

# Konstrukční návrh pohonu s planetovou převodovkou a pojistnou spojkou

Martin Horníček

---

Bakalářská práce  
2023



Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně  
Fakulta technologická

---

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně

Fakulta technologická  
Ústav výrobního inženýrství

Akademický rok: 2022/2023

# ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Martin Horníček**  
Osobní číslo: **T21662**  
Studijní program: **B3909 Procesní inženýrství**  
Studijní obor: **Technologická zařízení**  
Forma studia: **Prezenční**  
Téma práce: **Konstrukční návrh pohonu s planetovou převodovkou a pojistnou spojkou**

## Zásady pro vypracování

1. Vypracujte literární studii k danému tématu
2. Navrhněte převodovku pro převodový poměr  $i = 260$  s výstupem  $P = 5$  kW a otáčkami  $n = 10$  ot/min
3. Zhotovte sestavu pohonu
4. Zhotovte výrobní dokumentaci pohonu

Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**

Seznam doporučené literatury:

Kemka, V, Barták, J, Milčák P, Žitek, P.: Stavba a provoz strojů, stroje a zařízení, Informatorium, Praha, 2009, ISBN 978-80-7333-075-0

Lukovics, I, Sýkorová, L, Volek, F: Části a mechanismy strojů, Skripta, ES VUT Brno, 2000, ISBN 80 – 214 – 1566 – 5,

Volek, F,: Základy konstruování a části strojů - mechanismy strojů, Skripta, UTB ve Zlíně, 2003, ISBN 80-7318 – 111 – 8,

Bolek, A, Kochman, J. a kol.: Části strojů, 2. svazek SNTL Praha, 1990

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Adam Škrobák, Ph.D.**  
Ústav výrobního inženýrství

Datum zadání bakalářské práce: **2. ledna 2023**

Termín odevzdání bakalářské práce: **19. května 2023**

**prof. Ing. Roman Čermák, Ph.D. v.r.**  
děkan

L.S.

**Ing. Martin Bednařík, Ph.D. v.r.**  
ředitel ústavu

Ve Zlíně dne 3. března 2023

## **PROHLÁŠENÍ AUTORA BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

Beru na vědomí, že:

- bakalářská práce bude uložena v elektronické podobě v univerzitním informačním systému a dostupná k nahlédnutí;
- na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, zejm. § 35 odst. 3;
- podle § 60 odst. 1 autorského zákona má Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně právo na uzavření licenční smlouvy o užití školního díla v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona;
- podle § 60 odst. 2 a 3 autorského zákona mohu užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití jen s předchozím písemným souhlasem Univerzity Tomáše Bati ve Zlíně, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše);
- pokud bylo k vypracování bakalářské práce využito softwaru poskytnutého Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně nebo jinými subjekty pouze ke studijním a výzkumným účelům (tj. k nekomerčnímu využití), nelze výsledky bakalářské práce využít ke komerčním účelům;
- pokud je výstupem bakalářské práce jakýkoliv softwarový produkt, považují se za součást práce rovněž i zdrojové kódy, popř. soubory, ze kterých se projekt skládá. Neodevzdání této součásti může být důvodem k neobhájení práce.

### **Prohlašuji,**

- že jsem na bakalářské práci pracoval samostatně a použitou literaturu jsem citoval. V případě publikace výsledků budu uveden jako spoluautor.
- že odevzdaná verze bakalářské práce a verze elektronická nahraná do IS/STAG jsou obsahově totožné.

Ve Zlíně, dne:

Jméno a příjmení studenta:

.....  
podpis studenta

## **ABSTRAKT**

Tato bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem pohonu s planetovou převodovkou a pojistnou spojkou. V teoretické části této práce jsou popsány jednotlivé součásti tohoto pohonu, jejich druhy, výhody a nevýhody jednotlivých druhů, materiály používané k jejich výrobě. Praktická část se zabývá výpočtem jednotlivých součástí převodovky, normalizované součásti jsou zvoleny z norem, a zhotovením výrobní dokumentace. V závěru je převodovka zhodnocena po technické stránce. Součástí bakalářské práce je výrobní dokumentace pohonu.

Klíčová slova: pohon, převodovka, planetová převodovka, pojistná spojka, motor, ozubená kola, ozubení, převod

## **ABSTRACT**

This Bachelor's thesis is deals with mechanical design of drivetrain which uses planetary gearbox and safety clutch. Theoretical part of this thesis describes individual parts of drivetrain, it's types, pros and cons of the individual types and materials used for producing these parts. In practical part of this thesis, individual types of parts are selected and chosen out of normalized catalog, or their dimensions are set according to calculations for set values. Finally, the product is evaluated from its technical and economical side. Production documentation is included in this thesis.

Keywords: drivetrain, gearbox, planetary gearbox, safety clutch, motor, engine, gears, gearing

Rád bych touto cestou poděkoval všem, kteří mi pomohli při psaní této bakalářské práce. Za to, že mě podporovali v mém úsilí, poskytli mi cenné rady, zpříjemňovali mi chvíle v průběhu studia a věřili ve mě i v chvílích kdy jsem si já sám nevěřil.

Nejprve bych chtěl poděkovat své rodině, která vždy stála na mé straně, měla pro mě pochopení a podporovala mě v mých rozhodnutích.

Dále bych chtěl poděkovat mé přítelkyni, která mi byla neustále oporou, poskytovala mi morální podporu a trpělivě mi naslouchala, když jsem se s ní dělil o své starosti a radosti.

Také bych chtěl poděkovat svým kamarádům, se kterými jsem se během svého studia seznámil, ale i těm, kteří mě provází delší dobu. Zvláště pak díky mým spolupracovníkům, které taky mohu nazývat přáteli za jejich pomoc, zkušenosti a oporu v posledním ročníku bakalářského studia.

Zvláštní poděkování si zaslouží Ing. Adam Škrobák, Ph.D., můj vedoucí bakalářské práce, jehož cenné rady, podněty a připomínky mi velmi pomohly.

Děkuji všem, kteří mi pomohli při psaní této bakalářské práce a kteří mi umožnili úspěšné dokončení mého studia.

Prohlašuji, že odevzdaná verze bakalářské/diplomové práce a verze elektronická nahraná do IS/STAG jsou totožné.

## OBSAH

<b>ÚVOD</b> .....	<b>8</b>
<b>I TEORETICKÁ ČÁST</b> .....	<b>9</b>
<b>1 POHON</b> .....	<b>10</b>
1.1 DRUHY POHONŮ .....	10
1.2 TEPELNÝ MOTOR .....	10
1.4 KAPALINOVÝ MOTOR .....	14
<b>2 PŘEVODY</b> .....	<b>15</b>
2.1 DRUHY PŘEVODŮ .....	15
<b>3 PŘEVODOVKY</b> .....	<b>26</b>
3.1 PLANETOVÉ PŘEVODOVKY .....	26
3.2 ZÁKLADNÍ DRUHY PLANETOVÝCH PŘEVODOVEK.....	27
3.2.1 Typ K–U.....	27
<b>4 SPOJKY</b> .....	<b>30</b>
<b>II PRAKTICKÁ ČÁST</b> .....	<b>33</b>
<b>5 VÝPOČET A NÁVRH POHONU</b> .....	<b>34</b>
5.1 ZADÁNÍ .....	34
5.1.1 Schéma .....	34
5.2 VOLBA ELEKTROMOTORU .....	35
<b>6 MONTÁŽ A MAZÁNÍ</b> .....	<b>68</b>
<b>ZÁVĚR</b> .....	<b>70</b>
<b>SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY</b> .....	<b>71</b>
<b>SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK</b> .....	<b>73</b>
<b>SEZNAM OBRÁZKŮ</b> .....	<b>77</b>
<b>SEZNAM PŘÍLOH</b> .....	<b>78</b>

## ÚVOD

Převody jsou jedním z nejgeniálnějších a zároveň nejstarších lidských vynálezů, které provází lidstvo až dodnes a nevypadá to, že by se bez těchto zařízení lidstvo někdy v budoucnu obešlo.

Převody jsou soustavy prvků, které přenáší kroutící moment a výkon z hnací na hnanou součást. Samotné převodky jsou soubory převodů, které jsou poskládány za sebou, za účelem přesné změny kroutícího momentu a výkonu nebo změny směru otáčení.

Historie převodů sahá až do dávných dob. První nástroje, které sloužily k převodu pohybu, byly jednoduché kliky a kola, které byly používány pro zpracování potravin a pro vodní a větrné mlýny. Tyto zařízení byly velmi jednoduchá a neefektivní, ale byly důležitým průlomem pro pozdější vývoj převodových systémů.

Převody se v průběhu staletí vyvíjely a inovace jako diferenciální převody, planetové převodovky umožnili jejich využití v různých průmyslových odvětvích. Převody získaly ještě větší význam, zejména s rostoucím využitím motorů v dopravě a průmyslu.

S rostoucí produkcí automobilů s vyššími nároky na ekologii je možné, že se vývoj v oblasti převodovek posune a dojde k mnoha novým vylepšením a vynálezům tohoto prastarého vynálezu za účelem zvýšení jeho účinnosti. I díky vyšší popularitě elektromobilů, které tradičně mechanické převodovky nepoužívají, a snaze získávat elektrickou energii do těchto dopravních prostředků z co nejčistších a obnovitelných zdrojů, si lze myslet, že dojde k mnoha novým průlomům ať už v materiálech převodů, nebo samotných konstrukčních řešeních převodovek.

Planetové převodovky jsou převodovky, využívající systém planetového převodu, nebo sérii planetových převodů. Tyto převodovky jsou používány nejvíce kvůli jejich malým rozměrům, velkým převodovým poměrům, které můžeme díky nim dosáhnout, a možnosti získání několika výstupů z jedné převodovky.

Je fascinující sledovat, jak se převody vyvíjejí a přizpůsobují novým potřebám a technologiím. Ať už se jedná o využití v automobilovém průmyslu nebo jinde, převody jsou stále jedním z nejvýznamnějších lidských vynálezů.



## **I. TEORETICKÁ ČÁST**

## 1 POHON

Je termín používáný pro zařízení, které přeměňují různé druhy energie na energii mechanickou. Právě mechanická energie je velmi důležitá nejen v dopravě, ale i v různých výrobních procesech jako je řezání, mletí, stlačování a míchání.

Možné druhy energií, které jsou přeměňovány mohou být například potenciální energie (využití gravitačního pole naší planety), tepelné energie (geotermální zdroje), chemická energie, elektrická energie a nukleární energie (štěpení nebo slučování atomů).

Většina z těchto procesů přeměny vytváří teplo jakožto vedlejší produkt přeměny energií. Teplo je formou vnitřní energie, proto jsou tepelné motory velmi důležité.

Mechanické tepelné motory převádějí tepelnou energii na mechanickou pomocí různých termodynamických procesů. [11]

### 1.1 Druhy pohonů

Různým druhům energií odpovídají také různé druhy motorů, které jsou určeny pro konkrétní přeměny energií. Pohony mohou být děleny podle dvou kritérií. Prvním je jaký typ energie pohon přijímá a druhý je jaký typ pohybu pohon vydává (rotační, posuvný atd.).

### 1.2 Tepelný motor

Mechanické tepelné motory převádějí tepelnou energii na mechanickou pomocí různých termodynamických procesů.

V minulosti byly používány převážně motory s vnějším spalováním. Při spalování paliva (uhlí, dřevo) docházelo k zahřívání plynu, tudíž přeměně tepelné energie na tlakovou, která byla pomocí klikového mechanismu nebo turbíny přeměňována na mechanickou. Typickými příklady takovýchto strojů jsou parní stroj nebo parní turbína.

V dnešní době jsou používány převážně a je spalovací motory s vnitřním spalováním, kde dochází k spalování paliva, a tudíž i přeměně energie přímo uvnitř spalovací komory. Spalovací motor s vnitřním spalováním je v dnešní době pravděpodobně jeden z nejvíce rozšířených typů pohonů. V těchto motorech dochází ke dvěma přeměnám energie, přeměně chemické energie na tepelnou a tepelné energie na mechanickou. Tyto motory mají menší účinnost (10 až 50 %) než například motory elektrické z důvodu omezení maximálních dosažitelných teplot a tlaků ve spalovacích komorách motorů. Jejich efektivita může být zvýšena použitím zařízení jako jsou kompresory, které zvyšují tlak v motoru.

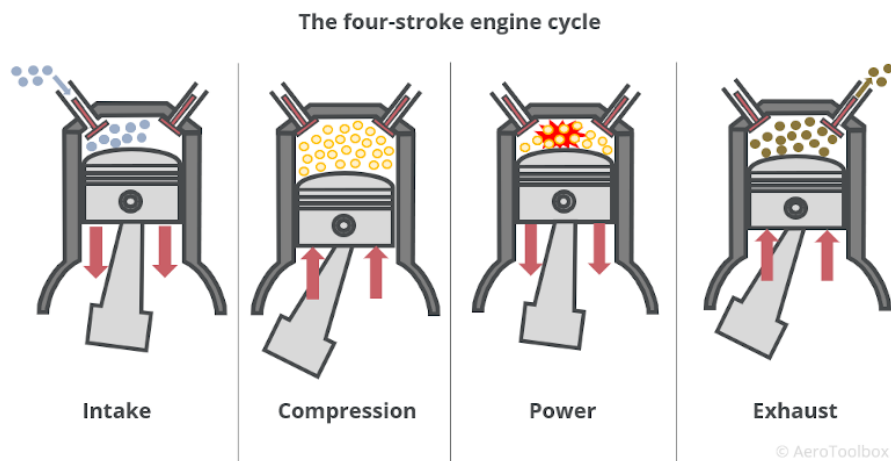
Tyto motory mohou být dále děleny dle jejich konstrukčního řešení na pístové, rotační, turbínové atd.

Pístové motory jsou v dnešní době jedním z nezákladnějších typů motorů, zvláště proto, že jsou používány v převážné většině automobilů nebo motocyklů, které jsou dnes v provozu. V tomto motoru díky teplu, které vzniká spalováním paliva a vzduchu ve spalovací komoře, dochází k rychlému zvýšení tlaku. Tlak působí na píst, který rozpojuje v lineárním směru.

Píst je připojený pomocí ojnice na klikový hřídel (mechanismus měnící lineární pohyb na rotační), který je výstupem motoru.

Pístové spalovací motory mohou být dále děleny podle počtu potřebných otáček klikového hřídele pro jeden pracovní cyklus na čtyřdobé a dvoudobé. Čtyřdobý spalovací motor oproti dvoudobému obsahuje ventily, které jsou ovládány pomocí vačkové hřídele. Ventily slouží pro uzavření spalovací komory při zážehu a po jejich otevření pro nasání směsi paliva a vzduchu a odvodu spalin. Pracovní cyklus čtyřdobého spalovacího motoru se odehraje za dvě otáčky hřídele, a proběhnou zde 4 pracovní fáze:

- Sání – Píst se pohybuje směrem dolů ke klikové hřídeli se do spalovací komory nasává směs paliva a vzduchu. Sací ventily jsou otevřeny pro přívod směsi.
- Komprese (stlačení) – Píst se pohybuje nahoru a nasátou směs stlačuje, tím se zvyšuje tlak i teplota směsi. Všechny ventily jsou uzavřeny, aby nedošlo k úniku spalované směsi ze spalovací komory.
- Expanze (zážeh) – Dle typu motoru může být směs zažehnuta pomocí elektrického výboje, nebo samovznícena velkou teplotou, která vznikne tlakem uvnitř válce. Zapálené směs začne hořet a rozpínat se, tím dojde k posunu pístu k dolní úvrati. Tato fáze je jediná, kdy dochází k přeměně energie.
- Výfuk – Píst se z dolní úvrati posouvá směrem do horní úvrati. Jsou otevřeny výfukové ventily, aby bylo možné odvést spaliny z válce.

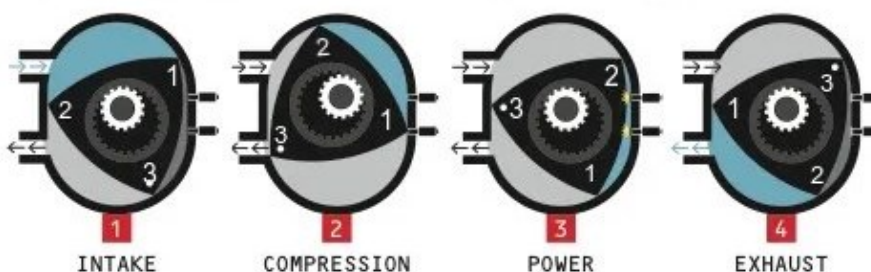


Obr. 1. Cyklus čtyřdobého spalovacího motoru – sání, komprese, expanze, výfuk

Dále je možné dělit tyto motory dle způsobu vznícení směsi paliva a vzduchu na vznětové a zážehové, kde vznětové používají paliva, která vyžadují vyšší teplotu pro jejich vznícení (např. benzín nebo ethanol) a je nutné používat zařízení, které tento zážeh vyvodí – svíčky. Vznětové naopak využívají k zapálení paliva pouze tlak a teplotu v spalovací komoře, proto je možné použít paliva jako nafta, které mají nižší teplotou vznícení.

Speciálním druhem pístového spalovacího motoru je rotační motor také nazývaný Wankelův motor, kde píst místo lineárního pohybu koná rotační pohyb. Píst tvaru rovnostranného trojúhelníku je zde nazývaný jako rotor, ten se otáčí okolo excentrické hřídele uvnitř spalovací komory, která je rozdělena na tři jednotlivé části pomocí rotoru. Tyto následně procházejí čtyřmi pracovními fázemi (sání, stlačení, zážeh, výfuk).

Rotační motory mohou dosahovat vyšších výkonů a otáček než klasické pístové spalovací motory, jsou však poměrně nespolehlivé.



Obr. 2. Wankelův motor – sání, komprese, expanze, výfuk

Dalším typem tepelných spalovacích motorů s vnitřním spalováním jsou turbínové motory, které jsou nejčastěji využívány v letectví, nicméně jejich použití přesahuje i do jiných oborů.

Skládají se ze tří hlavních částí, a to z kompresoru, který nasává vzduch, stlačuje jej a vhání do spalovací komory. Ve spalovací komoře dochází k přidání paliva do stlačeného vzduchu a následnému vznícení této směsi. Směs se po zapálení rozpíná a žene se do výstupní turbíny, která je tlakem roztáčena. Veškeré tyto komponenty jsou umístěny na jedné hřídeli, která je zároveň výstupem z motoru. Tyto motory jsou nenáročné na kvalitu paliva v nich použitých, mohou produkovat velké výkony a mohou být velmi kompaktní. [11]

### 1.3 Elektromotory

Elektromotory jsou motory, které přeměňují elektrickou energii na mechanickou energii. Toto se děje vložením vodiče, jímž protéká elektrický proud do magnetického pole. Motory mohou být poháněny stejnosměrným nebo střídavým proudem. Mají poměrně vysokou účinnost, jsou kompaktní, lehké a mohou plnit více funkcí najednou, které jsou v dnešní době kdy dochází na trhu k prosazování elektromobilů a hybridních automobilů značně využívány. Mohou být využity zároveň jako motor, generátor a brzda.

Existuje několik druhů elektromotorů, mezi něž patří stejnosměrný elektromotor, střídavý elektromotor, asynchronní motor, synchronní motor a krokový motor. Každý z nich má své vlastnosti a je vhodný pro specifické aplikace.

Každý elektromotor se skládá ze dvou základních částí: statoru a rotoru. Stator je nehybná část motoru, která obsahuje permanentní magnety nebo elektromagnetická vinutí, která vytvářejí magnetické pole. Rotor je pohyblivá část motoru, která se otáčí uvnitř nebo vně statoru a generuje mechanickou energii. Obsahuje vinutí, které se skládá z vodičů, které jsou kolem něj navinuty.

Protože při změně směru proudu se mění i smysl otáčení elektromotoru, lze je využít zároveň jako motor, generátor a brzda. Jako motor mohou elektromotory přeměňovat elektrickou energii na mechanickou energii, která pohání stroje a zařízení. Při připojení elektrického proudu k vinutí motoru vytváří proud magnetické pole, které působí na magnetické pole statoru a způsobuje otáčení rotoru.

Jako generátor mohou elektromotory přeměňovat mechanickou energii na elektrickou energii. Pokud se rotorem pohybuje mechanické zařízení, může rotor indukovat elektrický

proud ve vinutí rotoru a generovat elektrickou energii. Tuto energii lze použít na dobíjení baterií nebo na pohánění jiných elektrických zařízení.

Jako brzda mohou elektromotory zpomalovat a zastavovat rotaci mechanického zařízení. Při změně směru proudu mohou motory vytvořit opačné magnetické pole, které působí proti směru rotace rotoru a zpomalují ho. Tento princip lze využít například u hybridních automobilů, kde se elektromotor může využít k rekuperaci energie z brzdění a dobíjení baterie. [6]

#### **1.4 Kapalinový motor**

Kapalinový motor je také nazývaný hydromotor. Tento druh motoru přeměňuje hydraulickou energii tekutiny jako je např. voda nebo hydraulický olej na energii mechanickou.

Jeho základním principem je, že kapalina, obvykle hydraulický olej, vstupuje do motoru a pohybuje se pod vysokým tlakem, což způsobuje rotaci vnitřních částí motoru. Tento pohyb vnitřních částí motoru je přenášen na výstupní hřídel, která se točí a umožňuje přenášení mechanické energie na nějaký druh stroje nebo zařízení.

Hydromotory mohou mít velký rozsah výkonů a otáček. Jsou obvykle velmi efektivní a mají velký rozsah použití v mnoha odvětvích průmyslu. [6]

#### **1.5 Pneumatický motor**

Pneumotor je zařízení, které převádí pneumatickou energii (energii stlačeného vzduchu nebo plynu) na mechanickou energii rotace. Jeho princip fungování je podobný jako u hydromotoru, ale namísto kapaliny se využívá stlačený plyn.

Hlavním rozdílem mezi pneumotorem a hydromotorem je médium, které se využívá pro přenos energie. Hydromotor využívá hydraulickou kapalinu a pneumotor využívá stlačený plyn. To znamená, že pro hydromotor je potřeba hydraulický systém, zatímco pro pneumotor je třeba vzduchový kompresor nebo nějaký jiný zdroj stlačeného plynu. [6]

## 2 PŘEVODY

Převody jsou mechanismy, které přenášejí síly, kroutící momenty, energie mezi jednotlivými členy, např. z hnacího stroje na zařízení vykonávající práci. Během přenosu energie mezi jednotlivými převodovými členy může docházet k přeměnám energie ať už chtěným nebo nechtěným. [6]

Jedním z důvodů, proč převody jako takové jsou používány je jejich použití jako spojovací články mezi motorem a pracovním strojem. Jako pohon mnoha výrobních zařízení se používají asynchronní elektrické motory, které mají pevně daný pracovní počet otáček, který často nesouhlasí s počtem otáček hnaného stroje. Poměr počtu otáček hnacího členu za daný časový úsek k počtu otáček hnaného členu za stejný časový úsek nazýváme převodový poměr. [6]

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{M_{k1}}{M_{k2}} \quad (1)$$

$i$  – převodový poměr [–]

$n_1$  – počet otáček hnacího členu za jednotku času [ $s^{-1}$ ]

$n_2$  – počet otáček hnaného členu za jednotku času [ $s^{-1}$ ]

$\omega_1$  – úhlová rychlost hnacího kola [ $rad. s^{-1}$ ]

$\omega_2$  – úhlová rychlost hnaného kola [ $rad. s^{-1}$ ]

$M_{k1}$  – kroutící moment hnacího kola [ $N. m$ ]

$M_{k2}$  – kroutící moment hnaného kola [ $N. m$ ]

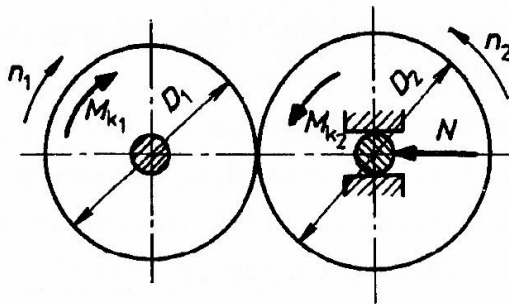
### 2.1 Druhy převodů

Převody mohou být děleny dle několika různých kritérií, nicméně v praxi je většinou používáno dělení dle způsobu přenosu energie na převody mechanické, elektrické, hydraulické, pneumatické, magnetické a kombinované. [6]

Mechanické převody jsou jedny z nejspolehlivějších a díky tomu i nejpoužívanějších druhů převodů. Ty dále mohou být děleny na tvarové, tzn. bez prokluzu, a třecí, tzn. s prokluzem. Lze dále dělit na přímé a nepřímé převody.

### 2.1.1 Třecí převody přímé

Třecí převody přenáší krouticí moment mezi dvěma převodovými členy, které jsou k sobě tlačeny, tím vzniká třecí síla, díky které je možné krouticí moment přenést. Jednou z nevýhod jsou proto velké síly působící na ložiska, vzniklé právě přítláčenými silami. Třením dochází k opotřebenosti třecí vrstvy třecích kol, proto je tato vrstva konstrukčně řešena jako jednoduše vyměnitelné třecí obložení.



Obr. 3. Třecí převod přímý

Jsou plynulé a velmi tiché při provozu. Mohou být konstruovány jako převody se stálým převodovým poměrem nebo s plynule měnitelným převodovým poměrem, tzv. variátory. Jsou vhodné pro přenášení menších výkonů.

Převodové členy mohou být tvaru kol, kuželů atd. Převodový poměr není přesný a může kolísat, jelikož může docházet k prokluzu mezi třecími členy, ať už v důsledku znečištění nebo špatné údržby třecího převodu, nebo díky náhlému přetížení. Proto je zaveden pojem převodové číslo, které udává konstantní hodnotu převodu (bez prokluzu). [2]

$$u = \frac{D_2}{D_1} = \frac{z_2}{z_1} \quad (2)$$

$u$  – převodové číslo [–]

$D_2$  – průměr hnaného kola [mm]

$D_1$  – průměr hnacího kola [mm]

$z_2$  – počet zubů hnaného kola [–]

$z_1$  – počet zubů hnacího kola [–]

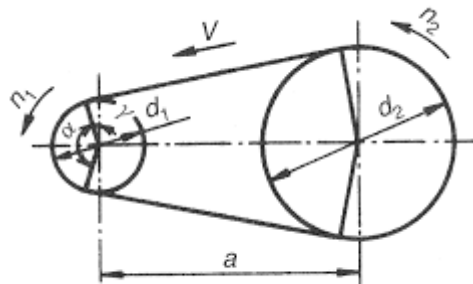


Pokud k prokluzu nedojde, jedná se pak o ideální převod a platí vztah:

$$u = i \quad (3)$$

### 2.1.2 Třecí převody nepřímé

Jsou také nazývány převody řemenové. Řemen je hnací člen, který přenáší kroutící moment z hnaného členu na hnací. Kroutící moment je přenášen třecí silou mezi řemenem a koly, důležitý je pro to úhel opásání. Třecí kola jsou nazývány řemenice. Stejně jako u třecích převodů přímých dochází k prokluzu mezi jednotlivými členy, proto nelze zaručit přesný převodový poměr, ale zároveň může být docíleno prokluzu při nadměrném přetížení, díky tomu lze použít jako ochranný bezpečnostní člen. [5]



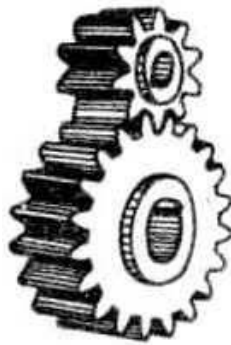
Obr. 4. Nepřímý třecí převod

Mezi nevýhody patří právě zmiňovaný kolísavý převodový poměr, schopnost přenášet nízké výkony, opotřebení řemenů a velké tlakové síly působící na ložiska, které vznikají za účelem dosažení co největší třecí síly. Mezi výhody naopak patří velmi tichý a plynulý provoz, to že jsou z konstrukčního a výrobního hlediska jednoduché a ekonomicky nenáročné, jednoduchý provoz a údržba a možnost získání variabilního převodového poměru s jeho plynulou přeměnou (variátory) a velikost tohoto převodu, který oproti přímému dokáže přenášet kroutící moment na větší vzdálenosti. [5]

Jako člen přenášející výkon je možné použít místo řemenů, které používají většinou pryžovou konstrukci se zavulkanizovanými textilními či ocelovými lany, použít lamelové řetězy. Ty dokáží přenášet větší výkony díky jejich konstrukci, která je odolnější na tahové napětí. Samozřejmostí je nutné nadimenzování na větší tlakové síly v ložiskách takového převodu.

### 2.1.3 Tvarové převody přímé

Tyto jsou nazývány jako ozubené převody a samotné členy přenášející kroučící moment pastorky a ozubená kola, které spolu tvoří soukolí. Přenášejí kroučící moment pomocí tvarového styku, díky tomu dosahují přesného převodového poměru na rozdíl od třecích převodů. Tvarovou vazbu vytváří samotné zuby tohoto převodu. [4]



Obr. 5. Čelní soukolí s ozubenými koly a přímými zuby

Při přenášení výkonu musí být obvodové síly na spoluzabírajících kolech stejné. Obvodovou sílu můžeme vypočítat ze vztahu:

$$F = \frac{2 \cdot M_{k1}}{D_1} = \frac{2 \cdot M_{k2}}{D_2} = \frac{P}{v} \quad (4)$$

$F$  – obvodová síla [N]

$M_{k1}$  – kroučící moment hnacího kola [N.m]

$M_{k2}$  – kroučící moment hnaného kola [N.m]

$D_1$  – průměr hnacího kola [mm]

$D_2$  – průměr hnaného kola [mm]

$P$  – přenášený výkon [W]

$v$  – obvodová rychlost [ $m \cdot s^{-1}$ ]

Vyznačují se velkou spolehlivostí, životností, jednoduchou obsluhou a údržbou a velkými výkony, které dokážou přenášet. Přenáší kroučící moment na krátké osové vzdálenosti a mohou dosahovat kompaktních rozměrů. Naopak je jejich výroba značně komplikovaná, jejich chod není plynulý (dochází k rázům a hluku při provozu). Ztráty energie, ke kterým dochází vlivem tření lze vypočítat ze vztahu:

$$\eta_{1,2} = \frac{P_2}{P_1} \quad (5)$$

$\eta_{1,2}$  – účinnost daného převodu [-]

$P_2$  – výkon na výstupním hřídeli [W]

$P_1$  – výkon na vstupním hřídeli [W]

Pokud chceme dosáhnout velkých převodových poměrů může se stát, že jedno z kol bude nabývat velkých rozměrů nevhodných pro manipulaci, výrobu a celkovou praktičnost. Aby bylo tomuto zamezeno, je používán propojený systém menších převodů, které nám dovolí dosáhnout požadovaného převodového poměru co nejkompaktněji – převodovky.

$$i = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \dots i_n \text{ nebo } u = u_1 \cdot u_2 \cdot u_3 \dots u_n \quad (6)$$

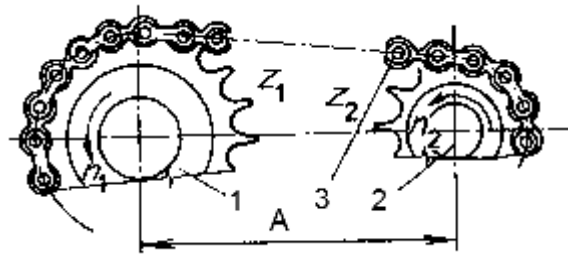
Ozubené převody mohou být děleny dle tvaru křivky profilu zubu na evolventní nebo cykloidní, dále dle vzájemné polohy jejich os na rovnoběžné, různoběžné a mimoběžné. Dle tvaru ozubení na přímé, šikmé, šípové, zakřivené, dle vzájemné polohy spolu zabírajících kol na vnitřní a vnější a hřebenové, speciálním druhem ozubených převodů jsou šnekové, šroubové, válcové soukolí. Dle velikosti převodového poměru na převody do rychla a do pomala. [6]

$i > 1$  – převod do pomala – reduktory (dochází k snižování počtu na hnaném hřídeli)

$i < 1$  – převod do rychla – multiplikátory (dochází k zvyšování otáček na hnaném hřídeli)  
[4]

#### 2.1.4 Tvarové převody nepřímé

Dochází k přenosu kroutícího momentu a výkonu pomocí tvarového styku mezi koly a členem přenášející kroutící moment. Tím může být řetěz nebo ozubený řemen. Oproti tvarovým převodům přímým dokážou přenášet kroutící momenty na delší vzdálenosti, přičemž nedochází k prokluzu a převodový poměr je roven převodovému číslu. Řemeny i řetězy musí být napnuty, aby nedošlo k přeskočení zubu a zbytečnému opotřebování. Řemeny se oproti řetězům vyznačují svou nižší hmotností a tichým chodem a schopností tlumit rázy, díky čemu při jejich provozu nedochází k rázům.



Obr. 6. Řetězový převod

Řemeny jsou konstruovány jako ocelová nebo textilní vlákna, které jsou zavulkanizována. Jsou namáhány na tah. Řemen má na vnitřní straně zuby, které zasedají do ozubených řemenic. Nevyžadují předpětí, proto nedochází k velkým tlakovým silám v ložiscích. Převod ozubeným řemenem není nijak mazán.

Převod řetězem je tvořen hnaným a hnacím řetězovým kolem a řetězem, který přenáší kroutící moment. Jednotlivé články řetězu zapadají do řetězových kol. Tyto převody mohou přenášet velké výkony. Konstrukce řetězů může být různá, od jednoduchých řetězů jako je Gallův řetěz, který je nutné mazat, ale může být konstruován jako vícenásobný, až po komplexnější řetězy jako válečkový řetěz, který obsahuje již mazivo, tudíž je jeho údržba snazší. Při přenosu kroutícího momentu dochází k přenosu rázů a kmitů, tudíž je jejich provoz hlučný. Nepotřebuje předpětí a dokáže přenášet výkon na velké vzdálenosti.

Tyto převody se často používají ve spalovacích OHC motorech, kde přenáší a mění otáčky z klikového hřídele na vačkový hřídel, který otvírá a zavírá ventily při jednotlivých taktech. Na tuto aplikaci jsou vhodné zejména pro jejich snadnou údržbu a nízkou hmotnost, díky které dochází v motoru k menším ztrátám.

## 2.2 Základní vztahy a pojmy týkající se ozubených převodů

Pro správné stanovení a dimenzování ozubených kol je nezbytné mít znalost základních vztahů souvisejících s jejich dimenzováním. Při výpočtu převodů je také nutné vhodně zvolit hřídele na kterých jsou ozubené kola umístěny a ložiska, ve kterých jsou tyto hřídele umístěny.

### 2.2.1 Hlavní rozměry ozubených kol

Ozubení je tvořeno zuby na vnější nebo vnitřní straně ozubeného kola. Při pohledu na ozubené kolo v řezu kolmém k jeho ose, lze vidět že se skládá z jednotlivých profilů zubů, které jsou rovnoměrně rozmístěny po obvodu. [4]

Charakteristickou veličinou ozubeného kola je modul, ten musí být stejný pro spoluzabírající kola. Můžeme jej definovat jako část roztečné kružnice na jeden zub:

$$m = \frac{D}{z} = \frac{p}{\pi} \quad (7)$$

$m$  – modul ozubeného kola [mm]

$D$  – průměr roztečné kružnice ozubeného kola [mm]

$z$  – počet zubů ozubeného kola [–]

$p$  – rozteč zubů ozubeného kola [mm]

Veškeré charakteristické rozměry ozubených kol bez korekce jsou dány právě modulem a jde je pomocí něj vypočítat. [1] [10]

$$s = e = \frac{p}{2} \quad (8)$$

$s$  – šířka zubu [mm]

$e$  – šířka zubové mezery [mm]

$$p = \pi \cdot m = s + e \quad (9)$$

$p$  – rozteč zubů ozubeného kola [mm]

$m$  – modul ozubeného kola [mm]

$$h_a = m \quad (10)$$

$h_a$  – výška hlavy zubu [mm]

$$h_f = (1 + c_a) \cdot m = (1 + 0,25) \cdot m = 1,25 \cdot m \quad (11)$$

$h_f$  – výška paty zubu [mm]

$$c_a = 0,25 \cdot m \quad (12)$$

$c_a$  – součinitel patní vůle [mm]

$$h = h_a + h_f = 2,25 \cdot m \quad (13)$$

$h$  – výška zubu [mm]

$$D = m \cdot z \quad (14)$$

$D$  – průměr roztečné kružnice ozubeného kola [mm]

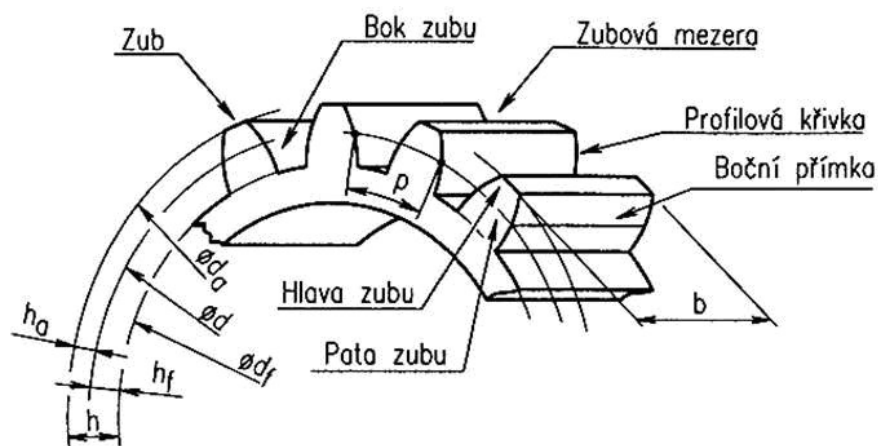
$$D_a = D + 2 \cdot h_a = (z + 2) \cdot m \quad (15)$$

$D_a$  – průměr hlavové kružnice ozubeného kola [mm]

$$D_f = D - 2 \cdot h_f = (z - 2,5) \cdot m \quad (16)$$

$D_f$  – průměr patní kružnice ozubeného kola [mm]

Velikosti modulu jsou normalizovány a mohou nabývat hodnot specifikovaných dle normy ČSN 01 4608. [1] [4]



Obr. 7. Charakteristické rozměry a názvosloví ozubeného kola

### 2.2.2 Konstrukce ozubeného kola

Jak již bylo psáno, zuby ozubení mohou být evolventní nebo cykloidní. Evolventa je křivka, která vzniká, když je opisován bod přímky, která je odvalována po kružnici a cykloida je křivka, která vzniká opisováním bodu kružnice odvalované po kružnici nebo přímce. [4]

Cykloidní ozubení je výhodnější z důvodu nižšího tlaku v místě dotyku zubů, má menší opotřebení a lze u něj použít menší počet zubů na pastorku. Jeho nevýhodou je však jeho složitá výroba. Proto se ve strojírenství převážně používá normalizované evolventní ozubení, které je relativně jednoduché na výrobu, dosahuje také relativně nízkého tlaku v místě dotyku zubů a jeho účinnost dosahuje až 99,5 %. [10]

Evolventa je nekonečně dlouhá křivka, a proto využíváme v ozubení pouze její část danou úhlem záběru  $\alpha = 20^\circ$ . Tento úsek je dále ohraničen hlavovou a patní kružnicí. [4]

### 2.2.3 Korekce ozubených kol

Při výrobě ozubených kol může docházet k jevu zvanému podřezání. Podřezání je odebrání materiálu v oblasti paty zubu, toto je nežádoucí jev, protože dochází k zeslabení zubu a znemožnění správného záběru zubů. Toto se týká zvláště výroby ozubených kol s malým počtem zubů, proto se v praxi používá minimální počet zubů  $z_{min}$ , kde dochází pouze k nepodstatnému podřezání.

$$z_{min} = 14 \quad (17)$$

$z'_{min}$  – praktický minimální počet zubů [-]

Toto však platí pouze pro kola s minimální korekcí. Částečně lze zabránit podřezání a snížit tak minimální počet zubů pomocí zvyšování úhlu záběru.

$$z_{min} = \frac{2}{\sin^2(\alpha)} \quad (18)$$

$z_{min}$  – teoretický minimální počet zubů [-]

$\alpha$  – úhel záběru [°]

Zvyšovat úhel záběru ozubení lze však pouze určité míry, protože se zvyšujícím se úhlem záběru se zvětšuje i špičatost zubu. Aby k tomuto nedocházelo, je nutné snížit součinitel výšky hlavy nástroje  $h_a^*$ , který je v ozubení bez korekce roven jedné. [4] [10]

### 2.2.4 Materiál a konstrukce ozubených kol

Na výrobu ozubených kol se v praxi převážně používá ocel anebo litina. Litina má velmi dobré kluzné vlastnosti, nekoroduje a je velmi tvrdá, tudíž dobře odolává opotřebení. Kola z oceli jsou zpravidla vytvářena z výkovek nebo výlisků, mohou být svařována, mohou být kaleny, žíhány nebo použity v přírodním stavu. Povrch může být cementován, povrchově kalen, nitridován atd.

Kovové ozubená kola mají tendenci přenášet rázy, vibrace a hluk, toto lze potlačit využitím polymerních materiálů jako jsou polyamidy a polykarbonáty.

Pokud je počet zubů na ozubeném kole nízký, je možné jej vytvořit na samotné hřídeli, tudíž není nutné používat spojovací materiál jako jsou pera. Naopak pokud je ozubené kolo značné velikosti, je vhodné jej konstruovat tak, aby jej bylo možné sejmout z hřídele. Tyto velká ozubená kola jsou odlehčena a skládají se ze třech částí a to náboje, věnce a kotouče. Náboj je nasunut na hřídeli, zajištěn proti axiálnímu posuvu a spojen pomocí pera, proto musí být dostatečně dlouhý a pevný, aby nedošlo k otačení nebo stříhu pera. Mohou být konstruovány jako jeden dílec nebo děleně. Výhodou děleného kola je snazší vyměnitelnost opotřebeného ozubení, které je vytvořeno pouze na věnci.

Ozubené převody musí být mazány pro lepší kluzné vlastnosti, menší opotřebení a jako odvod tepla. Při dokonalém mazání by docházelo k rovnoměrné vrstvě maziva mezi spoluzabírajícími koly. Pro menší obvodové rychlosti je možné použít plastické mazivo a pro vyšší se používají oleje, které definují jejich charakteristické vlastnosti viskozita a odolnost proti stárnutí.

### 2.2.5 Výpočty hřídelí

Jelikož jsou ozubená kola uložena na hřídelích, je i tyto nutné správně zvolit.

Hřídele jsou namáhány napětím v krutu  $\tau_k$  a napětím v ohybu  $\sigma_o$ , právě proto je potřeba při jejich výpočtu vycházet z podmínky, že výsledná napětí jsou menší než napětí dovolená.

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \leq \tau_{k,dov} \quad (19)$$

$\tau_k$  – napětí v krutu [MPa]

$M_k$  – kroutící moment [N . m]

$W_k$  – modul průřezu v krutu [mm<sup>3</sup>]

$\tau_{k,dov}$  – dovolené napětí v krutu [MPa]

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{o,dov} \quad (20)$$

$\sigma_o$  – napětí v ohybu [MPa]

$M_o$  – ohybový moment [N . m]

$W_o$  – modul průřezu v ohybu [mm<sup>3</sup>]

$\sigma_{o,dov}$  – dovolené napětí v ohybu [MPa]



### 2.2.6 Výpočty ložisek

Aby bylo zamezeno přebytku tření mezi otáčejícími se součástmi, jsou tyto součásti uloženy v ložiscích. Ty zamezují tření, a tudíž zamezují i ztrátu mechanické energie. [5]

Při výpočtu ložisek musíme vycházet z hlavních parametrů, kterými jsou síly působící v místě uložení ložiska (mohou být radiální nebo axiální) a z trvanlivosti ložiska  $L_h$ , která je udávána v hodinách.

První krokem je výpočet ekvivalentního zatížení, které působí na ložisko. [1]

$$F_e = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (21)$$

$F_e$  – dynamické ekvivalentní zatížení ložiska [ $N$ ]

$X$  – koeficient dynamického radiálního zatížení [–]

$F_r$  – radiální síla působící na ložisko [ $N$ ]

$Y$  – koeficient dynamického axiálního zatížení [–]

$F_a$  – axiální síla působící na ložisko [ $N$ ]

Po stanovení ekvivalentního zatížení je možné vypočítat dynamickou únosnost  $C$ , která vyháází z rovnice pro trvanlivost ložiska. [1]

$$L_h = \left(\frac{C}{F_e}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \rightarrow C = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot L_h \cdot n}{10^6}} \cdot F_e \quad (22)$$

$L_h$  – trvanlivost ložiska [ $hod$ ]

$C$  – dynamická únosnost [ $N$ ]

$F_e$  – dynamické ekvivalentní zatížení ložiska [ $N$ ]

$n$  – otáčky [ $min^{-1}$ ]

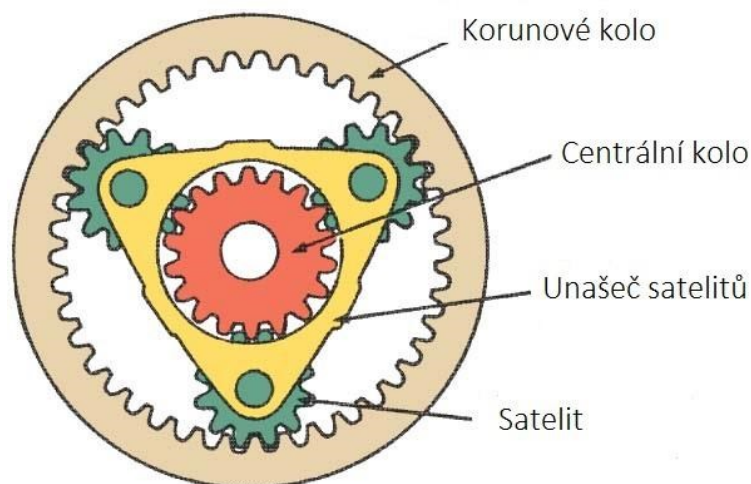
Dle vypočtené dynamické únosnosti lze zvolit ze strojírenských tabulek ložisko stejnou nebo větší dynamickou únosností. [1]

### 3 PŘEVODOVKY

Jsou to typizované strojní celky složené z více převodů za účelem dosažení přesné přeměny výkonu, kroutícího momentu a otáček. Mohou být nazývány také jako převodové skříně. Jednotlivé rozložení a uspořádání převodů v převodové skříně závisí na požadovaném převodu, přenášeném výkonu, životnosti, a vzájemné poloze vstupního a výstupního hřídele. Nejčastěji používají ozubené převody, převody šnekové nebo šroubové a jejich kombinace. Mezi speciální druhy převodovek patří harmonické převodovky a planetové převodovky.

#### 3.1 Planetové převodovky

Jedné se o speciální typ převodovek, které se skládají z centrálního kola  $c$ , unašeče  $u$ , satelitů  $s$  a korunového kola  $k$ . Satelity vykonávají dva pohyby zároveň, otáčejí se okolo vlastní osy a zároveň jsou unášeny unašečem okolo hlavní osy. Tyto dílce jsou nejčastěji konstruovány jako ozubené převody.



Obr. 8. Planetová převodovka

Jejich výhody spočívají v jejich kompaktních rozměrech a nízké váze oproti jiným převodovkám, v poměrně jednoduché konstrukci, ve velkých převodových poměrech, které s nimi můžeme dosáhnout, více možnostmi pro volbu vstupního a výstupního hřídele. Je možné používat pouze jeden satelit, nicméně v praxi se užívá větší množství satelitů, čímž se zmenšuje rozměr převodů a snižuje se tak namáhání ozubení. Mezi jejich nevýhody patří složitější výroba a následné montáž.

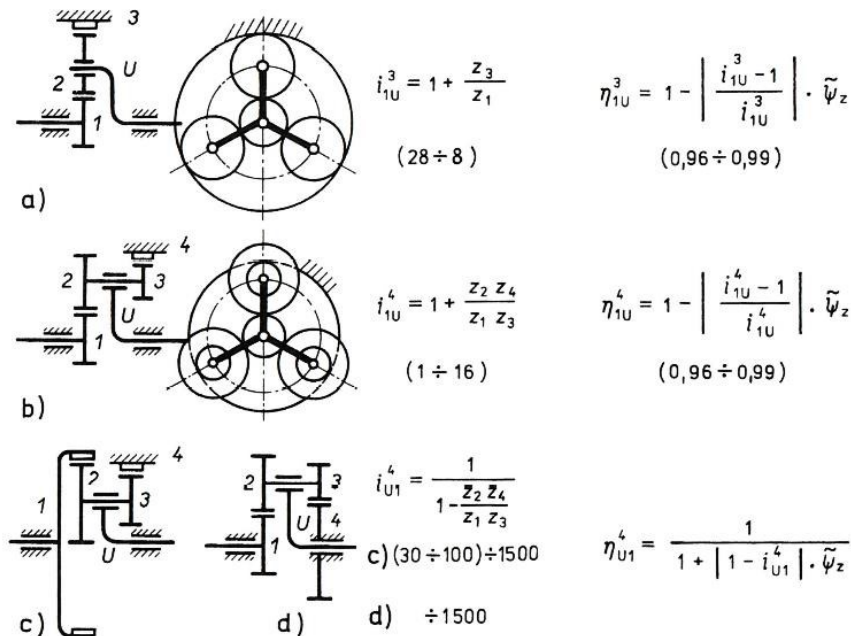
Jsou poměrně značně využívány v mnoha strojích a oborech, jako jsou turbíny, větrné elektrárny, zemědělské stroje, letectví, automobilový průmysl (diferenciál). [5]

### 3.2 Základní druhy planetových převodovek

Bylo již řečeno, že planetové převodovky mají více možností, jakými mohou být hnány a jakými mohou hnát jiné součásti. Právě podle způsobu, jakým do nich vstupuje a vystupuje kroutící moment jsou děleny na tyto typy.

#### 3.2.1 Typ K–U

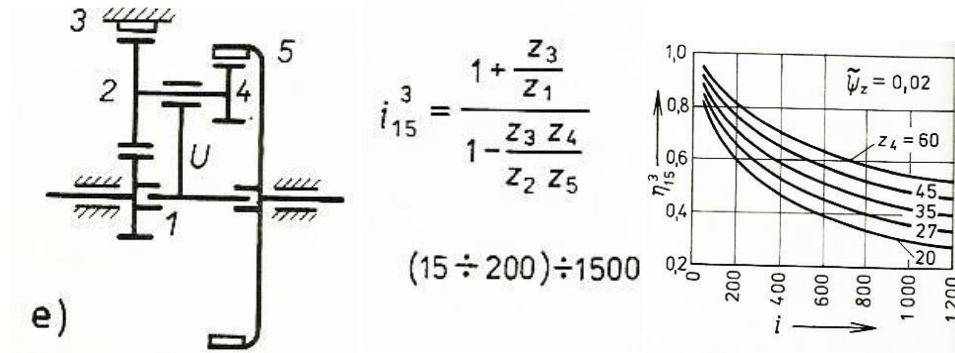
Hnací hřídel je spojena s korunovým kolem nebo centrálním kolem a hnaná hřídel je spojena s unašečem. Jsou používány hlavně jako silové převody díky své velké účinnosti a malým ztrátám. Mohou být konstruovány za použití jednoduchých nebo dvojitých satelitů. Vstup do převodovky a výstup z převodovky jsou zaměnitelné dle chtěného převodového poměru. [5]



Obr. 9. Typ K–U

#### 3.2.2 Typ K–K

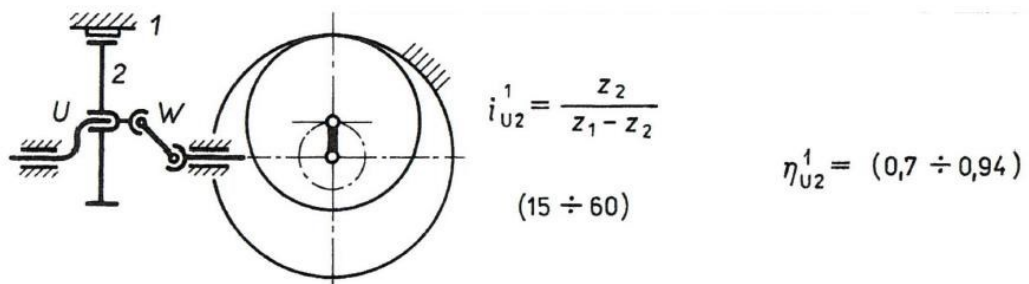
Vstupní hřídel je spojena s centrálním kolem a výstupní s korunovým kolem, tyto jsou zaměnitelné. Unašeč zde slouží pouze jako člen držící satelity v jejich pozici vůči sobě a jako podpora. Mají nižší účinnost, ale mohou dosahovat velkých převodových poměrů. [5]



Obr. 10. Typ K–K

### 3.2.3 Typ U–S

Hnací hřídel je spojen s unašečem a hnaný hřídel je spojen se samotným satelitem. Spoj mezi satelitem a hnaným hřídelem je realizován přidavným zařízením (kloubový spoj). Tento převod dosahuje velkých převodových poměrů a zároveň dosahuje poměrně velké účinnosti převodu. [5]



Obr. 11. Typ U–S

## 3.3 Podmínky v planetových převodovkách

Aby byla zajištěna správná mechanická funkčnost planetové převodovky, je nutné dodržovat určité podmínky. [5]

### 3.3.1 Podmínka sousosti hlavních hřídelů

Je nutné, aby jednotlivé členy planetové převodovky byly vzájemně sousé, proto je zavedena právě tato podmínka. Pro nekorigované soukolí ji lze zapsat jako:

$$r_c + 2 \cdot r_s = r_k \tag{23}$$

$r_c$  – poloměr kružnice centrálního kola [mm]

$r_s$  – poloměr kružnice satelitu [ $mm$ ]

$r_k$  – poloměr kružnice korunového kola [ $mm$ ]

### 3.3.2 Podmínka smontovatelnosti

Aby bylo možné převodovku smontovat a uvést všechny kola do vzájemného záběru je nutné dodržet podmínku smontovatelnosti, která je pro jednoduché satelity dána takto:

$$\frac{z_c + z_k}{s} = \text{celé číslo} \quad (24)$$

$z_c$  – počet zubů centrálního kola [–]

$z_k$  – počet zubů korunového kola [–]

$s$  – počet satelitů [–]

### 3.3.3 Podmínka vůle mezi sousedními satelity

Tato podmínka je obzvláště důležitá v planetových převodovkách, kde je použito více satelitů. Je nutné zabezpečit, aby se satelity navzájem nedotýkali, tzn. aby byla dodržena minimální vůle  $v_{min} = 1 \div 2 \text{ mm}$  mezi hlavovými kružnicemi satelitů. [5]

## 4 SPOJKY

Jsou to součásti, které spojují hnaný a hnací člen, například výstup převodovky se strojem, a přenáší rotační pohyb, který nijak nemění. Mohou sloužit jakožto pojistný člen, k tlumení rázů a vyrovnání výrobních nepřesností. Skládají se většinou z hnacího, hnaného a spojujícího členu. Nejčastěji jsou děleny na mechanické neovládané, mechanické ovládané, hydraulické, elektrické a magnetické spojky.

Při jejich navrhování je vyházeno z velikosti přenášeného kroutícího momentu, ten je závislý na přenášeném výkonu a otáčkách. Důležitou charakteristikou spojky je také provozní součinitel  $K$ , který zahrnuje vnější vlivy na spojku. Vlivem těchto vnějších vlivů spojka více namáhána, a proto je výpočtový kroutící moment spojky  $M_v$  o něco vyšší než jmenovitý kroutící moment hnacího zařízení  $M_k$ . [4]

$$M_v = K \cdot M_k = K \cdot 9,557 \cdot \frac{P}{n} \quad (25)$$

$M_v$  – výpočtový kroutící moment spojky [ $N \cdot m$ ]

$K$  – provozní součinitel spojky [–]

$M_k$  – jmenovitý kroutící moment hnacího zařízení [ $N \cdot m$ ]

$P$  – jmenovitý výkon hnacího zařízení [ $W$ ]

$n$  – jmenovité otáčky hnacího zařízení [ $s^{-1}$ ]

### 4.1 Mechanické neovládané spojky

Jsou nejpoužívanější kvůli jejich nízké ceně a nenáročnosti na konstrukci a výrobu. Dělíme je dále na pružné a nepružné.

Nepružné spojky slouží k tuhému spojení dvou hřídelů. Díky tomuto tuhému spojení dochází k přenosu veškerých rázů a nerovnoměrnostem zatížení, tyto zatížení přenášejí do ložisek a ostatních komponentů a vnikají proto zvýšená namáhání. Mezi nejpoužívanější patří trubkové spojky, přírubové spojky a kotoučové spojky. Kroutící moment přenáší buď pouhým třením, nebo pomocí kolíků, per, anebo klínů.

Nepružné spojky můžeme dále dělit na pevné a vyrovnávací. Pevné spojky spojují sousedě hřídele a nedovolují žádný axiální ani radiální posunutí hřídelů. Mezi nejpoužívanější patří trubkové spojky, přírubové spojky a kotoučové spojky. Vyrovnávací spojky mohou kompenzovat až už radiální nebo axiální posunutí hřídelů. Mezi nejčastěji používané

vyrovnávací spojky patří například trubkové, ozubcové, zubové, křížové, hranové a kloubové spojky.

Pružné jsou konstruovány k tlumení kmitů a rázů. K tlumení rázů v pružných spojkách, které přenáší kroutící moment tvarovým spojením, dochází pomocí pružných článků, které jsou vyrobeny většinou z pryže nebo plastu. K přenosu využívají většinou třecí spoj, který při přetížení začne prokluzovat. Tření je většinou zajištěno přítlačnou pružinou, která tlačí třecí tělesa k sobě. Třecí plochy jsou opatřeny většinou obložení, které má větší třecí koeficient než samotná tělesa spojky. [6]

## 4.2 Mechanické ovládané spojky

Tyto spojky lze manuálně rozpojit a opět spojit k přerušení přenášení výkonu, tyto spojky se často využívají v automobilech, kde slouží ve spojeném stavu k přenosu výkonu od motoru k převodovce a v rozpojeném stavu ke srovnání otáček mezi jednotlivými převody, aby bylo možné zařadit jiný převodový stupeň. Rozdělujeme je na výsuvné, pojistné, rozběhové a volnoběžné.

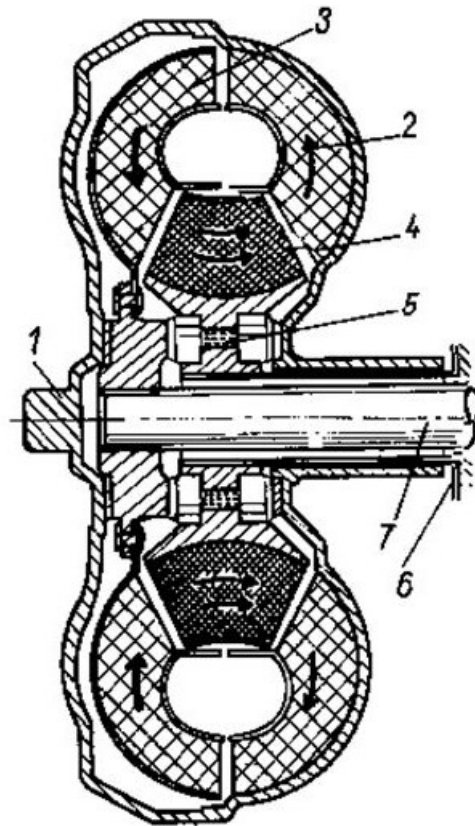
Výsuvné spojky se používají k spojení a rozpojení hřídelů v klidu nebo během provozu. Mohou být konstruovány jako zubové nebo třecí a mohou být ovládané mechanicky, elektricky, pneumaticky, hydraulicky nebo kombinací. Zubové jsou používány pro sepnutí buď v klidu, nebo pouze za nízkých otáček, přičemž třecí je možné sepínat i za plného výkonu stroje. Postupným přítlačováním třecích kol k sobě lze dosáhnout rozdílných otáček hnacího a hnaného hřídele, toto je využíváno právě při rozjezdu automobilu. Třecí spojky mohou být konstruovány jako suché nebo mokré, podle toho, zda jsou uloženy v oleji. Olej pomáhá s opotřebením třecího obložení, hlukem a odvodem tepla. Dále je lze dělit dle tvaru třecích ploch na čelní, kuželové nebo válcové.

Pojistné spojky zajišťují, rozpojení při náhlém přetížení stroje. Toto může být řešeno rozrušitelným členem, který se přestřihne nebo jinak dojde k jeho rozdělení. Dále mohou být řešeny jako spojky vysmekovací nebo prokluzovací.

Rozběhové spojky umožňují strojům rozběhnutí bez zbytečného zatížení hnaným zařízením. Po dosažení provozních otáček se spojka samovolně spojí a začne pohánět pracovní stroj. [6]

### 4.3 Hydraulické spojky

Využívají k jejich fungování hydrostatický nebo hydrodynamický účinek kapaliny. Přenos výkonu a otáček je podmíněn pohybem kapaliny v lopatkách čerpadla a turbíny. Nejčastěji používaným zařízením této kategorie je hydrodynamický konvertor, který se používá ve vozidlech s automatickými převodovkami.



Hydrodynamický měnič momentu

- 1 – pohon od motoru, 2 – čerpadlo, 3 – turbína,  
 4 – reakční člen, 5 – volnoběžka  
 6 – skříň převodovky, 7 – výstupní hřídel

Obr. 12. Hydrodynamický konvertor



## **II. PRAKTICKÁ ČÁST**

## 5 VÝPOČET A NÁVRH POHONU

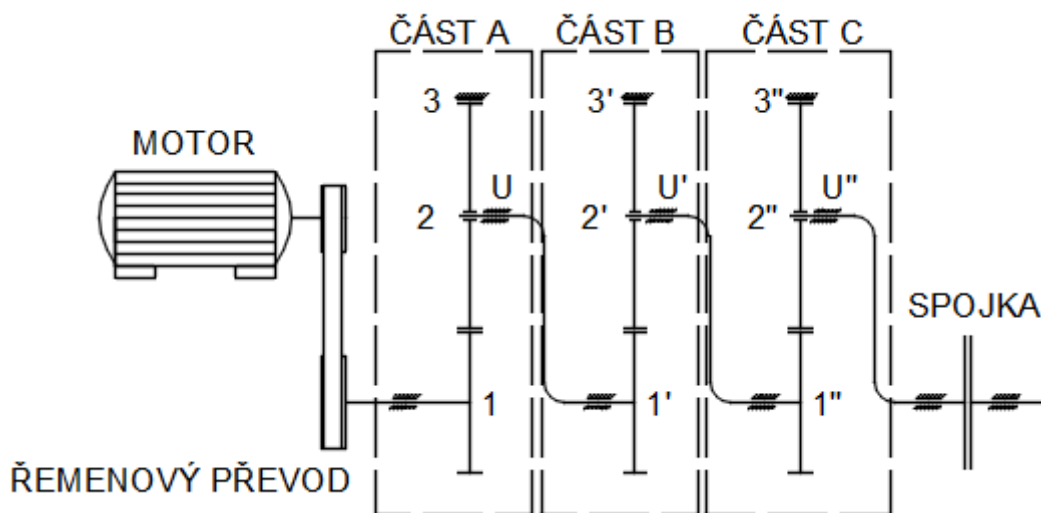
Tato část se věnuje praktickému návrhu planetové převodovky s pohonem a pojistnou spojkou. Cílem je pomocí výpočtů nadimenzovat jednotlivé součásti, vytvoření 3D modelu součástí a sestavy pomocí CAD programu a zhotovení výrobní dokumentace.

### 5.1 Zadání

Úkolem je navrhnout převodovku pro převodový poměr  $i = 260$  s výstupem  $P = 5 \text{ kW}$  a otáčkami  $n = 10 \text{ min}^{-1}$ .

#### 5.1.1 Schéma

Schéma poukazuje předběžný návrh sestavy s použitím názvosloví, pro jednodušší orientaci ve výpočtech.



Obr. 13. Schéma zabezpečovacího pohonu

1, 1', 1'' – centrální kola

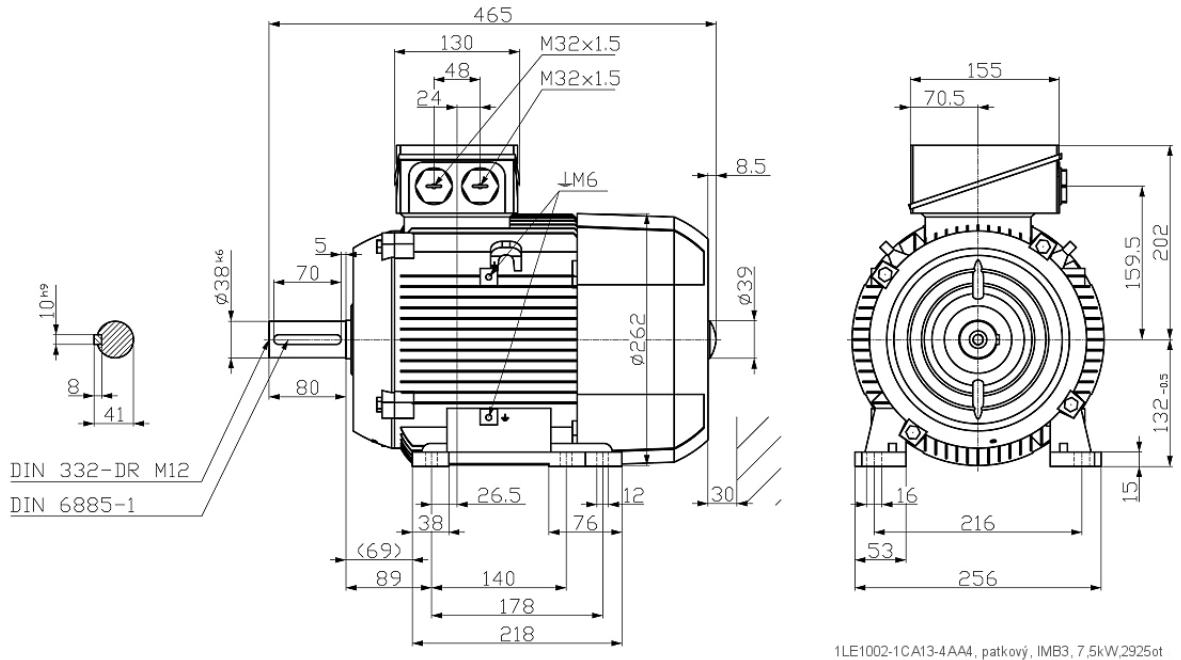
2, 2', 2'' – satelity

3, 3', 3'' – korunová kola

$U, U', U''$  – unašeče

## 5.2 Volba elektromotoru

Zvolen elektromotor SIEMENS 1LE10021 CA13, který má následující parametry:



Obr. 14. Elektromotor SIEMENS

Velikost (osová výška):	132S
Výkon:	7,5 kW
Otáčky:	2925 min <sup>-1</sup>
Účinnost:	86,0 %
Napětí:	400/690 V, 50 Hz
Ložisko strana D:	6208 2ZC3
Ložisko strana ND:	6208 2ZC3
Krytí:	IP55
Vyvážení motoru:	stupeň vibrací A
Standartní nátěr:	RAL 7030
Váha:	40 kg

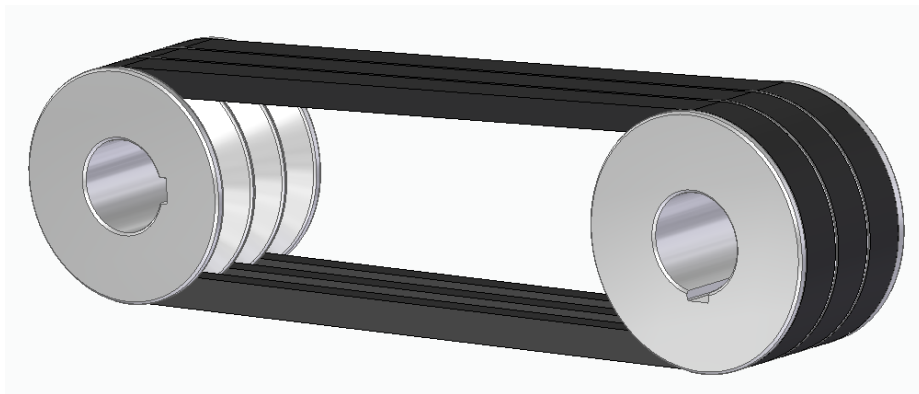
### 5.2.1 Příkon elektromotoru

$$P_p = P \cdot \eta \quad (26)$$

$$P_p = 7500 \cdot 0,86 = 6450 \text{ W} \geq 5000 \text{ W} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

## 5.3 Řemenový převod

Tato část výpočtu se zabývá výpočtem řemenového převodu, který přenáší kroutící moment z motoru na hnací hřídel převodovky.



Obr. 15. Řemenový převod

### 5.3.1 Převodový poměr řemenic

$$i = \frac{n}{n_m} = \frac{i \cdot n_{\text{výstup}}}{n_m} \quad (27)$$

$$i = \frac{260 \cdot 10}{2925} = \frac{8}{9} = 0,889$$

### 5.3.2 Volba rozměru velké řemenice

Dle ČSN 02 3111 zvolen součinitel provozního zatížení  $c_2 = 1,2$ .

$$P_j = P \cdot c_2 \quad (28)$$

$$P_j = 6450 \cdot 1,2 = 7740 \text{ W}$$

Pro jmenovitý výkon  $P_j = 7740 \text{ W}$  a otáčky  $n = 2925 \text{ min}^{-1}$  zvolen dle ČSN 02 3111 průřez řemene B a doporučený průměr malé řemenice  $d_1 = 63 - 100 \text{ mm} \rightarrow$  volím  $d_1 = 90 \text{ mm}$ .

### 5.3.3 Průměr malé řemenice

$$d_2 = d_1 \cdot i \quad (29)$$

$$d_2 = 90 \cdot \frac{8}{9} = 80 \text{ mm}$$

### 5.3.4 Přibližná meziosová vzdálenosti

$$0,7(d_1 + d_2) \leq a \leq 2(d_1 + d_2) \quad (30)$$

$$0,7(90 + 80) \leq a \leq 2(90 + 80)$$

$$119 \leq a \leq 340$$

Zvoleno  $a = 200 \text{ mm}$ .

### 5.3.5 Délka řemene a výpočtová délka řemene

$$L_p = 2a + 1,57(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} \quad (31)$$

$$L_p = 2 \cdot 200 + 1,57(90 + 80) + \frac{(80 - 90)^2}{4 \cdot 200} = 667,025 \text{ mm}$$

Dle ČSN 02 3179 zvolena normalizovaná délka řemene 710 mm → ŘEMEN B – 710 ČSN 02 3110.

### 5.3.6 Konečná meziosová vzdálenost

$$W = \pi \frac{d_1 + d_2}{2} \quad (32)$$

$$W = \pi \frac{90 + 80}{2} = 267,035$$

$$y = \left( \frac{d_2 - d_1}{2} \right)^2 \quad (33)$$

$$y = \left( \frac{80 - 90}{2} \right)^2 = 25$$

$$a = 0,25 \left[ (L_p - W) + \sqrt{(L_p - W)^2 - 8y} \right] \quad (34)$$

$$a = 0,25 \left[ (710 - 267,035) + \sqrt{(710 - 267,035)^2 - 8 \cdot 25} \right] = 221,426 \cong 221,4 \text{ mm}$$

**5.3.7 Opásání malé řemenice**

$$\alpha \approx 180^\circ - 57 \frac{d_2 + d_1}{a} \quad (35)$$

$$\alpha = 180^\circ - 57 \frac{80 + 90}{710} = 166,352^\circ$$

**5.3.8 Počet potřebných řemenů v podmínkách provozu**

$$N_p = N_0 \frac{C_L \cdot C_\alpha}{C_P} \quad (36)$$

$$N_p = 0,8 \frac{0,94 \cdot 1}{1,4} = 0,537$$

$$n = \frac{N_0 \cdot C_P}{N_p \cdot C_L \cdot C_\alpha} \quad (37)$$

$$n = \frac{0,8 \cdot 1,4}{0,537 \cdot 0,94 \cdot 1} = 2,77 \rightarrow 3 \text{ řemeny}$$

**5.3.9 Obvodová rychlost**

$$v = \frac{d_1 \cdot n_1}{19100} \quad (38)$$

$$v = \frac{90 \cdot 2925}{19100} = 13,78 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

**5.3.10 Ohybová frekvence**

$$f = \frac{2000 \cdot v}{L_p} \quad (39)$$

$$f = \frac{2000 \cdot 13,78}{710} = 38,81 \text{ s}^{-1}$$

**5.3.11 Obvodové síla**

$$F = \frac{P}{v} \quad (40)$$

$$F = \frac{6450}{13,78} = 468,069 \text{ N}$$

**5.3.12 Pracovní předpětí řemene**

$$F_u = 1,75 \cdot F \quad (41)$$

$$F_u = 1,75 \cdot 468,069 = 819,121 \text{ N}$$

**5.3.13 Kroutící moment motoru**

$$M_{k,m} = \frac{60 \cdot P}{2\pi \cdot n_m} \quad (42)$$

$$M_{k,m} = \frac{60 \cdot 6450}{2\pi \cdot 2925} = 21,057 \text{ N.m} = 21057,423 \text{ N.mm}$$

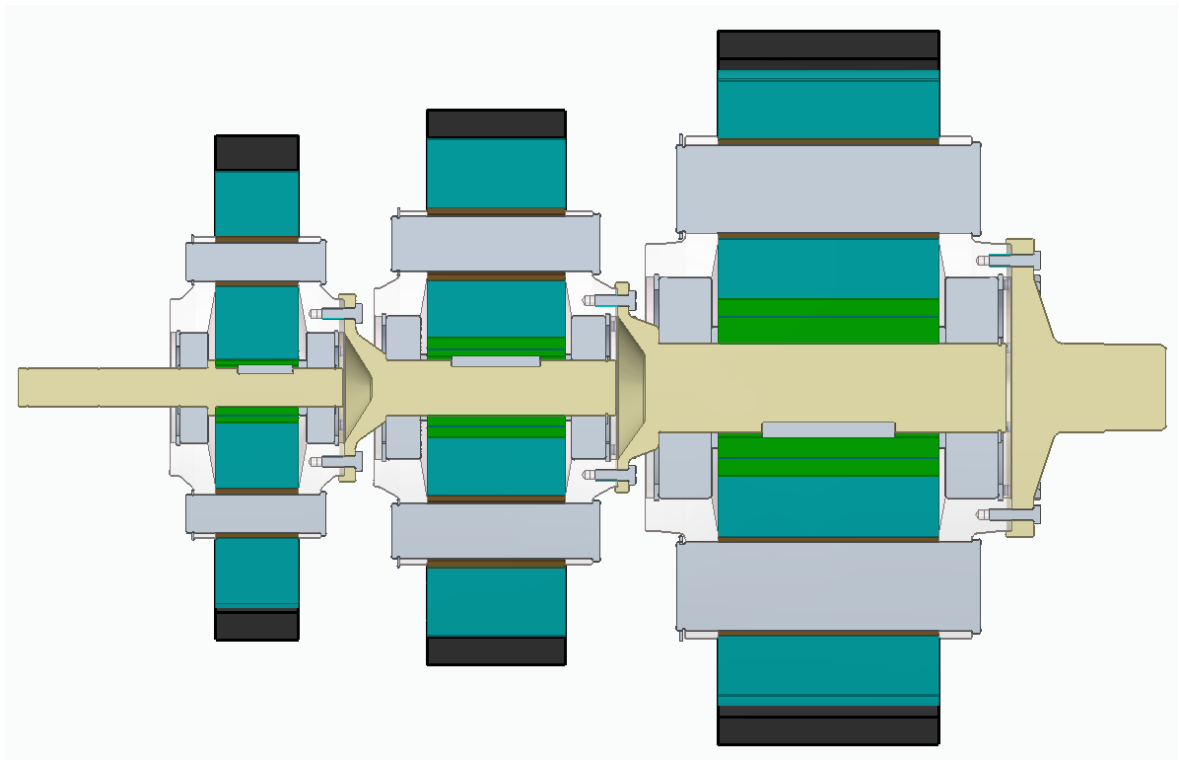
**5.3.14 Kroutící moment hnacího hřídele převodovky**

$$i = \frac{M_{k,1}}{M_{k,m}} \rightarrow M_{k,1} = i \cdot M_{k,m} \quad (43)$$

$$M_{k,1} = \frac{8}{9} \cdot 21057,423 = 18717,709 \text{ N.mm}$$

## 5.4 Převodovka

Tato část se zabývá výpočtem planetové převodovky, stanovením převodových poměrů jednotlivých stupňů, určením účinnosti a výpočtem jednotlivých ozubených kol a hřídelů.



Obr. 16. Třístupňová planetová převodovka

### 5.4.1 Stanovení převodových poměrů

$$i_{1,U''} = i_{1,U} \cdot i_{1',U'} \cdot i_{1'',U''} \quad (44)$$

$$i_{1,U''} = 260 \rightarrow i_{1,U} \cdot i_{1',U'} \cdot i_{1'',U''} = 8 \cdot 6,5 \cdot 5$$

### 5.4.2 Počet zubů

Počet zubů části A:

Zvolený počet zubů centrálního kola  $z_1 = 19$ .

$$i_{1,U} = 1 + \frac{z_3}{z_1} \rightarrow z_3 = (i_{1,U} - 1) \cdot z_1 \quad (45)$$

$$i_{1,U} = (8 - 1) \cdot 19 = 133$$

$$z_1 = 19, z_3 = 133$$



Počet zubů části B:

Zvolený počet zubů centrálního kola  $z_1' = 16$ .

$$i_{1',U'} = 1 + \frac{z_3'}{z_1'} \rightarrow z_3' = (i_{1',U'} - 1) \cdot z_1' \quad (46)$$

$$i_{1',U'} = (6,5 - 1) \cdot 16 = 88$$

$$z_1' = 16, z_3' = 88$$

Počet zubů části C:

Zvolený počet zubů centrálního kola  $z_1'' = 18$ .

$$i_{1'',U''} = 1 + \frac{z_3''}{z_1''} \rightarrow z_3'' = (i_{1'',U''} - 1) \cdot z_1'' \quad (47)$$

$$i_{1'',U''} = (5 - 1) \cdot 18 = 72$$

$$z_1'' = 18, z_3'' = 72$$

### 5.4.3 Účinnost převodovky

Z obrázku 10. zvoleno  $\psi_z = 0,02$ .

$$\eta_{1,U} = 1 - \left( \frac{i_{1,U} - 1}{i_{1,U}} \right) \cdot \psi_z \quad (48)$$

$$\eta_{1,U} = 1 - \left( \frac{8 - 1}{8} \right) \cdot 0,02 = 0,982$$

$$\eta_{1',U'} = 1 - \left( \frac{i_{1',U'} - 1}{i_{1',U'}} \right) \cdot \psi_z \quad (49)$$

$$\eta_{1',U'} = 1 - \left( \frac{6,5 - 1}{6,5} \right) \cdot 0,02 = 0,983$$

$$\eta_{1'',U''} = 1 - \left( \frac{i_{1'',U''} - 1}{i_{1'',U''}} \right) \cdot \psi_z \quad (50)$$

$$\eta_{1'',U''} = 1 - \left( \frac{5 - 1}{5} \right) \cdot 0,02 = 0,984$$

$$\eta_{1,U''} = \eta_{1,U} \cdot \eta_{1',U'} \cdot \eta_{1'',U''} \quad (51)$$

$$\eta_{1,U''} = 0,982 \cdot 0,983 \cdot 0,984 = 0,949$$

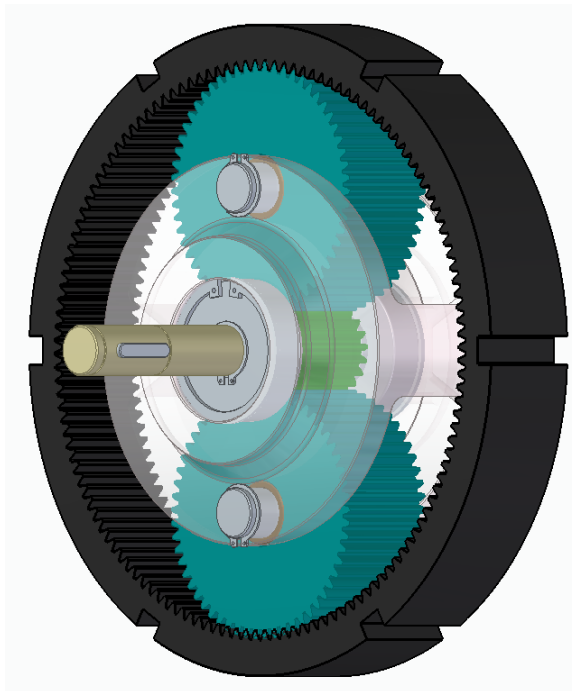
#### 5.4.4 Kroučící moment hnaného hřídele převodovky

Pro výpočet maximálního přenášeného kroučícího momentu zvoleno  $\eta = 1$ .

$$M_{k,U''} = M_{k,1} \cdot \eta \cdot i_{1,U''} \quad (52)$$

$$M_{k,U''} = 18717,709 \cdot 1 \cdot 260 = 4866604,34 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

#### 5.4.5 Soukolí v části A



Obr. 17. Část A

Výpočet dle normy ČSN 01 4686.

Jako materiál centrálního kola zvolena karbonitridovaná ušlechtilá ocel 12061 s mezí pevnosti v tahu  $\sigma_{pt1} = 740 \text{ MPa}$ , mezí únavy v dotyku  $\sigma_{Hlim1} = 800 \text{ MPa}$ , mezí únavy v ohybu  $\sigma_{Flim1} = 650 \text{ MPa}$ .

Jako materiál satelitu zvolena povrchově kalená ušlechtilá uhlíková ocel 12051 s mezí pevnosti v tahu  $\sigma_{pt2} = 640 \text{ MPa}$ , mezí únavy v dotyku  $\sigma_{Hlim2} = 1140 \text{ MPa}$ , mezí únavy v ohybu  $\sigma_{Flim2} = 605 \text{ MPa}$ .

Jako materiál korunového kola zvolena povrchově kalená ušlechtilá uhlíková ocel 12051 s mezí pevnosti v tahu  $\sigma_{pt3} = 640 \text{ MPa}$ , mezí únavy v dotyku  $\sigma_{Hlim3} = 1140 \text{ MPa}$ , mezí únavy v ohybu  $\sigma_{Flim3} = 605 \text{ MPa}$ .

Materiály jednotlivých součástí jsou zvoleny ze strojnických tabulek [1] str. 584.

**Modul dle Bacha:**

$$M_{k,U} = M_{k,1} \cdot i_{1,U} \quad (53)$$

$$M_{k,U} = 18717,709 \cdot 8 = 149741,672 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Ze základů konstruování a části strojů I. [12] str. 132 zvoleno  $\Psi = 25$ ,  $c = 15$ .

$$m_A = 0,86 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{k,U}}{c \cdot z_1 \cdot \Psi}} \quad (54)$$

$$m_A = 0,86 \cdot \sqrt[3]{\frac{149741,672}{7 \cdot 19 \cdot 25}} = 2,373 \text{ mm} \rightarrow \text{modul 3}$$

**Roztečné kružnice:**

$$D_1 = m_A \cdot z_1 \quad (55)$$

$$D_1 = 3 \cdot 19 = 57 \text{ mm}$$

$$D_3 = m_A \cdot z_3 \quad (56)$$

$$D_3 = 3 \cdot 133 = 399 \text{ mm}$$

$$D_2 = \frac{D_3 - D_1}{2} \quad (57)$$

$$D_2 = \frac{399 - 57}{2} = 171 \text{ mm}$$

**Počet zubů satelitu:**

$$z_2 = \frac{D_2}{m_A} \quad (58)$$

$$z_2 = \frac{171}{3} = 57$$

**Hlavové kružnice:**

$$D_{a1} = D_1 + 2 \cdot m_A \quad (59)$$

$$D_{a1} = 57 + 2 \cdot 3 = 63 \text{ mm}$$

$$D_{a2} = D_2 + 2 \cdot m_A \quad (60)$$

$$D_{a2} = 171 + 2 \cdot 3 = 177 \text{ mm}$$

$$D_{a3} = D_3 - 2 \cdot m_A \quad (61)$$

$$D_{a3} = 399 - 2 \cdot 3 = 393 \text{ mm}$$

**Patní kružnice:**

$$D_{f1} = D_1 - 2,5 \cdot m_A \quad (62)$$

$$D_{f1} = 57 - 2,5 \cdot 3 = 49,5 \text{ mm}$$

$$D_{f2} = D_2 - 2,5 \cdot m_A \quad (63)$$

$$D_{f2} = 171 - 2,5 \cdot 3 = 163,5 \text{ mm}$$

$$D_{f3} = D_3 + 2,5 \cdot m_A \quad (64)$$

$$D_{f3} = 399 + 2,5 \cdot 3 = 406,5 \text{ mm}$$

**Rozteč zubů:**

$$t = \pi \cdot m_A \quad (65)$$

$$t = \pi \cdot 3 = 9,425 \text{ mm}$$

**Tloušťka zubů:**

$$s = \frac{t}{2} \quad (66)$$

$$s = \frac{9,425}{2} = 4,712 \text{ mm}$$

**Šířka zubů:**

$$b_w = \Psi \times m_A \quad (67)$$

$$b_w = 25 \times 3 = 75 \text{ mm}$$

**Vzdálenost os mezi centrálním kolem a satelitem:**

$$a_{1,2} = \frac{D_1 + D_2}{2} \quad (68)$$

$$a_{1,2} = \frac{57 + 171}{2} = 114 \text{ mm}$$

**Napětí v dotyku:**

Ze strojnických tabulek [1] str. 579–582 zvoleno  $Z_E = 190$ ,  $Z_H = 2,5$ ,  $Z_\varepsilon = 1$

$$u_{1,2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (69)$$

$$u_{1,2} = \frac{57}{19} = 3$$

$$M_{k,2} = u_{1,2} \cdot M_{k,1} \quad (70)$$

$$M_{k,2} = 3 \cdot 18717,709 = 56153,127 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$F_t = \frac{2 \cdot M_{k,2}}{D_1} \quad (71)$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 56153,127}{57} = 1970,285 \text{ N}$$

$$\sigma_{H0} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b_w \cdot D_1} \cdot \frac{u+1}{u}} \quad (72)$$

$$\sigma_{H0} = 190 \cdot 2,5 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{1970,285}{75 \cdot 57} \cdot \frac{3+1}{3}} = 372,356 \text{ MPa}$$

Ze strojnických tabulek [1] str. 579–582 zvoleno  $K_A = 1,75$ ,  $K_\vartheta = 1,4$ ,  $K_{H\alpha} = 1$ ,  $K_{H\beta} = 1,2$

$$K_H = K_A \cdot K_\vartheta \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \quad (73)$$

$$K_H = 1,75 \cdot 1,4 \cdot 1 \cdot 1,2 = 2,94$$

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_H} \quad (74)$$

$$\sigma_H = 372,356 \cdot \sqrt{2,94} = 638,459 \text{ MPa}$$

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim1}}{\sigma_H} \geq 1 \quad (75)$$

$$S_H = \frac{800}{638,459} = 1,253 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

**Napětí v ohybu:**

Ze strojnických tabulek [1] str. 581–590 zvoleno  $K_{F\alpha} = 1$ ,  $K_{F\beta} = 1,2$

$$K_F = K_A \cdot K_\theta \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \quad (76)$$

$$K_F = 1,75 \cdot 1,4 \cdot 1 \cdot 1,2 = 2,94$$

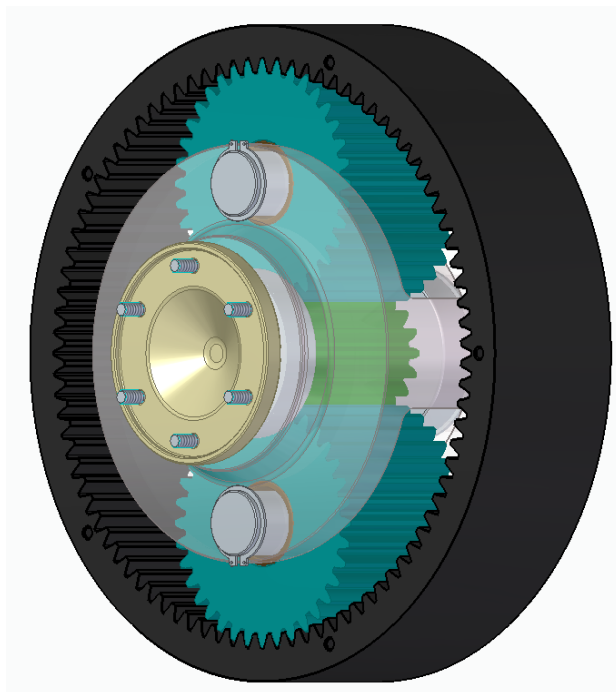
Ze strojnických tabulek [1] str. 581–590 zvoleno  $Y_{FS} = 4,2$ ,  $Y_\beta = 1$ ,  $Y_\varepsilon = 1$

$$\sigma_F = K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \cdot \frac{F_t}{b_w \cdot m_A} \quad (77)$$

$$\sigma_F = 2,94 \cdot 4,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{1477,714}{75 \cdot 3} = 81,097 \text{ MPa}$$

$$S_F = \frac{\sigma_{Flim2} \cdot Y_N \cdot Y_Q \cdot Y_X}{\sigma_F} \geq 1,4 \quad (78)$$

$$S_F = \frac{605 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{81,097} = 7,46 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

**5.4.6 Soukolí v části B**

Obr. 18. Část B

Výpočet dle normy ČSN 01 4686.

Jako materiál centrálního kola zvolena karbonitridovaná ušlechtilá ocel 12061 s mezí pevnosti v tahu  $\sigma_{pt1} = 740 \text{ MPa}$ , mezí únavy v dotyku  $\sigma_{Hlim1} = 800 \text{ MPa}$ , mezí únavy v ohybu  $\sigma_{Flim1} = 650 \text{ MPa}$ .

Jako materiál satelitu zvolena povrchově kalená ušlechtilá uhlíková ocel 12051 s mezí pevnosti v tahu  $\sigma_{pt2} = 640 \text{ MPa}$ , mezí únavy v dotyku  $\sigma_{Hlim2} = 1140 \text{ MPa}$ , mezí únavy v ohybu  $\sigma_{Flim2} = 605 \text{ MPa}$ .

Jako materiál korunového kola zvolena povrchově kalená ušlechtilá uhlíková ocel 12051 s mezí pevnosti v tahu  $\sigma_{pt3} = 640 \text{ MPa}$ , mezí únavy v dotyku  $\sigma_{Hlim3} = 1140 \text{ MPa}$ , mezí únavy v ohybu  $\sigma_{Flim3} = 605 \text{ MPa}$ .

Materiály jednotlivých součástí jsou zvoleny ze strojnických tabulek [1] str. 584.

**Modul dle Bacha:**

$$M_{k,U'} = M_{k,1} \cdot i_{1,U} \cdot i_{1',U'} \quad (79)$$

$$M_{k,U'} = 18717,709 \cdot 8 \cdot 6,5 = 973320,868 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Ze základů konstruování a části strojů I. [12] str. 132 zvoleno  $\Psi = 25$ ,  $c = 15$ .

$$m_B = 0,86 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{k,U'}}{c \times z_1' \times \Psi}} \quad (80)$$

$$m_B = 0,86 \cdot \sqrt[3]{\frac{973320,868}{15 \cdot 16 \cdot 25}} = 4,69 \text{ mm} \rightarrow \text{modul 5}$$

**Roztečné kružnice:**

$$D_1' = m_B \cdot z_1' \quad (81)$$

$$D_1' = 5 \cdot 16 = 80 \text{ mm}$$

$$D_3' = m_B \cdot z_3' \quad (82)$$

$$D_3' = 5 \cdot 88 = 440 \text{ mm}$$

$$D_2' = \frac{D_3' - D_1'}{2} \quad (83)$$

$$D_2' = \frac{440 - 80}{2} = 180 \text{ mm}$$

**Počet zubů satelitu:**

$$z_2' = \frac{D_2'}{m_B} \quad (84)$$

$$z_2' = \frac{180}{5} = 36$$

**Hlavové kružnice:**

$$D_{a1}' = D_1' + 2 \cdot m_B \quad (85)$$

$$D_{a1}' = 80 + 2 \cdot 5 = 90 \text{ mm}$$

$$D_{a2}' = D_2' + 2 \cdot m_B \quad (86)$$

$$D_{a2}' = 180 + 2 \cdot 5 = 190 \text{ mm}$$

$$D_{a3}' = D_3' - 2 \cdot m_B \quad (87)$$

$$D_{a3}' = 440 - 2 \cdot 5 = 430 \text{ mm}$$

**Patní kružnice:**

$$D_{f1}' = D_1' - 2,5 \cdot m_B \quad (88)$$

$$D_{f1}' = 80 - 2,5 \cdot 5 = 67,5 \text{ mm}$$

$$D_{f2}' = D_2' - 2,5 \cdot m_B \quad (89)$$

$$D_{f2}' = 180 - 2,5 \cdot 5 = 167,5 \text{ mm}$$

$$D_{f3}' = D_3' + 2,5 \cdot m_B \quad (90)$$

$$D_{f3}' = 440 + 2,5 \cdot 5 = 452,5 \text{ mm}$$

**Rozteč zubů:**

$$t' = \pi \cdot m_B \quad (91)$$

$$t' = \pi \cdot 5 = 15,707 \text{ mm}$$

**Tloušťka zubů:**

$$s' = \frac{t'}{2} \quad (92)$$

$$s' = \frac{12,566}{2} = 7,854 \text{ mm}$$



Šířka zubů:

$$b_w' = \Psi \times m_B \quad (93)$$

$$b_w' = 25 \times 5 = 125 \text{ mm}$$

Vzdálenost os mezi centrálním kolem a satelitem:

$$a_{1,2}' = \frac{D_1' + D_2'}{2} \quad (94)$$

$$a_{1,2}' = \frac{80 + 180}{2} = 130 \text{ mm}$$

Napětí v dotyku:

Ze strojnických tabulek [1] str. 579–582 zvoleno  $Z_E = 190$ ,  $Z_H = 2,5$ ,  $Z_\varepsilon = 1$

$$u_{1,2}' = \frac{z_2'}{z_1'} \quad (95)$$

$$u_{1,2}' = \frac{36}{16} = 2,25$$

$$M_{k,2}' = u_{1,2}' \cdot M_{k,U} \quad (96)$$

$$M_{k,2}' = 2,25 \cdot 149741,672 = 336918,762 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$F_t = \frac{2 \cdot M_{k,2}'}{D_1'} \quad (97)$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 336918,762}{80} = 8422,969 \text{ N}$$

$$\sigma_{H0} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b_w' \cdot D_1'} \cdot \frac{u_{1,2}' + 1}{u_{1,2}'}} \quad (98)$$

$$\sigma_{H0} = 190 \cdot 2,5 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{8422,969}{125 \cdot 80} \cdot \frac{2,25 + 1}{2,25}} = 523,934 \text{ MPa}$$

Ze strojnických tabulek [1] str. 579–582 zvoleno  $K_A = 1,75$ ,  $K_\vartheta = 1,153$ ,  $K_{H\alpha} = 1$ ,  $K_{H\beta} = 1,05$

$$K_H = K_A \cdot K_\vartheta \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \quad (99)$$

$$K_H = 1,75 \cdot 1,153 \cdot 1 \cdot 1,05 = 2,118$$

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_H} \quad (100)$$

$$\sigma_H = 523,934 \cdot \sqrt{2,118} = 762,499 \text{ MPa}$$

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim1}}{\sigma_H} \geq 1 \quad (101)$$

$$S_H = \frac{800}{762,499} = 1,049 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

### Napětí v ohybu:

Ze strojnických tabulek [1] str. 581–590 zvoleno  $K_{F\alpha} = 1$ ,  $K_{F\beta} = 1,05$

$$K_F = K_A \cdot K_\vartheta \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \quad (102)$$

$$K_F = 1,75 \cdot 1,153 \cdot 1 \cdot 1,05 = 2,119$$

Ze strojnických tabulek [1] str. 581–590 zvoleno  $Y_{FS} = 4,2$ ,  $Y_\beta = 1$ ,  $Y_\varepsilon = 1$

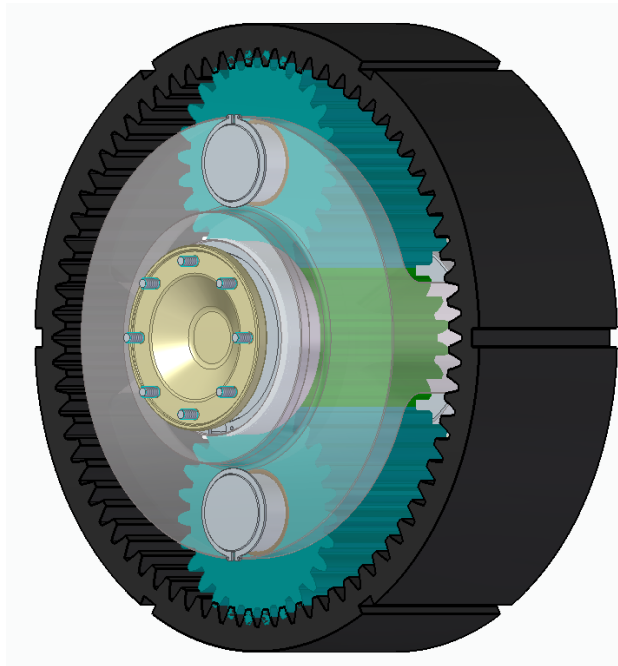
$$\sigma_F = K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \cdot \frac{F_t}{b_w' \cdot m_B} \quad (103)$$

$$\sigma_F = 2,119 \cdot 4,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{8422,969}{125 \cdot 5} = 119,94 \text{ MPa}$$

$$S_F = \frac{\sigma_{Flim2} \cdot Y_N \cdot Y_Q \cdot Y_X}{\sigma_F} \geq 1,4 \quad (104)$$

$$S_F = \frac{605 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{119,94} = 5,044 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

## 5.4.7 Soukolí v části C



Obr. 19. Část C

Výpočet dle normy ČSN 01 4686.

Jako materiál centrálního kola zvolena karbonitridovaná ušlechtilá ocel 12061 s mezí pevnosti v tahu  $\sigma_{pt1} = 740 \text{ MPa}$ , mezí únavy v dotyku  $\sigma_{Hlim1} = 800 \text{ MPa}$ , mezí únavy v ohybu  $\sigma_{Flim1} = 650 \text{ MPa}$ .

Jako materiál satelitu zvolena povrchově kalená ušlechtilá uhlíková ocel 12051 s mezí pevnosti v tahu  $\sigma_{pt2} = 640 \text{ MPa}$ , mezí únavy v dotyku  $\sigma_{Hlim2} = 1140 \text{ MPa}$ , mezí únavy v ohybu  $\sigma_{Flim2} = 605 \text{ MPa}$ .

Jako materiál korunového kola zvolena povrchově kalená ušlechtilá uhlíková ocel 12051 s mezí pevnosti v tahu  $\sigma_{pt3} = 640 \text{ MPa}$ , mezí únavy v dotyku  $\sigma_{Hlim3} = 1140 \text{ MPa}$ , mezí únavy v ohybu  $\sigma_{Flim3} = 605 \text{ MPa}$ .

Materiály jednotlivých součástí jsou zvoleny ze [1] strojnických tabulek str. 584.

**Modul dle Bacha:**

$$M_{k,U''} = M_{k,1} \cdot i_{1,U'} \cdot i_{1,U''} \cdot i_{1'',U''} \quad (105)$$

$$M_{k,U''} = 18717,709 \cdot 8 \cdot 6,5 \cdot 5 = 4866604,34 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Ze základů konstruování a části strojů I. [12] str. 132 zvoleno  $\Psi = 25$ ,  $c = 15$ .

$$m_c = 0,86 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{k,U''}}{c \times z_1'' \times \Psi}} \quad (106)$$

$$m_c = 0,86 \cdot \sqrt[3]{\frac{4866604,34}{15 \cdot 19 \cdot 25}} = 7,57 \text{ mm} \rightarrow \text{modul } 8$$

**Roztečné kružnice:**

$$D_1'' = m_c \cdot z_1' \quad (107)$$

$$D_1'' = 8 \cdot 18 = 144 \text{ mm}$$

$$D_3'' = m_c \cdot z_3' \quad (108)$$

$$D_3'' = 8 \cdot 72 = 576 \text{ mm}$$

$$D_2'' = \frac{D_3'' - D_1''}{2} \quad (109)$$

$$D_2'' = \frac{576 - 144}{2} = 216 \text{ mm}$$

**Počet zubů satelitu:**

$$z_2'' = \frac{D_2''}{m_c} \quad (110)$$

$$z_2'' = \frac{216}{8} = 27$$

**Hlavové kružnice:**

$$D_{a1}'' = D_1'' + 2 \cdot m_c \quad (111)$$

$$D_{a1}'' = 144 + 2 \cdot 8 = 160 \text{ mm}$$

$$D_{a2}'' = D_2'' + 2 \cdot m_c \quad (112)$$

$$D_{a2}'' = 216 + 2 \cdot 8 = 232 \text{ mm}$$

$$D_{a3}'' = D_3'' - 2 \cdot m_c \quad (113)$$

$$D_{a3}'' = 576 - 2 \cdot 8 = 560 \text{ mm}$$

**Patní kružnice:**

$$D_{f1}'' = D_1'' - 2,5 \cdot m_C \quad (114)$$

$$D_{f1}'' = 144 - 2,5 \cdot 8 = 124 \text{ mm}$$

$$D_{f2}'' = D_2'' - 2,5 \cdot m_C \quad (115)$$

$$D_{f2}'' = 216 - 2,5 \cdot 8 = 196 \text{ mm}$$

$$D_{f3}'' = D_3'' + 2,5 \cdot m_C \quad (116)$$

$$D_{f3}'' = 576 + 2,5 \cdot 8 = 596 \text{ mm}$$

**Rozteč zubů:**

$$t'' = \pi \cdot m_C \quad (117)$$

$$t'' = \pi \cdot 8 = 25,133 \text{ mm}$$

**Tloušťka zubů:**

$$s'' = \frac{t''}{2} \quad (118)$$

$$s'' = \frac{25,133}{2} = 12,566 \text{ mm}$$

**Šířka zubů:**

$$b_w'' = \Psi \times m_C \quad (119)$$

$$b_w'' = 25 \times 8 = 200 \text{ mm}$$

**Vzdálenost os mezi centrálním kolem a satelitem:**

$$a_{1,2}'' = \frac{D_1'' + D_2''}{2} \quad (120)$$

$$a_{1,2}'' = \frac{144 + 216}{2} = 180 \text{ mm}$$

**Napětí v dotyku:**

Ze strojnických tabulek [1] str. 579–582 zvoleno  $Z_E = 190$ ,  $Z_H = 2,5$ ,  $Z_\epsilon = 1$

$$u_{1'',2''} = \frac{z_2'}{z_1'} \quad (121)$$

$$u_{1'',2''} = \frac{27}{18} = 1,5$$

$$M_{k,2}'' = u_{1'',2''} \cdot M_{k,U'} \quad (122)$$

$$M_{k,2}'' = 1,5 \cdot 973320,868 = 1459981,302 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$F_t = \frac{2 \cdot M_{k,2}''}{D_1''} \quad (123)$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 1459981,302}{144} = 20277,518 \text{ N}$$

$$\sigma_{H0} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b_w'' \cdot D_1''} \cdot \frac{u_{1'',2''} + 1}{u_{1'',2''}}} \quad (124)$$

$$\sigma_{H0} = 190 \cdot 2,5 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{20277,518}{200 \cdot 144} \cdot \frac{1,5 + 1}{1,5}} = 514,551 \text{ MPa}$$

Ze strojnických tabulek [1] str. 579–582 zvoleno  $K_A = 1,75$ ,  $K_\vartheta = 1,003$ ,  $K_{H\alpha} = 1$ ,  $K_{H\beta} = 1,175$

$$K_H = K_A \cdot K_\vartheta \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \quad (125)$$

$$K_H = 1,75 \cdot 1,003 \cdot 1 \cdot 1,175 = 2,062$$

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_H} \quad (126)$$

$$\sigma_H = 514,551 \cdot \sqrt{2,062} = 738,879 \text{ MPa}$$

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim1}}{\sigma_H} \geq 1 \quad (127)$$

$$S_H = \frac{800}{738,879} = 1,083 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

### Napětí v ohybu:

Ze strojnických tabulek [1] str. 581–590 zvoleno  $K_{F\alpha} = 1$ ,  $K_{F\beta} = 1,175$

$$K_F = K_A \cdot K_\vartheta \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \quad (128)$$

$$K_F = 1,75 \cdot 1,003 \cdot 1 \cdot 1,175 = 2,062$$

Ze strojnických tabulek [1] str. 581–590 zvoleno  $Y_{FS} = 4,2$ ,  $Y_{\beta} = 1$ ,  $Y_{\varepsilon} = 1$

$$\sigma_F = K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_{\beta} \cdot Y_{\varepsilon} \cdot \frac{F_t}{b_w' \cdot m_B} \quad (129)$$

$$\sigma_F = 2,062 \cdot 4,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{20277,518}{200 \cdot 8} = 109,757 \text{ MPa}$$

$$S_F = \frac{\sigma_{Flim2} \cdot Y_N \cdot Y_Q \cdot Y_X}{\sigma_F} \geq 1 \quad (130)$$

$$S_F = \frac{605 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{109,757} = 5,512 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

#### 5.4.8 Hřídel I.

Jako materiál hřídele zvolena ocel 12 040 dle ČSN 41 2040 s těmito vlastnostmi:

$\sigma_{dov} = 490 \text{ MPa}$ ,  $\tau_{k,dov} = 48,5 \text{ MPa}$ .

**Průměr hřídele:**

$$\tau_k = \frac{M_{k,1}}{W_{k,1}} = \frac{M_{k,1}}{\frac{\pi \cdot d_1^3}{16}} \leq \tau_{k,dov} \rightarrow d_1 = \sqrt[3]{\frac{M_{k,1} \cdot 16}{\pi \cdot \tau_{k,dov}}} \quad (131)$$

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{18717,709 \cdot 16}{\pi \cdot 48,5}} = 12,526 \rightarrow \text{zvolen } \varnothing 35 \text{ mm}$$

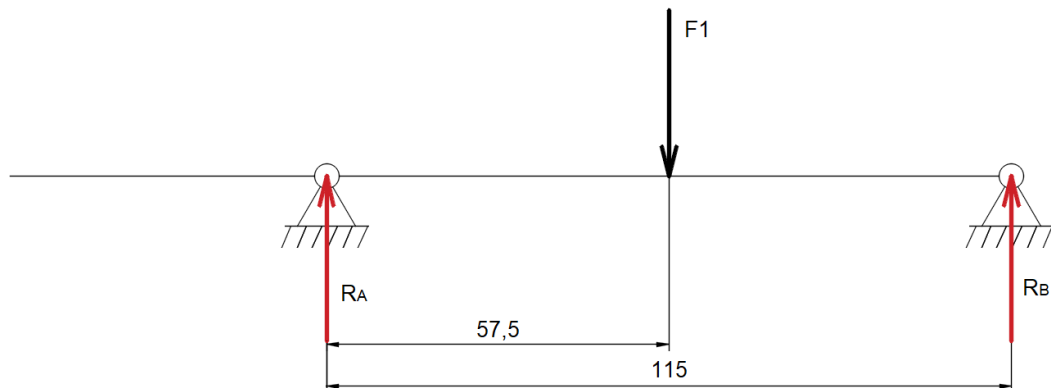
**Délka pera:**

Materiál pera dle ČSN 02 2562 je ocel 11 600 s dovoleným napětím v tlaku  $p_{dov} = 100 \text{ MPa}$ .

$$p = \frac{2 \cdot M_{k,1}}{d_1 \cdot l \cdot t_1} \leq p_{dov} \rightarrow l = \frac{2 \cdot M_{k,1}}{d_1 \cdot t_1 \cdot p_{dov}} \quad (132)$$

$$l = \frac{2 \cdot 18717,709}{35 \cdot 3,3 \cdot 100} = 3,24 \text{ mm}$$

Reakce pod ložisky:



Obr. 20 Reakce hřídel I.

$$M_{k,1} = F_1 \cdot \frac{d_1}{2} \rightarrow F_1 = \frac{2 \cdot M_{k,1}}{d_1} \quad (133)$$

$$F_1 = \frac{2 \times 18717,709}{35} = 1069,583 \text{ N}$$

$$\sum M = 0 \rightarrow R_B \cdot 115 - F_1 \cdot 57,5 = 0 \rightarrow R_B = \frac{F_1 \cdot 57,5}{115} \quad (134)$$

$$R_B = \frac{1069,583 \cdot 57,5}{115} = 534,791 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_A + R_B - F_1 = 0 \rightarrow R_A = F_1 - R_B \quad (135)$$

$$R_A = 1069,583 - 534,791 = 534,791 \text{ N}$$

Ekvivalentní zatížení:

$$F_{e,A} = F_{e,B} = F_R \cdot x + F_A \cdot y = R_A \cdot 1 \quad (136)$$

$$F_{e,A} = F_{e,B} = 534,791 \cdot 1 = 534,791 \text{ N}$$



**Ložiska:**

Ložisko vypočteno pro  $L_h = 25000$  hod.

$$C \geq F_e \cdot \sqrt[3]{\frac{3,6 \cdot n_1 \cdot L_h}{1000}} \quad (137)$$

$$C = 534,791 \cdot \sqrt[3]{\frac{3,6 \cdot 2600 \cdot 25000}{1000}} = 32955,105 \text{ N}$$

Z ČSN 02 4630 Zvoleno LOŽISKO 6407.

**Kontrola hřídele:**

$$J_p = \frac{\pi \cdot d_1^4}{32} \quad (138)$$

$$J_p = \frac{\pi \cdot 35^4}{32} = 147323,514 \text{ mm}^4$$

$$\tau = \frac{M_{k,1}}{J_p} \cdot \frac{d_1}{2} \quad (139)$$

$$\tau = \frac{18717,709}{147323,514} \cdot \frac{35}{2} = 2,223 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{3 \cdot \tau^2} \quad (140)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{3 \cdot 2,223^2} = 3,850 \text{ MPa}$$

$$k = \frac{\sigma_{dov}}{\sigma_{red}} \geq 1 \quad (141)$$

$$k = \frac{490}{2,456} = 127,261$$

**5.4.9 Hřídel II.**

Jako materiál hřídele zvolena ocel 12 040 dle ČSN 41 2040 s těmito vlastnostmi:

$\sigma_{dov} = 490 \text{ MPa}$ ,  $\tau_{k,dov} = 48,5 \text{ MPa}$ .

**Průměr hřídele:**

$$\tau_k = \frac{M_{k,1'}}{W_{k,2}} = \frac{M_{k,U}}{W_{k,2}} = \frac{M_{k,U}}{\frac{\pi \cdot d_2^3}{16}} \leq \tau_{k,dov} \rightarrow d_2 = \sqrt[3]{\frac{M_{k,U} \cdot 16}{\pi \cdot \tau_{k,dov}}} \quad (142)$$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{149741,672 \cdot 16}{\pi \cdot 48,5}} = 25,053 \rightarrow \text{zvolen } \varnothing 50 \text{ mm}$$

**Délka pera:**

Materiál pera dle ČSN 02 2562 je ocel 11 600 s dovoleným napětím v tlaku  $p_{dov} = 100 \text{ MPa}$ .

$$p = \frac{2 \cdot M_{k,U}}{d_2 \cdot l \cdot t_1} \leq p_{dov} \rightarrow l = \frac{2 \cdot M_{k,U}}{d_2 \cdot t_1 \cdot p_{dov}} \quad (143)$$

$$l = \frac{2 \cdot 149741,672}{50 \cdot 3,8 \cdot 100} = 15,762 \text{ mm}$$

**Šrouby spojující hřídel s unašečem:**

Pro přichycení hřídele k unašeci použito 6 lícovaných šroubů ČSN 02 1111 pevnostní třídy 8.8 o průměru  $d_\xi = 10 \text{ mm}$  a pevnosti ve stříhu  $\tau_s = 145 \text{ MPa}$ .

Zvolena rozteč děr pro šrouby  $d_{II} = 134 \text{ mm}$ .

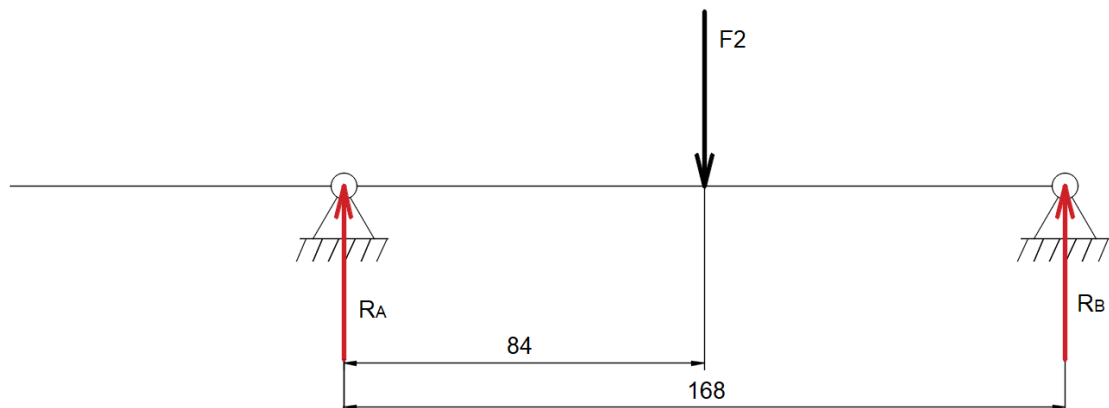
$$F_{S,k} = \frac{2 \cdot M_{k,U}}{d_{II}} \quad (144)$$

$$F_{S,k} = \frac{2 \cdot 149741,672}{134} = 2234,950 \text{ N}$$

$$\tau_s = \frac{F_{S,k}}{6 \cdot S_k} = \frac{4 \cdot F_{S,k}}{6 \cdot \pi \cdot d_\xi^2} \quad (145)$$

$$\tau_s = \frac{4 \cdot 2234,950}{6 \cdot \pi \cdot 10^2} = 4,742 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Reakce pod ložisky:



Obr. 21 Reakce hřídel II.

$$M_{k,U} = F_2 \cdot \frac{d_2}{2} \rightarrow F_2 = \frac{2 \cdot M_{k,U}}{d_2} \quad (146)$$

$$F_2 = \frac{2 \cdot 149741,672}{50} = 5989,667 \text{ N}$$

$$\sum M = 0 \rightarrow R_B \cdot 168 - F_2 \cdot 84 = 0 \rightarrow R_B = \frac{F_2 \cdot 84}{168} \quad (147)$$

$$R_B = \frac{5989,667 \cdot 84}{168} = 2994,833 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_A + R_B - F_2 = 0 \rightarrow R_A = F_2 - R_B \quad (148)$$

$$R_A = 5989,667 - 2994,833 = 2994,833 \text{ N}$$

Ekvivalentní zatížení:

$$F_{e,A} = F_{e,B} = F_R \cdot x + F_A \cdot y = R_A \cdot 1 \quad (149)$$

$$F_{e,A} = F_{e,B} = 2994,833 \cdot 1 = 2994,833 \text{ N}$$

**Ložiska:**

Ložisko vypočteno pro  $L_h = 25000$  hod.

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{1,U}} \quad (150)$$

$$n_2 = \frac{2600}{8} = 325 \text{ min}^{-1}$$

$$C \geq F_e \cdot \sqrt[3]{\frac{3,6 \cdot n_2 \cdot L_h}{1000}} \quad (151)$$

$$C = 2994,833 \cdot \sqrt[3]{\frac{3,6 \times 325 \times 25000}{1000}} = 92274,414 \text{ N}$$

Ze strojnických tabulek [1] str. 485 (výběr z podnikové normy) zvoleno LOŽISKO NU410.

**Kontrola hřídele:**

$$J_p = \frac{\pi \cdot d_2^4}{32} \quad (152)$$

$$J_p = \frac{\pi \cdot 50^4}{32} = 613592,315 \text{ mm}^4$$

$$\tau = \frac{M_{k,U}}{J_p} \cdot \frac{d_2}{2} \quad (153)$$

$$\tau = \frac{149741,672}{613592,315} \cdot \frac{50}{2} = 6,101 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{3 \cdot \tau^2} \quad (154)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{3 \cdot 6,101^2} = 10,567 \text{ MPa}$$

$$k = \frac{\sigma_{dov}}{\sigma_{red}} \geq 1 \quad (155)$$

$$k = \frac{490}{10,567} = 46,370$$

**5.4.10 Hřídel III.**

Jako materiál hřídele zvolena ocel 12 040 dle ČSN 41 2040 s těmito vlastnostmi:

$$\sigma_{dov} = 490 \text{ MPa}, \tau_{k,dov} = 48,5 \text{ MPa}.$$

**Průměr hřídele:**

$$\tau_k = \frac{M_{k,1'}}{W_{k,3}} = \frac{M_{k,U'}}{W_{k,3}} = \frac{M_{k,U'}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} \leq \tau_{k,dov} \rightarrow d_3 = \sqrt[3]{\frac{M_{k,U'} \cdot 16}{\pi \cdot \tau_{k,dov}}} \quad (156)$$

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{973320,868 \cdot 16}{\pi \cdot 48,5}} = 46,755 \rightarrow \text{zvolen } \varnothing 80 \text{ mm}$$

**Délka pera:**

Materiál pera dle ČSN 02 2562 je ocel 11 600 s dovoleným napětím v tlaku  $p_{dov} = 100 \text{ MPa}$ .

$$p = \frac{2 \cdot M_{k,U'}}{d_3 \cdot l \cdot t_1} \leq p_{dov} \rightarrow l = \frac{2 \cdot M_{k,U'}}{d_3 \cdot t_1 \cdot p_{dov}} \quad (157)$$

$$l = \frac{2 \cdot 973320,868}{80 \cdot 5,5 \cdot 100} = 44,241 \text{ mm}$$

**Šrouby spojující hřídel s unašečem:**

Pro přichycení hřídele k unašeci použito 6 lícovaných šroubů ČSN 02 1111 pevnostní třídy 8.8 o průměru  $d_s = 10 \text{ mm}$  a pevnosti ve stříhu  $\tau_s = 145 \text{ MPa}$ .

Zvolena rozteč děr pro šrouby  $d_{III} = 158 \text{ mm}$ .

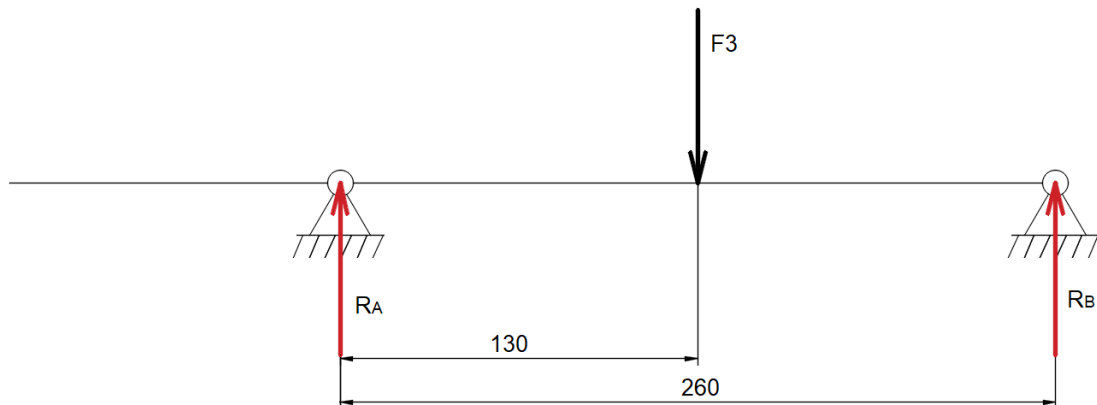
$$F_{S,k} = \frac{2 \cdot M_{k,U'}}{d_{III}} \quad (158)$$

$$F_{S,k} = \frac{2 \cdot M_{k,U'}}{d_{III}} = \frac{2 \cdot 973320,868}{158} = 12320,517 \text{ N}$$

$$\tau_s = \frac{F_{S,k}}{6 \cdot S_k} = \frac{4 \cdot F_{S,k}}{6 \cdot \pi \cdot d_s^2} \quad (159)$$

$$\tau_s = \frac{4 \cdot 12320,517}{6 \cdot \pi \cdot 10^2} = 26,144 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Reakce pod ložisky:



Obr. 22 Reakce hřídel III.

$$M_{k,U'} = F_3 \cdot \frac{d_3}{2} \rightarrow F_3 = \frac{2 \cdot M_{k,U'}}{d_3} \quad (160)$$

$$F_3 = \frac{2 \cdot 973320,868}{80} = 24333,022 \text{ N}$$

$$\sum M = 0 \rightarrow R_B \cdot 168 - F_3 \cdot 84 = 0 \rightarrow R_B = \frac{F_3 \cdot 130}{260} \quad (161)$$

$$R_B = \frac{24333,022 \cdot 130}{260} = 12166,511 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_A + R_B - F_3 = 0 \rightarrow R_A = F_3 - R_B \quad (162)$$

$$R_A = 24333,022 - 12166,511 = 12166,511 \text{ N}$$

Ekvivalentní zatížení:

$$F_{e,A} = F_{e,B} = F_R \cdot x + F_A \cdot y = R_A \cdot 1 \quad (163)$$

$$F_{e,A} = F_{e,B} = 12166,511 \cdot 1 = 12166,511 \text{ N}$$

Ložiska:

Ložisko vypočteno pro  $L_h = 25000 \text{ hod.}$

$$n_3 = \frac{n_1}{i_{1,U} \cdot i_{1,U'}} \quad (164)$$

$$n_3 = \frac{2600}{8 \cdot 6,5} = 50 \text{ min}^{-1}$$

$$C \geq F_e \cdot \sqrt[3]{\frac{3,6 \cdot n_3 \cdot L_h}{1000}} \quad (165)$$

$$C = 12166,511 \cdot \sqrt[3]{\frac{3,6 \times 50 \times 25000}{1000}} = 200864,668 \text{ N}$$

Ze strojnických tabulek [1] str. 485 (výběr z podnikové normy) zvoleno LOŽISKO NU416.

**Kontrola hřídele:**

$$J_p = \frac{\pi \cdot d_3^4}{32} \quad (166)$$

$$J_p = \frac{\pi \cdot 80^4}{32} = 4021238,597 \text{ mm}^4$$

$$\tau = \frac{M_{k,U'}}{J_p} \cdot \frac{d_3}{2} \quad (167)$$

$$\tau = \frac{973320,868}{4021238,597} \cdot \frac{80}{2} = 9,682 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{3 \cdot \tau^2} \quad (168)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{3 \cdot 9,682^2} = 16,769 \text{ MPa}$$

$$k = \frac{\sigma_{dov}}{\sigma_{red}} \geq 1 \quad (169)$$

$$k = \frac{490}{16,769} = 29,220$$

#### 5.4.11 Podmínka smontovatelnosti

Podmínka smontovatelnosti soukolí A:

$$k = \frac{z_1 + z_3}{s} = \text{celé číslo} \quad (170)$$

$$k = \frac{19 + 133}{2} = 76$$

Podmínka smontovatelnosti soukolí B:

$$k = \frac{z_1' + z_3'}{s} = \text{celé číslo} \quad (171)$$

$$k = \frac{16 + 88}{2} = 52$$

Podmínka smontovatelnosti soukolí C:

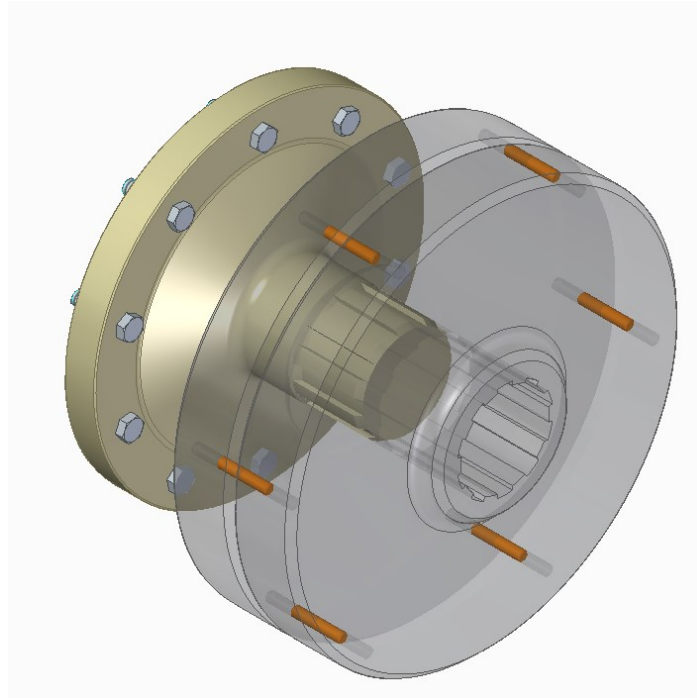
$$k = \frac{z_1'' + z_3''}{s} = \text{celé číslo} \quad (172)$$

$$k = \frac{18 + 72}{2} = 45$$



## 5.5 Pojistná spojka

Tato část se zabývá výpočtem pojistné spojky, jejího hřídele, střížného kolíku a jeho polohy.



Obr. 23. Pojistná spojka

Jako materiál hřídele a kotoučů spojky zvolena ocel 14 240.6 dle ČSN 41 4240 s těmito parametry:

$$\sigma_{dov} = 450 \text{ MPa}, p_{dov} = 270 \text{ MPa}, \tau_{k,dov} = 150 \text{ MPa}.$$

Bude použito 6 pojistných kolíků a jako jejich materiál zvolena ocel 12 061 dle ČSN 41 2061 s pevností ve stříhu  $\tau_s = 120 \text{ MPa}$ .

Pojistný kroutící moment zvolen o 10 % větší než maximální kroutící moment na výstupu z převodovky.

### 5.5.1 Hřídel pojistné spojky

**Průměr hřídele:**

$$\tau_k = \frac{M_{k,U''}}{W_{k,4}} = \frac{M_{k,U''}}{\frac{\pi \cdot d_4^3}{16}} \leq \tau_{k,dov} \rightarrow d_4 = \sqrt[3]{\frac{M_{k,U''} \cdot 16}{\pi \cdot \tau_{k,dov}}} \quad (173)$$

$$d_4 = \sqrt[3]{\frac{4866604,34 \cdot 16}{\pi \cdot 150}} = 54,87 \rightarrow \text{zvolen } \varnothing 80 \text{ mm}$$

**Šrouby spojující hřídel s unašečem:**

Pro přichycení hřídele k unašeči použito 10 lícovaných šroubů ČSN 02 1111 pevnostní třídy 8.8 o průměru  $d_s = 10 \text{ mm}$  a pevnosti ve stříhu  $\tau_s = 145 \text{ MPa}$ .

Zvolena rozteč děr pro šrouby  $d_{IV} = 230 \text{ mm}$ .

$$F_{S,k} = \frac{2 \cdot M_{k,U''}}{d_{IV}} \quad (174)$$

$$F_{S,k} = \frac{2 \cdot 4866604,34}{230} = 42318,298 \text{ N}$$

$$\tau_s = \frac{F_{S,k}}{6 \cdot S_k} = \frac{4 \cdot F_{S,k}}{6 \cdot \pi \cdot d_s^2} \quad (175)$$

$$\tau_s = \frac{4 \cdot 42318,298}{10 \cdot \pi \cdot 10^2} = 53,881 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

**Kontrola hřídele:**

$$J_p = \frac{\pi \cdot d_4^4}{32} \quad (176)$$

$$J_p = \frac{\pi \cdot 80^4}{32} = 9817477,042 \text{ mm}^4$$

$$\tau = \frac{M_{k,U''}}{J_p} \cdot \frac{d_4}{2} \quad (177)$$

$$\tau = \frac{4866604,34}{973320,868} \cdot \frac{80}{2} = 24,785 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{3 \cdot \tau^2} \quad (178)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{3 \cdot 24,785^2} = 42,930 \text{ MPa}$$

$$k = \frac{\sigma_{dov}}{\sigma_{red}} \geq 1 \quad (179)$$

$$k = \frac{450}{42,930} = 11,414$$

**5.5.2 Volba drážkování**

Zvoleno rovnoboké drážkování 10 x 72 x 78 dle ČSN ISO 14.

$$F_S = \frac{4 \cdot M_{k,U''}}{D + d} \quad (180)$$

$$F_S = \frac{4 \cdot 4866604,34}{78 + 72} = 129776,115 \text{ N}$$

$$p = \frac{F_S}{0,75 \cdot l \cdot \frac{D-d}{2} \cdot i} \leq p_{dov} \rightarrow l = \frac{F_S}{0,75 \cdot p_{dov} \cdot \frac{D-d}{2} \cdot i} \quad (181)$$

$$l = \frac{129776,115}{0,75 \cdot 270 \cdot \frac{78-72}{2} \cdot 10} = 21,362 \text{ mm}$$

### 5.5.3 Průměr střížného kolíku a skutečná hodnota R

Zvolena přibližná hodnota  $R = 200 \text{ mm}$ .

$$M_S = 1,1 \cdot M_{k,U''} \quad (182)$$

$$M_S = 1,1 \cdot 4866604,34 = 5353264,774 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$F_{S,k} = \frac{M_S}{R} \quad (183)$$

$$F_{S,k} = \frac{5353264,774}{200} = 26766,323 \text{ N}$$

$$\tau_s = \frac{F_{S,k}}{6 \cdot S_k} = \frac{4 \cdot F_{S,k}}{6 \cdot \pi \cdot d_k^2} \rightarrow d_k = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{S,k}}{6 \cdot \pi \cdot \tau_s}} \quad (184)$$

$$d_k = \sqrt{\frac{4 \cdot 26766,323}{6 \cdot \pi \cdot 120}} = 6,879 \text{ mm} \rightarrow \text{zvolen průměr kolíku } 8 \text{ mm}$$

Skutečná hodnota R:

$$F_{S,k} = \frac{6 \cdot \pi \cdot d_k^2 \cdot \tau_s}{4} \quad (185)$$

$$F_{S,k} = \frac{6 \cdot \pi \cdot 4^2 \cdot 120}{4} = 36191,147 \text{ N}$$

$$R = \frac{M_S}{F_{S,k}} \quad (186)$$

$$R = \frac{5353264,774}{36191,147} = 147,916 \text{ mm}$$

## 6 MONTÁŽ A MAZÁNÍ

Pro použití planetové převodovky je třeba nejprve provést její montáž. Montáž začíná nalisováním korunových kol do skříně převodovky. Při používání převodovky by mohlo vlivem teplotní dilatace dojít k roztažení materiálu a pootočení korunových kol, proto jsou navíc zajištěna drážkami v nich a do nich zapadajícími náboji ve skříně. Axiálnímu posuvu korunových ozubených kol A a C je zamezeno víky, která tlačí kola k nálitkům ve vnitřní straně skříně. Prostřední ozubené korunové kolo B je fixováno přišroubováním k nálitku ve skříně.

Jednotlivé stupně planetové převodovky jsou poskládány tak, že nejprve je nalisováno ložisko na hřídel až k osazení, poté je do drážky na hřídeli vloženo pojistné pero, dále nasunuto centrální ozubené kolo a za něj distanční kroužek, nakonec je nalisováno druhé ložisko. Ložiska jsou zajištěna proti axiálnímu posuvu dle hřídele pojistnými kroužky a osazením hřídele. Na tuto sestavu je nasunut unašeč a zajištěn proti axiálnímu posuvu pomocí pojistných kroužků. Do unašeče jsou vloženy planetová ozubená kola s nalisovanými kluznými kroužky do osy s dírami v unašeči. Skrz díry v unašeči a planetových kolech jsou protaženy čepy a pojištěny pojistnými kroužky.

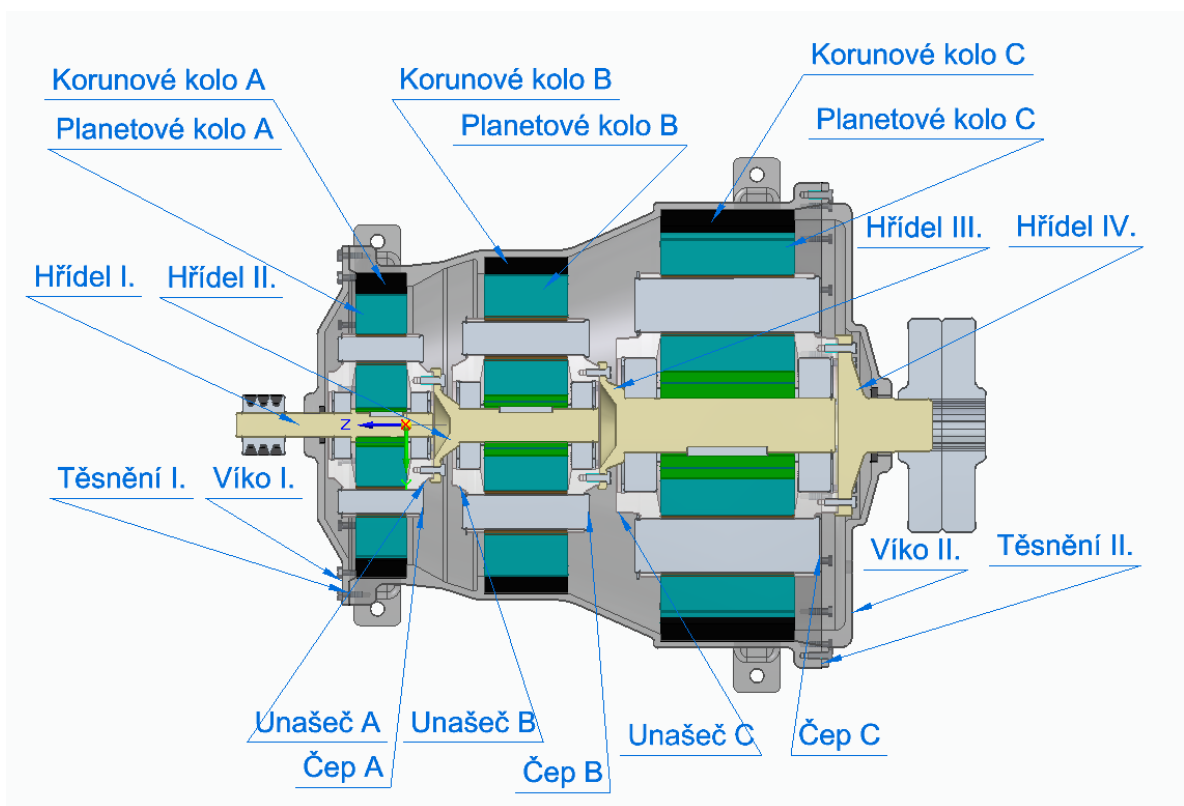
Hřídele jednotlivých stupňů jsou k sobě přišroubovány pomocí lícovaných šroubů. Souosost zajišťuje osazení na hřídeli, které dosedá na unašeč. Tato sestava je pomalu zasouvána do skříně s nalisovanými korunovými koly. Poté jsou přišroubována z obou stran skříně víka, opatřená gufery, společně s těsněním.

Jako poslední krok je do drážky na vstupní hřídeli I. vloženo pojistné pero a nasunuta řemenice, zajištěna pojistnými kroužky. Na výstupní hřídeli IV. Nasunut kotouč pojistné spojky a do děr vloženy pojistné kolíky.

Skříně je opatřena na horní a spodní straně otvorem pro nalití a vypouštění oleje. Sestavu je nutné mazat a olej pravidelně měnit, obzvláště během prvních desítek hodin provozu, kdy bude docházet k záběhu ozubených kol.

Veškerá 3D dokumentace a výkresová dokumentace byla vytvořena v programu Siemens Solid Edge 2022. Z jednotlivých výpočtů ozubených kol byly do modulu Engineering Reference, Spur Gear Designer zadány příslušné parametry a kola program sám vygeneroval. Ostatní dílce byly modelovány v jednotlivých sestavách a jejich počátky byly sesouhlaseny s počátkem sestavy, aby bylo v případě poruchy vazeb jednoduché sestavu

opětovně složit a zároveň bylo možné vzájemně k sobě vázat jednotlivé rozměry různých součástí.



Obr. 24. Sestava převodovky

## ZÁVĚR

V této bakalářské práci byl prakticky navržen zabezpečovací pohon výrobního zařízení s planetovou převodovkou a spojkou se střížnými kolíky. Tento pohon byl navržen tak, aby vyhovoval požadavkům na výkon, převodový poměr a výstupní otáčky.

Pro pohon byl zvolen třífázový asynchronní motor o výkonu 7,5 kW s otáčkami 2925 za minutu. Požadavky na pohon byl výstupní výkon 5 kW, převodový poměr 260:1 a výstupní otáčky 10 za minutu. Pro dosažení těchto parametrů byla použita trojstupňová planetová převodovka.

Při návrhu spojky byl zohledněn vysoký kroutící moment na výstupu převodovky. Proto byla použita spojka se šesti střížnými kolíky, kde dojde při překročení výkonu o 10 % k přestřižení kolíků, tudíž k rozpojení, za účelem ochrany mechanismu před přetížením. Tato bezpečnostní opatření jsou důležitá pro dlouhodobou funkčnost a ochranu výrobního zařízení.

Pro ekonomickou efektivitu byl při návrhu zvolen co největší počet normalizovaných součástí jako jsou ložiska, pera a pojistné kroužky.

3D modely a výkresová dokumentace byly vytvořeny pomocí softwaru Solid Edge 2022. Tento program byl zvolen, zvláště kvůli jeho schopnosti generovat 3D modely ozubení, které je nutné v některých obdobných programech modelovat ručně.

Celkově tedy byla navržena a popsána sestava pohonu výrobního zařízení, včetně výkresové dokumentace a popisu použitých součástí.

**SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY**

- [1] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., opr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN ISBN978-80-7361-081-4.
- [2] SVOBODA, Pavel a Jan BRANDEJS. *Výběry z norem pro konstrukční cvičení*. Vyd. 5. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2013. ISBN ISBN978-80-7204-838-0.
- [3] KLETEČKA, Jaroslav a Petr FOŘT. *Technické kreslení*. 2., opr. vyd. Brno: Computer Press, 2007. Učebnice (Computer Press). ISBN ISBN978-80-251-1887-0.
- [4] SHIGLEY, Joseph E., Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. *Konstruování strojích součástí*. 7th ed. Brno: VUTIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [5] SVOBODA, Pavel a Jan BRANDEJS. *Základy konstruování*. Vydání sedmé, přepracované a doplněné. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2019. ISBN ISBN978-80-7623-009-5.
- [6] LUKOVICS, Imrich, Libuše SÝKOROVÁ a František VOLEK. *Části a mechanismy strojů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta technologická ve Zlíně, 2000. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-1566-5.
- [7] VOLEK, František. *Základy konstruování a části strojů II: mechanismy strojů*. Zlín: Univerzita Tomáše Bati, Fakulta technologická, 2003. ISBN 978-80-7333-075-0.
- [8] KEMKA, Vladislav. *Stavba a provoz strojů: stroje a zařízení pro SPŠ strojní*. Praha: Informatorium, 2009. ISBN 978-80-7333-075-0.
- [9] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů*. 5. přeprac. vyd. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1990. ISBN 80-030-0426-8.
- [10] PEŠÍK, Lubomír. *Části strojů: stručný přehled*. Vyd. 4., dopl. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2010. ISBN ISBN978-80-7372-574-7.
- [11] Zážehový spalovací motor pro malé autonomní prostředky [online]. [cit. 2023-04-16]. ISSN edsoaiOpen. Dostupné z:  
<https://search.ebscohost.com/login.aspx?direct=true&db=edsoai&an=edsoai.on1196913022&scope=site>
- [12] VOLEK, František. *Základy konstruování a části strojů I*. Zlín: Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, 2009. ISBN 978-80-7318-654-8.

- [13] Elektromotory Moravec s.r.o. [online]. c2011-2023 [cit. 2023-04-26]. Dostupné z: <https://www.elektromotory.net/siemens/1la7-3000-otacek/1le1001-6-1-3.html>
- [14] Engineeringstuff [online]. 2019 [cit. 2023-04-26]. Dostupné z: <https://engineeringstuff.co.in/4-stroke-engine-parts-and-working/>
- [15] How does a Wankel engine work ?. In: MechStuff [online]. 2016 [cit. 2023-04-26]. Dostupné z: <https://mechstuff.com/how-does-a-wankel-engine-work/>
- [16] Třecí převody. In: ELUC [online]. 2016 [cit. 2023-04-26]. Dostupné z: <https://eluc.ikap.cz/verejne/lekce/1901>
- [17] Řemenový převod (cvičení). In: Zengerovka [online]. 2012 [cit. 2023-04-26]. Dostupné z: [https://www.spszengrova.cz/wp-content/uploads/2020/04/sps3\\_program2\\_remenovy\\_prevod-UT.pdf](https://www.spszengrova.cz/wp-content/uploads/2020/04/sps3_program2_remenovy_prevod-UT.pdf)
- [18] Převody ozubenými koly. In: WebSnadno [online]. 2011 [cit. 2023-04-26]. Dostupné z: [https://mechmes.websnadno.cz/dokumenty/pri-str-16\\_0\\_prevodyozubenymikoly\\_zakladnipojmy.pdf](https://mechmes.websnadno.cz/dokumenty/pri-str-16_0_prevodyozubenymikoly_zakladnipojmy.pdf)
- [19] Řetězové převody. In: Zengerovka [online]. 2013 [cit. 2023-04-26]. Dostupné z: <https://www.spszengrova.cz/wp-content/uploads/2020/04/SPS-3-%C5%98et%C4%Bzov%C3%A9-p%C5%99evody-UT.pdf>
- [20] Modul ozubených kol. In: Honzíkovy vláčky [online]. 2021 [cit. 2023-04-26]. Dostupné z: <http://www.honzikovyvlacky.cz/2021/12/10/modul-ozubenych-kol-co-to-je/>
- [21] Planetové převodovky řady. In: SOGears [online]. 2021 [cit. 2023-04-26]. Dostupné z: <https://cs.sogears.com/Planetov%C3%A9-p%C5%99evodovky-%C5%99ady>
- [22] Převodová ústrojí I. In: ŠKODA techweb [online]. 2004 [cit. 2023-05-18]. Dostupné z: <https://www.skoda-techweb.cz/clanek.php?id=435>



## SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Jednotka	Název
1, 1', 1''		centrální kola
2, 2', 2''		satelity
3, 3', 3''		korunová kola
U, U', U''		unašeče
atd.		a tak dále
a	[mm]	meziosová vzdálenost
$b_w$	[mm]	šířka zubů
C	[N]	dynamická únosnost
$c_a$	[mm]	součinitel patní vůle
$c_2$		součinitel provozního zatížení
D	[mm]	průměr roztečné kružnice ozubeného kola
$d_2$	[mm]	průměr malé řemenice
$d_1$	[mm]	průměr velké řemenice
$d_\xi$	[mm]	průměr šroubu
$D_1$	[mm]	průměr hnacího kola
$D_2$	[mm]	průměr hnaného kola
$D_a$	[mm]	průměr hlavové kružnice ozubeného kola
e	[mm]	šířka zubové mezery
F	[N]	obvodová síla
$F_a$	[N]	axiální síla působící na ložisko
$F_e$	[N]	dynamické ekvivalentní zatížení ložiska
$F_r$	[N]	radiální síla působící na ložisko
$F_{S,k}$	[N]	střížná síla

$F_u$	[N]	pracovní předpětí řemene
$h$	[mm]	výška zubu
$H_a$	[mm]	výška hlavy zubu
$H_f$	[mm]	výška paty zubu
$i$		převodový poměr
$J_p$	[mm <sup>4</sup> ]	kvadratický moment v průřezu
$K$		provozní součinitel spojky
$l$	[mm]	délka pera
$L_h$	[hod]	trvanlivost ložiska
$L_p$	[mm]	výpočtová délka řemene
$m$	[mm]	modul ozubeného kola
$M_k$	[N .m]	jmenovitý kroutící moment hnacího zařízení
$M_{k,m}$	[N .mm]	kroutící moment motoru
$M_{k1}$	[N.m]	kroutící moment hnacího kola
$M_{k2}$	[N.m]	kroutící moment hnaného kola
$M_o$	[N .m]	ohybový moment
$M_v$	[N .m]	výpočtový kroutící moment spojky
$n$	[s <sup>(-1)</sup> ]	jmenovité otáčky hnacího zařízení
$n$	[min <sup>-1</sup> ]	otáčky
$n_m$	[min <sup>-1</sup> ]	otáčky motoru
$n_1$	[s <sup>(-1)</sup> ]	počet otáček hnacího členu za jednotku času
$n_2$	[s <sup>(-1)</sup> ]	počet otáček hnaného členu za jednotku času
$P$	[W]	jmenovitý výkon hnacího zařízení
$P$	[W]	přenášený výkon
$p$	[mm]	rozteč zubů ozubeného kola

$p$	[MPa]	napětí v tlaku
$P_j$	[W]	jmenovitý výkon
$P_p$	[W]	příkon elektromotoru
$P_1$	[W]	výkon na vstupním hřídeli [w]
$P_2$	[W]	výkon na výstupním hřídeli [w]
$r_c$	[mm]	poloměr kružnice centrálního kola
$r_k$	[mm]	poloměr kružnice korunového kola
$r_s$	[mm]	poloměr kružnice satelitu
$R_A$	[N]	reakce
$R_B$	[N]	reakce
$s$		počet satelitů
$s$	[mm]	šířka zubu
str.		strana
$u$		převodové číslo
$v$	[m . s <sup>(-1)</sup> ]	obvodová rychlost
$W_k$	[mm <sup>3</sup> ]	modul průřezu v krutu
$W_o$	[mm <sup>3</sup> ]	modul průřezu v ohybu
$X$		koeficient dynamického radiálního zatížení
$Y$		koeficient dynamického axiálního zatížení
$Z$		počet zubů ozubeného kola
$Z_1$		počet zubů hnacího kola
$Z_2$		počet zubů hnaného kola
$Z_c, Z_3$		počet zubů centrálního kola
$Z_k$		počet zubů korunového kola
$Z_{min}$		teoretický minimální počet zubů
$\alpha$	[°]	úhel opásání malé řemenice

---

$\alpha$	[°]	úhel záběru
$\sigma_0$	[MPa]	napětí v ohybu
$\sigma_{red}$	[MPa]	redukované napětí
$\tau_k$	[MPa]	napětí v krutu
$\tau_s$	[MPa]	napětí ve střihu
$\omega_1$	[rad.s <sup>(-1)</sup> ]	úhlová rychlost hnacího kola
$\omega_2$	[rad.s <sup>(-1)</sup> ]	úhlová rychlost hnaného kola
$\eta$		účinnost

**SEZNAM OBRÁZKŮ**

Obr. 1. Cyklus čtyřdobého spalovacího motoru – sání, komprese, expanze, výfuk.....	12
Obr. 2. Wankelův motor – sání, komprese, expanze, výfuk.....	12
Obr. 3. Třecí převod přímý .....	16
Obr. 4. Nepřímý třecí převod.....	17
Obr. 5. Čelní soukolí s ozubenými koly a přímými zuby .....	18
Obr. 6. Řetězový převod.....	20
Obr. 7. Charakteristické rozměry a názvosloví ozubeného kola .....	22
Obr. 8. Planetová převodovka.....	26
Obr. 9. Typ K–U .....	27
Obr. 10. Typ K–K.....	28
Obr. 11. Typ U–S.....	28
Obr. 12. Hydrodynamický konvertor.....	32
Obr. 13. Schéma zabezpečovacího pohonu .....	34
Obr. 14. Elektromotor SIEMENS.....	35
Obr. 15. Řemenový převod.....	36
Obr. 16. Třístupňová planetová převodovka .....	40
Obr. 17. Část A .....	42
Obr. 18. Část B .....	46
Obr. 19. Část C .....	51
Obr. 20 Reakce hřídel I.....	56
Obr. 21 Reakce hřídel II. ....	59
Obr. 22 Reakce hřídel III. ....	62
Obr. 23. Pojistná spojka.....	65
Obr. 24. Sestava převodovky.....	69

## SEZNAM PŘÍLOH

### Příloha P I: Výkresová dokumentace

00A-001	Centrální kolo ozubené A
00A-002	Planetové kolo A
00A-003	Korunové kolo A
00A-004	Unašeč A
00A-005	Hřídel I.
00A-007	Čep A
00A-008	Distanční kroužek A
00B-001	Centrální kolo ozubené B
00B-002	Planetové kolo B
00B-003	Korunové kolo B
00B-004	Unašeč B
00B-005	Hřídel II.
00B-007	Čep B
00B-008	Distanční kroužek B
00C-001	Centrální kolo ozubené C
00C-002	Planetové kolo C
00C-003	Korunové kolo C
00C-004	Unašeč C
00C-005	Hřídel III.
00C-006	Hřídel IV.
00C-007	Čep C
00C-008	Distanční kroužek C
00R-001	Řemenice – velká
00R-002	Řemenice – malá
00S-001	Spojka – kotouč
00S-002	Spojka – kolík
000-001	Skříň
000-002	Víko I.
000-003	Víko II.
000-004	Těsnění I.
000-005	Těsnění II.
000-006	Aretační kroužek

## Příloha P II: 3D modely