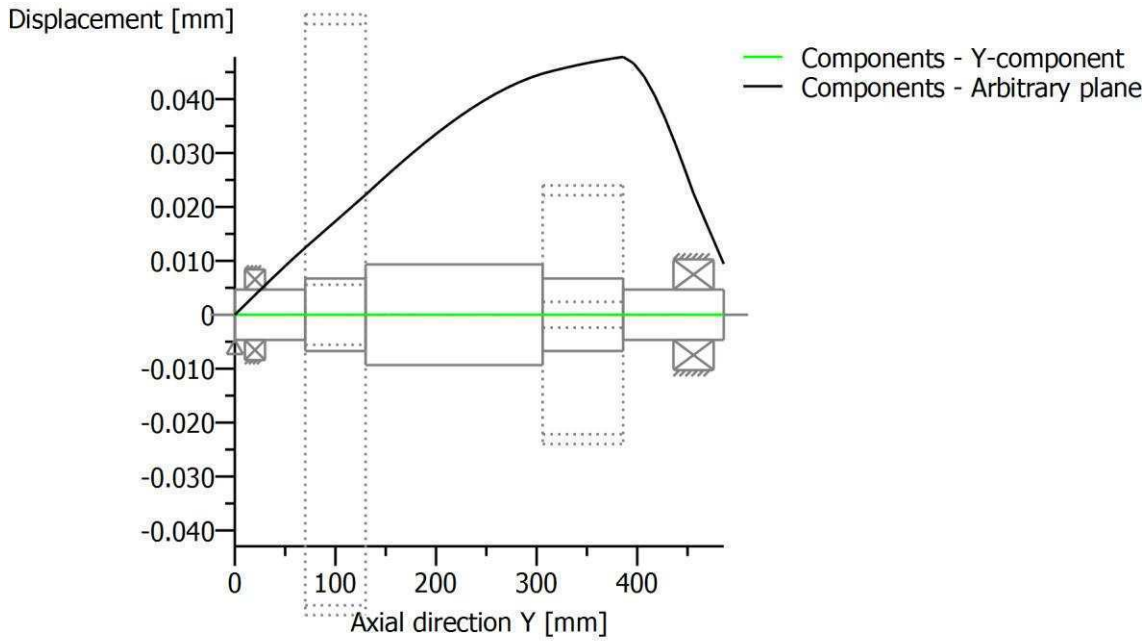
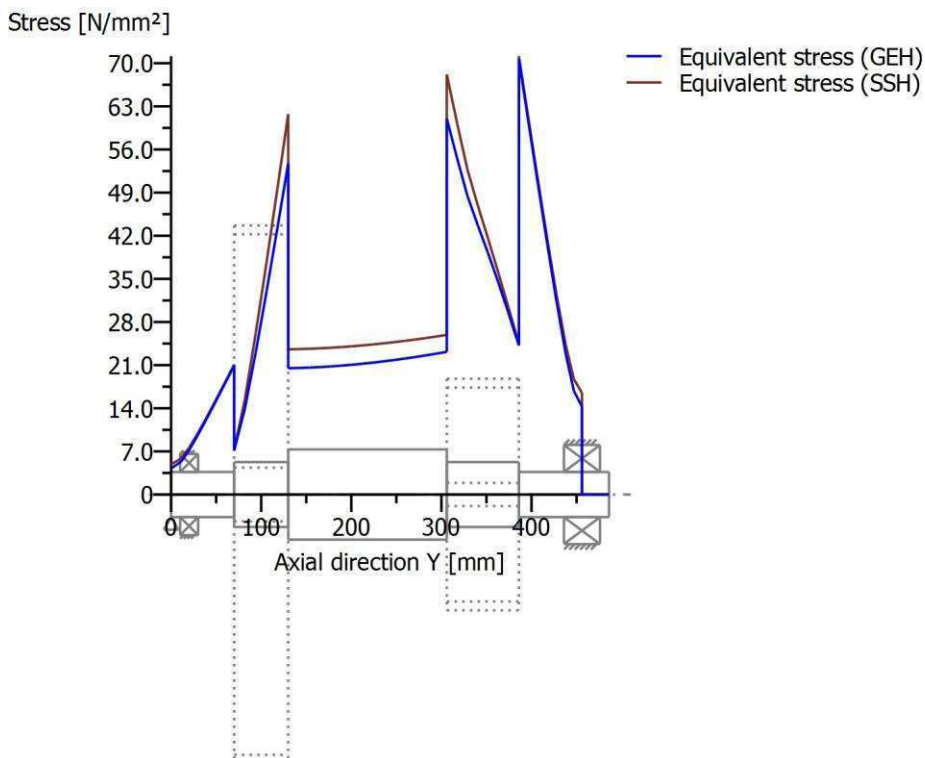


Figure: Deformation (bending etc.) (Arbitrary plane 243.8839751 120)



Nominal stresses, without taking into account stress concentrations

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

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

Figure: Equivalent stress

---

End of Report

lines: 294

---

## **PŘÍLOHA č. 5**

### **Návrh a pevnostní kontrola výstupního hřídele**

KISSsoft academic license for Uni Pilsen

File

Name : hridel3-ic6.3  
 Changed by: hofrichp on: 11.04.2018 at: 09:32:31

## Analysis of shafts, axle and beams

### Input data

Coordinate system shaft: see picture W-002

Label	Shaft 1
Drawing	
Initial position (mm)	0.000
Length (mm)	513.000
Speed (1/min)	161.22
Sense of rotation: clockwise	
Material	C45 (1)
Young's modulus (N/mm <sup>2</sup> )	206000.000
Poisson's ratio nu	0.300
Density (kg/m <sup>3</sup> )	7830.000
Coefficient of thermal expansion (10 <sup>-6</sup> /K)	11.500
Temperature (°C)	20.000
Weight of shaft (kg)	33.710
(Notice: Weight stands for the shaft only without considering the gears)	
Weight of shaft, including additional masses (kg)	80.352
Mass moment of inertia (kg*m <sup>2</sup> )	0.749
Momentum of mass GD2 (Nm <sup>2</sup> )	29.382
Position in space (°)	0.000
Gears mounted with stiffness according to ISO	
Consider deformations due to shearing	
Shear correction coefficient	1.100
Contact angle of rolling bearings is considered	
Tolerance field: Mean value	
Reference temperature (°C)	20.000



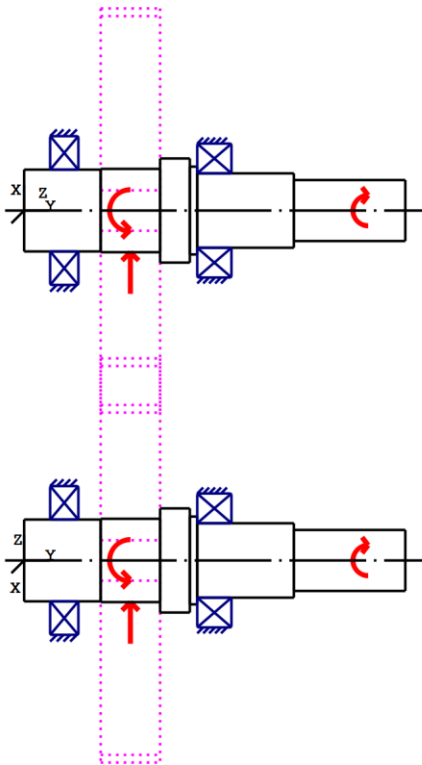


Figure: Load applications

**Shaft definition (Shaft 1)**

**Outer contour**

Cylinder (Cylinder)			0.000mm ... 103.000mm
Diameter (mm)	[d]	110.0000	
Length (mm)	[l]	103.0000	
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.0000	

Circumferential groove (Circumferential groove)  
t=3.00 (mm), r=2.00 (mm), Rz=8.0, Turned (Ra=3.2µm/125µin)

Cylinder (Cylinder)			103.000mm ... 183.000mm
Diameter (mm)	[d]	112.0000	
Length (mm)	[l]	80.0000	
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.0000	

Cylinder (Cylinder)			183.000mm ... 223.000mm
Diameter (mm)	[d]	140.0000	
Length (mm)	[l]	40.0000	
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.0000	

Cylinder (Cylinder)			223.000mm ... 233.000mm
Diameter (mm)	[d]	118.0000	
Length (mm)	[l]	10.0000	
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.0000	

Cylinder (Cylinder)		233.000mm ... 363.000mm
Diameter (mm)	[d]	100.0000
Length (mm)	[l]	130.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.0000

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

Cylinder (Cylinder)		363.000mm ... 513.000mm
Diameter (mm)	[d]	82.0000
Length (mm)	[l]	150.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.0000

### Forces

Type of force element		Cylindrical gear
Label in the model		Cylindrical gear
Position on shaft (mm)	[ylocal]	143.0000
Position in global system (mm)	[yglobal]	143.0000
Operating pitch diameter (mm)		543.2836
Spur gear		
Working pressure angle at normal section (°)		19.1974
Position of contact (°)		180.0000
Length of load application (mm)		80.0000
Power (kW)		75.0000 driven (Input)
Torque (Nm)		4442.4983
Axial force (N)		-0.0000
Shearing force X (N)		5694.3327
Shearing force Z (N)		16354.2521
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		0.0000

Type of force element		Coupling
Label in the model		Coupling / Motor
Position on shaft (mm)	[ylocal]	463.0000
Position in global system (mm)	[yglobal]	463.0000
Effective diameter (mm)		0.0000
Radial force factor (-)		0.0000
Direction of the radial force (°)		0.0000
Axial force factor (-)		0.0000
Length of load application (mm)		0.0000
Power (kW)		75.0000 driving (Output)
Torque (Nm)		-4442.4976
Axial force (N)		0.0000
Shearing force X (N)		0.0000
Shearing force Z (N)		0.0000
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		0.0000
Mass (kg)		0.0000
Mass moment of inertia Jp (kg*m <sup>2</sup> )		0.0000
Mass moment of inertia Jxx (kg*m <sup>2</sup> )		0.0000
Mass moment of inertia Jzz (kg*m <sup>2</sup> )		0.0000
Eccentricity (mm)		0.0000

## Bearing

Label in the model		P
Bearing type		SKF *22220 EK
Bearing type		Spherical roller bearings
Bearing position (mm)	[ylokal]	256.000
Bearing position (mm)	[yglobal]	256.000
Attachment of external ring		Fixed bearing
Inner diameter (mm)	[d]	100.000
External diameter (mm)	[D]	180.000
Width (mm)	[b]	46.000
Corner radius (mm)	[r]	2.100
Basic static load rating	[C <sub>0</sub> ]	490.000
Basic dynamic load rating	[C]	433.000
Fatigue load rating	[C <sub>U</sub> ]	49.000
Values for approximated geometry:		
Basic dynamic load rating (kN)	[C <sub>theo</sub> ]	0.000
Basic static load rating (kN)	[C <sub>0theo</sub> ]	0.000

Label in the model		L
Bearing type		SKF *NUP 222 ECML
Bearing type		Cylindrical roller bearing (single row)
Bearing position (mm)	[ylokal]	54.000
Bearing position (mm)	[yglobal]	54.000
Attachment of external ring		Free bearing
Inner diameter (mm)	[d]	110.000
External diameter (mm)	[D]	200.000
Width (mm)	[b]	38.000
Corner radius (mm)	[r]	2.100
Basic static load rating	[C <sub>0</sub> ]	365.000
Basic dynamic load rating	[C]	335.000
Fatigue load rating	[C <sub>U</sub> ]	42.500
Values for approximated geometry:		
Basic dynamic load rating (kN)	[C <sub>theo</sub> ]	0.000
Basic static load rating (kN)	[C <sub>0theo</sub> ]	0.000

-----

Shaft 'Shaft 1: Cylindrical gear 'Cylindrical gear' (y= 143.0000 (mm)) is taken into account as component of the shaft.  
 EI (y= 103.0000 (mm)): 1591142.9898 (Nm<sup>2</sup>), EI (y= 183.0000 (mm)): 1591142.9898 (Nm<sup>2</sup>), m (yS= 143.0000 (mm)): 46.6416 (kg)  
 Jp: 0.6990 (kg\*m<sup>2</sup>), Jxx: 0.3744 (kg\*m<sup>2</sup>), Jzz: 0.3744 (kg\*m<sup>2</sup>)

## Results

### Shaft

Maximum deflection (mm)	0.044
Position of the maximum (mm)	513.000
Mass center of gravity (mm)	223.975
Total axial load (N)	0.000
Torsion under torque (°)	-0.120

## Bearing

Probability of failure	[n]	10.00	%
Axial clearance	[u <sub>A</sub> ]	10.00	µm
Lubricant	Oil: ISO-VG 220		
Lubricant - service temperature	[T <sub>B</sub> ]	20.00	°C

Rolling bearings, classical calculation (contact angle considered)

### Shaft 'Shaft 1' Rolling bearing 'P'

Position (Y-coordinate)	[y]	256.00	mm
Equivalent load	[P]	7.17	kN
Equivalent load	[P <sub>0</sub> ]	7.17	kN
Life modification factor for reliability[a <sub>1</sub> ]		1.000	
Nominal bearing service life	[L <sub>nh</sub> ]	> 1000000	h
Operating viscosity	[v]	912.87	mm <sup>2</sup> /s
Static safety factor	[S <sub>0</sub> ]	68.37	
Bearing reaction force	[F <sub>x</sub> ]	-2.504	kN
Bearing reaction force	[F <sub>y</sub> ]	0.000	kN
Bearing reaction force	[F <sub>z</sub> ]	-6.715	kN
Bearing reaction force	[F <sub>r</sub> ]	7.167	kN (-110.45°)
Oil level	[H]	0.000	mm
Rolling moment of friction	[M <sub>rr</sub> ]	1.901	Nm
Sliding moment of friction	[M <sub>sl</sub> ]	0.111	Nm
Moment of friction, seals	[M <sub>seal</sub> ]	0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 10000/1 EN:2013			
Moment of friction flow losses	[M <sub>drag</sub> ]	0.000	Nm
Torque of friction	[M <sub>loss</sub> ]	2.012	Nm
Power loss	[P <sub>loss</sub> ]	33.967	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2013.

The calculation is always performed with a coefficient for additives in the lubricant µ<sub>bl</sub>=0.15.

Displacement of bearing	[u <sub>x</sub> ]	13.929	µm
Displacement of bearing	[u <sub>y</sub> ]	0.000	µm
Displacement of bearing	[u <sub>z</sub> ]	37.496	µm
Displacement of bearing	[u <sub>r</sub> ]	40.000	µm (69.62°)
Misalignment of bearing	[r <sub>x</sub> ]	0.015	mrad (0.05')
Misalignment of bearing	[r <sub>y</sub> ]	-0.222	mrad (-0.76')
Misalignment of bearing	[r <sub>z</sub> ]	-0.008	mrad (-0.03')
Misalignment of bearing	[r <sub>r</sub> ]	0.017	mrad (0.06')

### Shaft 'Shaft 1' Rolling bearing 'L'

Position (Y-coordinate)	[y]	54.00	mm
Equivalent load	[P]	9.40	kN
Equivalent load	[P <sub>0</sub> ]	9.40	kN
Life modification factor for reliability[a <sub>1</sub> ]		1.000	
Nominal bearing service life	[L <sub>nh</sub> ]	> 1000000	h
Operating viscosity	[v]	912.87	mm <sup>2</sup> /s
Static safety factor	[S <sub>0</sub> ]	38.83	
Bearing reaction force	[F <sub>x</sub> ]	-3.187	kN
Bearing reaction force	[F <sub>y</sub> ]	0.000	kN
Bearing reaction force	[F <sub>z</sub> ]	-8.843	kN
Bearing reaction force	[F <sub>r</sub> ]	9.399	kN (-109.82°)
Oil level	[H]	0.000	mm
Rolling moment of friction	[M <sub>rr</sub> ]	4.278	Nm

Sliding moment of friction	[M <sub>sl</sub> ]	0.044	Nm
Moment of friction, seals	[M <sub>seal</sub> ]	0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 10000/1 EN:2013			
Moment of friction flow losses	[M <sub>drag</sub> ]	0.000	Nm
Torque of friction	[M <sub>loss</sub> ]	4.322	Nm
Power loss	[P <sub>loss</sub> ]	72.957	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2013.

The calculation is always performed with a coefficient for additives in the lubricant  $\mu_{bl}=0.15$ .

Displacement of bearing	[u <sub>x</sub> ]	11.907	μm
Displacement of bearing	[u <sub>y</sub> ]	-0.000	μm
Displacement of bearing	[u <sub>z</sub> ]	32.912	μm
Displacement of bearing	[u <sub>r</sub> ]	35.000	μm (70.11°)
Misalignment of bearing	[r <sub>x</sub> ]	0.030	mrad (0.1')
Misalignment of bearing	[r <sub>y</sub> ]	0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r <sub>z</sub> ]	-0.013	mrad (-0.04')
Misalignment of bearing	[r <sub>r</sub> ]	0.033	mrad (0.11')

Damage (%)			[H] ( 20000.000)
No.	B1	B2	
1	2.00	2.00	
-----			
Σ	2.00	2.00	

Utilization (%)			[H] ( 20000.000)
B1	B2		
30.92	30.92		

B1: P  
B2: L

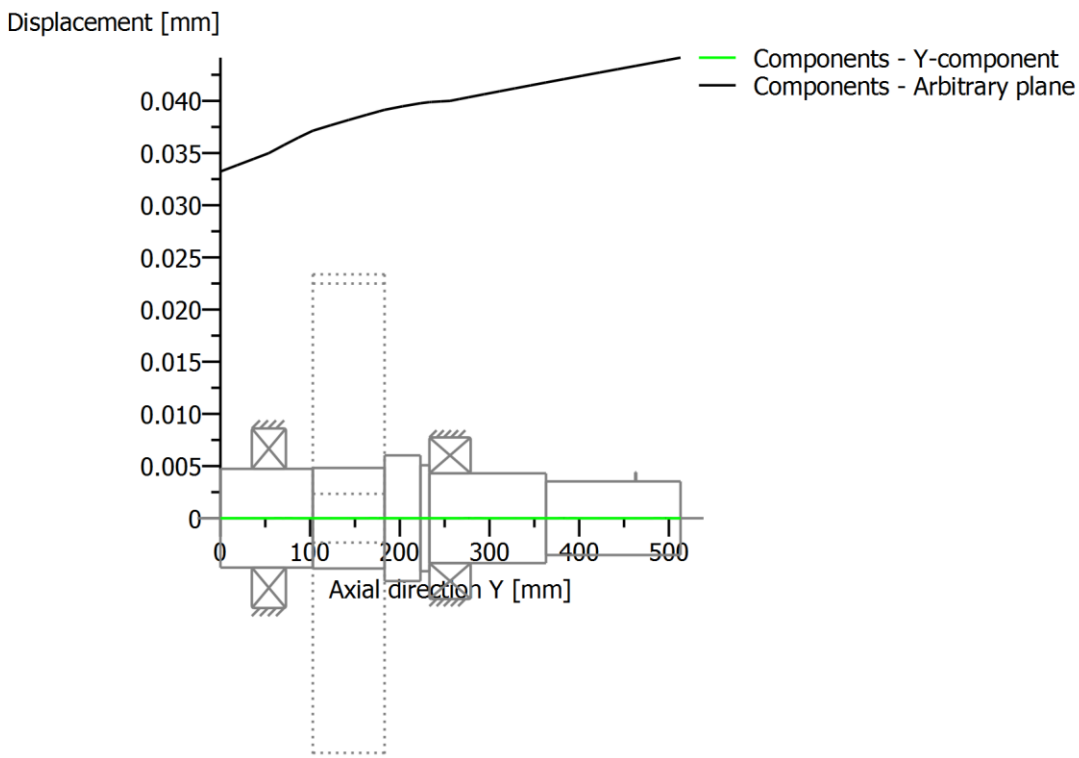
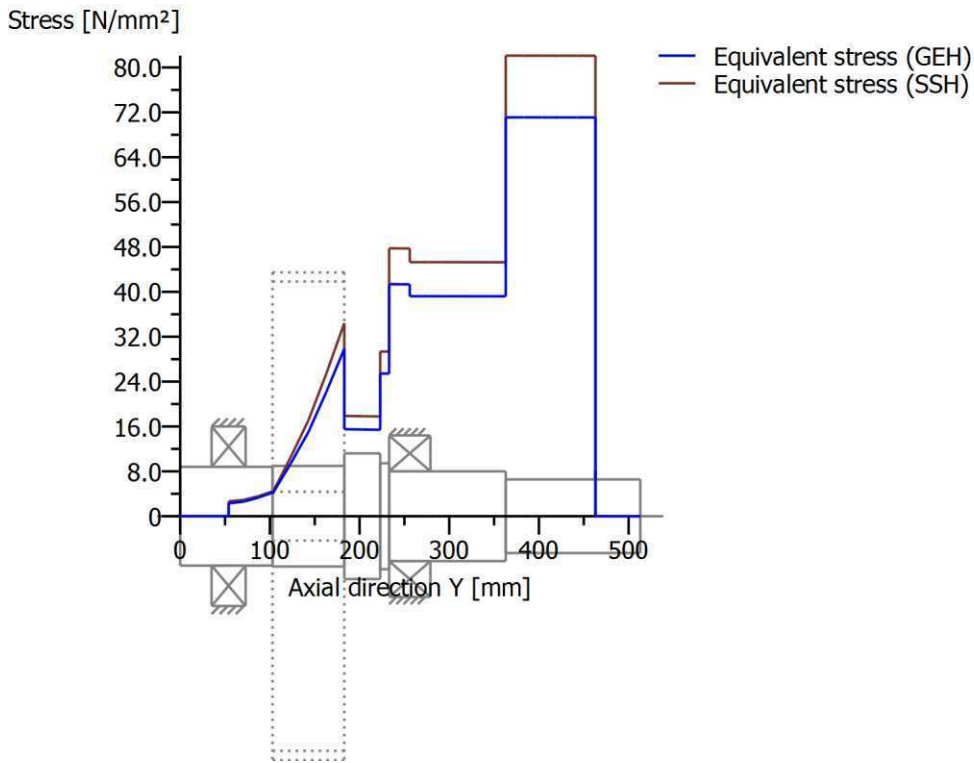


Figure: Deformation (bending etc.) (Arbitrary plane 68.91631311 120)

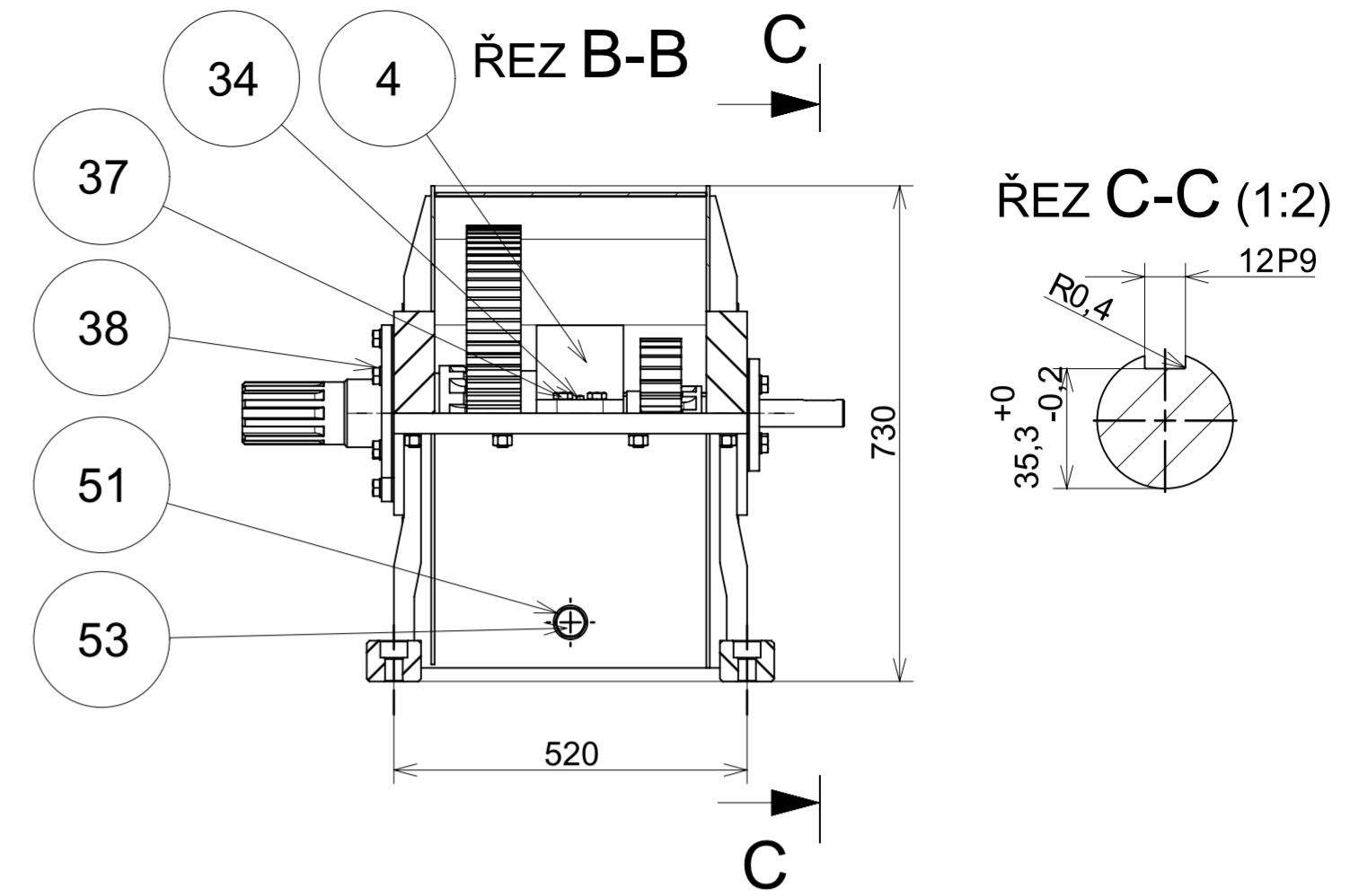
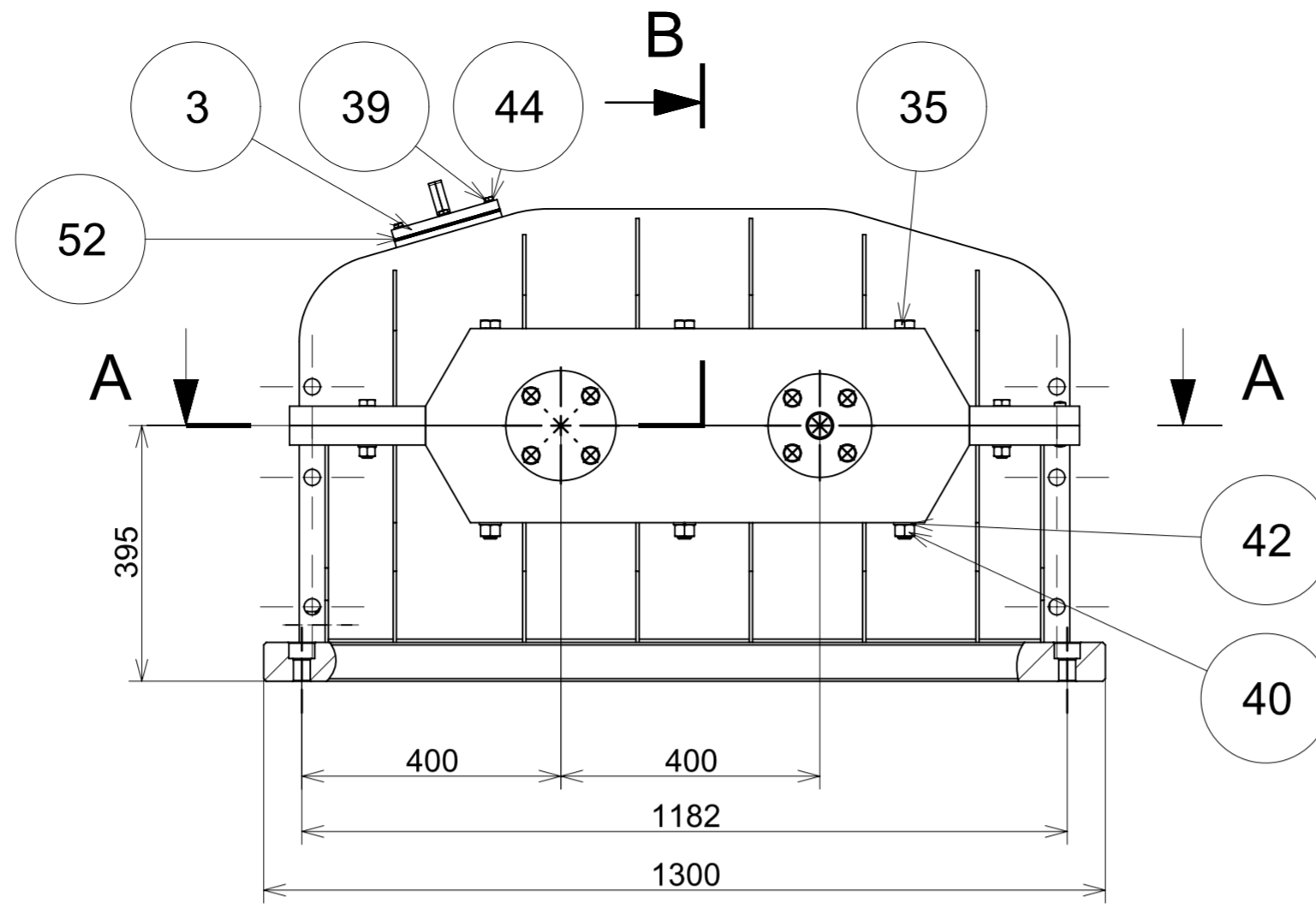
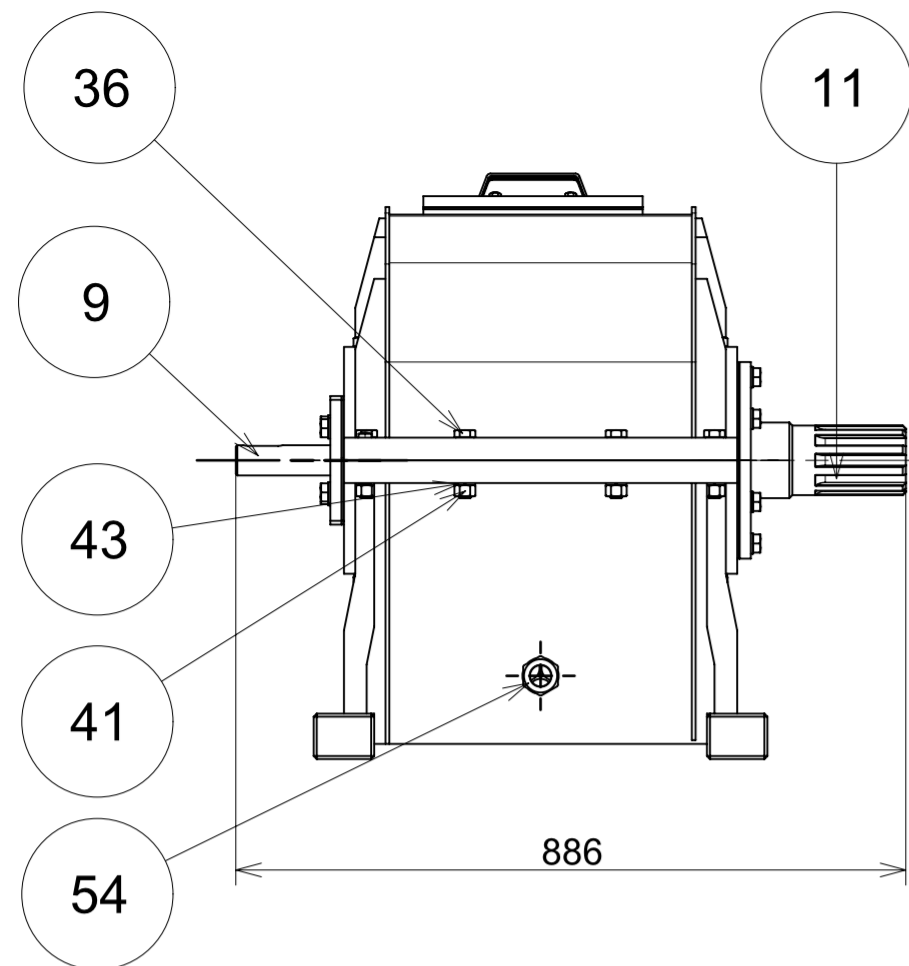


Nominal stresses, without taking into account stress concentrations

GEH(von Mises):  $\sigma_V = ((\sigma_B + \sigma_{Z,D})^2 + 3 \cdot (\tau_T + \tau_S)^2)^{1/2}$

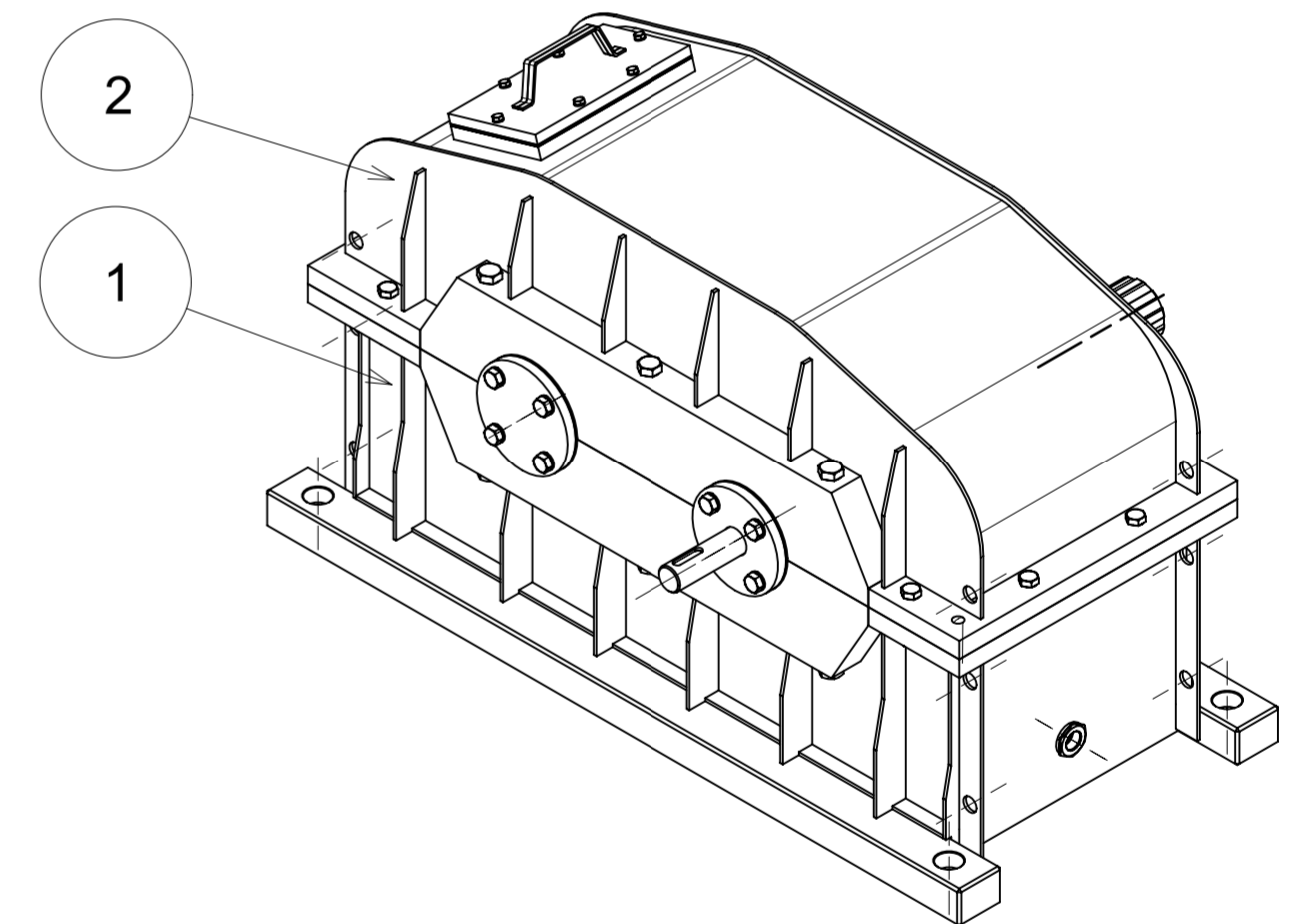
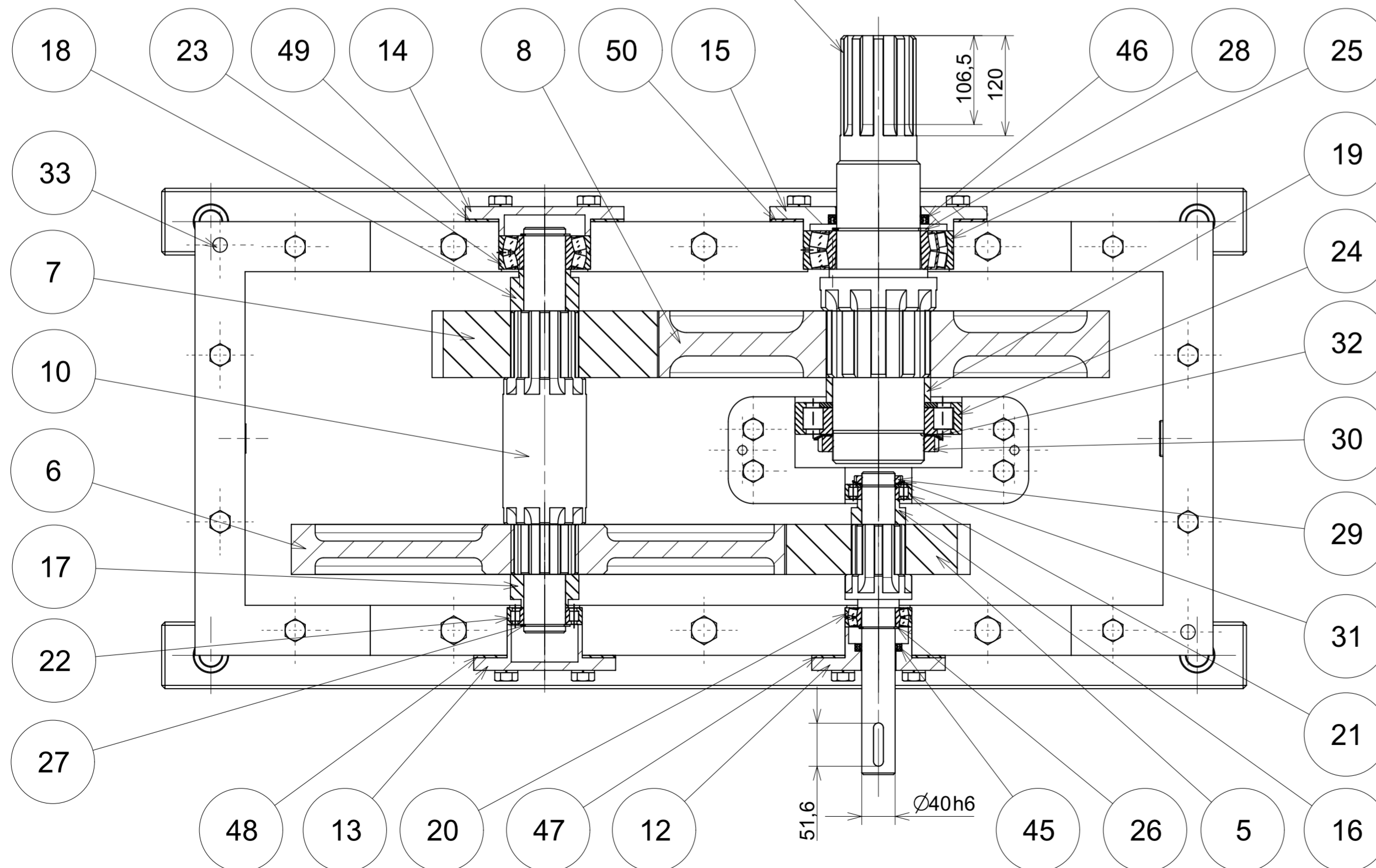
SSH(Tresca):  $\sigma_V = ((\sigma_B - \sigma_{Z,D})^2 + 4 \cdot (\tau_T + \tau_S)^2)^{1/2}$

Figure: Equivalent stress





ŘEZ A-A (1:5)


d-10 x 82g7 x 92a11 x 12f7



Díry pro šrouby vrtat společně pro obě spojované části

CAD 1		Datum / Date		Jmeno / Name		 FAKULTA STROJNI ZAPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI <small>Všechna práva vyhrazena / All rights reserved</small>	
Kreslil / Drawn by	12.5.2018	PETRA HOFRIČTEROVÁ					
Prezkoušel / Checked by	---	---				Projekt / Project: BP C.sestavy / Assembly No. 1 C.hmot.sestavy 789,481 kg	
Schválil / Approved by	---	---					
Index změny	Popis změny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznámka / Note:		
---	---	---	---	---	---		
 Tolerance / Tolerování ISO 128 ISO 8015 ISO 2768mK		Soubor-model / ASM-file		VÝKRES SESTAVY		Projekt / Project: BP C.sestavy / Assembly No. 1 C.hmot.sestavy 789,481 kg	
Soubor-rykres / DRW-file		VÝKRES SESTAVY		Císlo vykresu / Drawing No.		Meritko / Scale 1:10	
Nazev / Title <b>Koaxiální převodovka</b>				Rev. --- Císlo vykresu / Drawing No. <b>BP-S1000</b>		Format A2	
List / sheet no. 1		Pocet listu / sheets 3					



4		3		2		1	
Poz. / Pos.	Název / Title	Norma polotovaru / Blank	Materiál / Material	Hmotnost / Weight [kg]	Mn. / Q. [ks]		
1	Převodová skříň spodní	Svařenec	11 373	322,074	1		
2	Převodová skříň horní	Svařenec	11 373	165,058	1		
3	Licí víko	Svařenec	11 373	5,867	1		
4	Domek ložiska	ČSN 42 5510	11 373	20,330	1		
5	Ozubené kolo 1	ČSN 42 5510	18CrNiMo7-6	14,242	1		
6	Ozubené kolo 2	ČSN 42 5510	18CrNiMo7-6	58,848	1		
7	Ozubené kolo 3	ČSN 42 5510	18CrNiMo7-6	29,675	1		
8	Ozubené kolo 4	ČSN 42 5510	18CrNiMo7-6	70,077	1		
9	Vstupní hřídel KR 80 - 363	ČSN 42 5510	C45	4,996	1		
10	Druhá hřídel KR 100 - 486	ČSN 42 5510	C45	18,024	1		
11	Výstupní hřídel KR 140 - 513	ČSN 42 5510	C45	34,806	1		
12	Víko KR 160 - 52	ČSN 42 5510	11 373	2,573	1		
13	Víko KR 170 - 55	ČSN 42 5510	11 373	2,604	1		
14	Víko KR 190 - 35	ČSN 42 5510	11 373	3,059	1		
15	Víko KR 260 - 29	ČSN 42 5510	11 373	5,824	1		
16	Vymezení TR KR 65x12,5 - 30	ČSN 42 5715	11 373	0,375	1		
17	Vymezení TR KR 82x16 - 40	ČSN 42 5715	11 373	0,843	1		
18	Vymezení TR KR 82x16 - 50	ČSN 42 5715	11 373	1,204	1		
19	Vymezení TR KR 125x15 - 30	ČSN 42 5715	11 373	0,650	1		
20	Ložisko 22208 EK		SKF	0,520	1		
21	Ložisko NUP 208 ECML		SKF	0,449	1		
22	Ložisko NJ 210 ECJ		SKF	0,491	1		
23	Ložisko 22310 E		SKF	1,912	1		
24	Ložisko NUP 222 ECML		SKF	4,915	1		
25	Ložisko 22220 EK		SKF	5,071	1		
26	Pojistný kroužek 40	ČSN 02 2930	12 090	0,006	1		
27	Pojistný kroužek 50	ČSN 02 2930	12 090	0,020	2		
28	Pojistný kroužek 100	ČSN 02 2930	12 090	0,525	1		
CAD 1	Datum / Date	Jmeno / Name			 FAKULTA STROJNI ZAPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI <small>Vsechna práva vyhrazena / All rights reserved</small>		
Kreslil / Drawn by	12.5.2018	PETRA HOFRIČTEROVÁ					
Prezkoušel / Checked by	---	---					
Schválil / Approved by	---	---					
Index změny	Popis změny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznámka / Note:		
---	---	---	---	---	---		
---	---	---	---	---	---		
 Tolerance / Tolerovani ISO 128 ISO 8015 ISO 2768mK	Soubor-model / ASM-file		KUSOVNÍK		Projekt / Project:	BP	Meritko / Scale ---
	Soubor-vykres / DRW-file		KUSOVNÍK		C.sestavy / Assembly No.	1	
					C.hmot.sestavy	789,481 kg	
Název / Title				Rev.	Císlo vykresu / Drawing No.		Format
Koaxiální převodovka				---	BP-S1000/K01		A4
---				List / sheet no.	2	Pocet listu / sheets	3



4				3			2		1	
Poz. / Pos.	Název / Title			Norma polotovaru / Blank		Materiál / Material		Hmotnost / Weight [kg]		Mn. / Q. [ks]
D 29	Matice M40 x 1,5			ČSN ISO 2982		11 500		0,094		1
30	Matice M110 x 2			ČSN ISO 2982		11 500		1,024		1
D 31	Podložka MB 8			ČSN 02 3640		11 320		0,013		1
32	Podložka MB 22			ČSN 02 3640		11 320		0,013		1
33	Kuželový kolík 16 x 70			ČSN EN 22329		11 110		0,232		2
34	Kuželový kolík 10 x 50			ČSN EN 22329		11 110		0,066		2
35	Šroub M20 x 325			ČSN EN ISO 4014		11 500		5,169		6
36	Šroub M16 x 80			ČSN EN ISO 4014		11 500		1,267		8
37	Šroub M16 x 65			ČSN EN ISO 4014		11 500		0,539		4
38	Šroub M16 x 55			ČSN EN 24015		11 500		2,146		18
39	Šroub M8 x30			ČSN EN 24015		11 500		0,100		6
C 40	Matice M20			ČSN EN ISO 4032		11 500		0,429		6
41	Matice M16			ČSN EN ISO 4032		11 500		0,452		12
C 42	Podložka 20			ČSN 02 1740		14 260		0,082		6
43	Podložka 16			ČSN 02 1740		14 260		0,242		30
44	Podložka 8			ČSN 02 1740		14 260		0,009		6
45	Gufero 40x56x8 HMSA10 V					SKF		0,007		1
46	Gufero 100x120x10 HMSA10 V					SKF		0,024		1
47	Těsnění Cu 80 x 160 x 3					KALINA		0,329		1
48	Těsnění Cu 90 x 170 x 3					KALINA		0,359		1
49	Těsnění Cu 110 x 190 x 3					KALINA		0,418		1
50	Těsnění Cu 180 x 260 x 3					KALINA		0,612		1
51	Těsnění Cu 24 x 32 x 1,5					KALINA		0,020		1
52	Těsnění Cu □ 290 x 170 x 3					KALINA		0,385		1
B 53	Výpustný šroub M24			ČSN EN 24015		11 500		0,222		1
54	Olejoznak GP1-M42 x 1,5					HENNLICH		0,106		1
CAD 1	Datum / Date			Jmeno / Name						
Kreslil / Drawn by	12.5.2018			PETRA HOFRICHTEROVÁ						
Prezkoušel / Checked by	---			---						
Schválil / Approved by	---			---						
Index zmeny	Popis zmeny / change description			Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature				
---	---			---	---	---				
---	---			---	---	---				
	Tolerance / Tolerovani			Soubor-model / ASM-file						
	ISO 8015 ISO 2768mK			KUSOVNÍK						
	ISO 128			Soubor-vykres / DRW-file						
				KUSOVNÍK						
	Název / Title				Rev.	Cislo vykresu / Drawing No.				Format
	Koaxiální převodovka				---	BP-S1000/K02				A4
				List / sheet no.	3	Pocet listu / sheets			3	

