

# Hnací jednotka s regulací otáček

Ondřej Škrabal

---

Bakalářská práce  
2018



Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně  
Fakulta technologická

---

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně  
Fakulta technologická  
Ústav výrobního inženýrství  
akademický rok: 2017/2018

## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Ondřej Škrabal**  
Osobní číslo: **T16684**  
Studijní program: **B3909 Procesní inženýrství**  
Studijní obor: **Technologická zařízení**  
Forma studia: **prezenční**

Téma práce: **Hnací jednotka s regulací otáček**

Zásady pro vypracování:

1. Provedte literární studii
2. Navrhněte konstrukční řešení pro výkon 3 kW s regulací rychlosti -600 až +600 ot/min
3. Vypracujte technickou dokumentaci

Rozsah bakalářské práce:

Rozsah příloh:

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

Seznam odborné literatury:

**Dle doporučení vedoucího BP**

Vedoucí bakalářské práce:

**Ing. František Volek, CSc.**

Ústav výrobního inženýrství

Datum zadání bakalářské práce:

**2. ledna 2018**

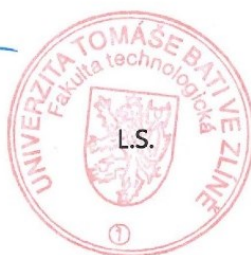
Termín odevzdání bakalářské práce:

**18. května 2018**

Ve Zlíně dne 28. února 2018



doc. Ing. František Buňka, Ph.D.  
*děkan*



prof. Ing. Berenika Hausnerová, Ph.D.  
*ředitel ústavu*

## PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že

- beru na vědomí, že odevzdáním diplomové/bakalářské práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb. o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších právních předpisů, bez ohledu na výsledek obhajoby <sup>1)</sup>;
- beru na vědomí, že diplomová/bakalářská práce bude uložena v elektronické podobě v univerzitním informačním systému dostupná k nahlédnutí, že jeden výtisk diplomové/bakalářské práce bude uložen na příslušném ústavu Fakulty technologické UTB ve Zlíně a jeden výtisk bude uložen u vedoucího práce;
- byl/a jsem seznámen/a s tím, že na moji diplomovou/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 <sup>2)</sup>;
- beru na vědomí, že podle § 60 <sup>3)</sup> odst. 1 autorského zákona má UTB ve Zlíně právo na uzavření licenční smlouvy o užití školního díla v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona;
- beru na vědomí, že podle § 60 <sup>3)</sup> odst. 2 a 3 mohu užít své dílo – diplomovou/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);
- beru na vědomí, že pokud bylo k vypracování diplomové/bakalářské práce využito softwaru poskytnutého Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně nebo jinými subjekty pouze ke studijním a výzkumným účelům (tedy pouze k nekomerčnímu využití), nelze výsledky diplomové/bakalářské práce využít ke komerčním účelům;
- beru na vědomí, že pokud je výstupem diplomové/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.

Ve Zlíně 2.5.2018



.....

---

<sup>1)</sup> zákon č. 111/1998 Sb. o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších právních předpisů, § 47 Zveřejňování závěrečných prací:

(1) Vysoká škola nevydělečně zveřejňuje disertační, diplomové, bakalářské a rigorózní práce, u kterých proběhla obhajoba, včetně posudků oponentů a výsledku obhajoby prostřednictvím databáze kvalifikačních prací, kterou spravuje. Způsob zveřejnění stanoví vnitřní předpis vysoké školy.

(2) Disertační, diplomové, bakalářské a rigorózní práce odevzdané uchazečem k obhajobě musí být též nejméně pět pracovních dnů před konáním obhajoby zveřejněny k nahlížení veřejnosti v místě určeném vnitřním předpisem vysoké školy nebo není-li tak určeno, v místě pracoviště vysoké školy, kde se má konat obhajoba práce. Každý si může ze zveřejněné práce pořizovat na své náklady výpisy, opisy nebo rozmnoženiny.

(3) Platí, že odevzdáním práce autor souhlasí se zveřejněním své práce podle tohoto zákona, bez ohledu na výsledek obhajoby.

<sup>2)</sup> 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, § 35 odst. 3:

(3) Do práva autorského také nezasahuje škola nebo školské či vzdělávací zařízení, užije-li nikoli za účelem přímého nebo nepřímého hospodářského nebo obchodního prospěchu k výuce nebo k vlastní potřebě dílo vytvořené žákem nebo studentem ke splnění školních nebo studijních povinností vyplývajících z jeho právního vztahu ke škole nebo školskému či vzdělávacího zařízení (školní dílo).

<sup>3)</sup> 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, § 60 Školní dílo:

(1) Škola nebo školské či vzdělávací zařízení mají za obvyklých podmínek právo na uzavření licenční smlouvy o užití školního díla (§ 35 odst. 3). Odpírá-li autor takového díla udělit svolení bez vážného důvodu, mohou se tyto osoby domáhat nahrazení chybějícího projevu jeho vůle u soudu. Ustanovení § 35 odst. 3 zůstává nedotčeno.

(2) Není-li sjednáno jinak, může autor školního díla své dílo užít či poskytnout jinému licenci, není-li to v rozporu s oprávněnými zájmy školy nebo školského či vzdělávacího zařízení.

(3) Škola nebo školské či vzdělávací zařízení jsou oprávněny požadovat, aby jim autor školního díla z výdělku jím dosaženého v souvislosti s užitím díla či poskytnutím licence podle odstavce 2 přiměřeně přispěl na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložily, a to podle okolností až do jejich skutečné výše; přitom se přihlédne k výši výdělku dosaženého školou nebo školským či vzdělávacím zařízením z užití školního díla podle odstavce 1.

## **ABSTRAKT**

Bakalářská práce se zabývá konstrukcí pohonné jednotky sestávající z elektromotoru, variátoru a planetového soukolí. Teoretická část je zaměřena na rozdělení a popis hlavních komponent převodovek. Praktická část obsahuje pevnostní výpočty, návrh rozměrů součástí a výkresovou dokumentaci nenormalizovaných součástí.

Klíčová slova: pohonná jednotka, ozubené kolo, planetový převod, variátor, regulace otáček, spojka, plynule měnitelný převod

## **ABSTRACT**

This bachelor thesis deals with the design of the drive unit consisting of electric motor, variator and planetary gear. The theoretical part focuses on the overview and description of the main gearbox components. The practical part includes strength calculations, suggestion of component dimensions and drawings of non-standardised components.

Keywords: drive unit, gear, planetary gear, variator, revolution control, clutch, continuously variable transmission

Děkuji svému vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Františku Volkovi, CSc. za odborné vedení, spolupráci a cenné rady a připomínky během vypracování bakalářské práce.

Rovněž děkuji svému otci za rady a nápady při vypracování praktické části a rodině za podporu během celého studia.

„Dělej vše tak, aby ses za to nemusel stydět.“

Josef Škrabal

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

# OBSAH

<b>ÚVOD</b> .....	<b>10</b>
<b>I TEORETICKÁ ČÁST</b> .....	<b>11</b>
<b>1 PŘEVODOVÉ MECHANISMY</b> .....	<b>12</b>
1.1 SE SILOVÝM STYKEM (TŘECÍ) .....	12
1.1.1 Třecí soukolí.....	12
1.1.2 Řemenové převody.....	13
1.2 S TVAROVÝM STYKEM.....	14
1.2.1 Převody ozubenými řemeny.....	14
1.2.2 Řetězové převody.....	14
1.2.3 Ozubené převody .....	16
1.2.3.1 Čelní soukolí.....	17
1.2.3.2 Kuželová soukolí .....	18
1.2.3.3 Šneková soukolí.....	18
<b>2 PLANETOVÉ PŘEVODY</b> .....	<b>20</b>
2.1 POPIS FUNKCE .....	20
2.2 JEDNODUCHÁ PLANETOVÁ SOUKOLÍ.....	21
2.3 SLOŽENÉ PLANETOVÉ MECHANISMY .....	21
2.3.1 Diferenciální převody.....	22
2.4 KONSTRUKČNÍ PODMÍNKY .....	23
2.4.1 Podmínka smontovatelnosti .....	24
2.4.2 Mezní počet satelitů .....	24
2.4.3 Rozměry satelitů.....	24
<b>3 VARIÁTORY</b> .....	<b>26</b>
3.1 ŘEMENOVÝ VARIÁTOR .....	26
3.2 ŘETĚZOVÝ VARIÁTOR .....	27
3.3 DESKOVÝ (TALÍŘOVÝ) VARIÁTOR .....	28
3.4 KUŽELOVÝ VARIÁTOR.....	28
<b>4 HŘÍDELE</b> .....	<b>29</b>
4.1 FUNKČNÍ ČÁSTI .....	29
4.2 NAMÁHÁNÍ HŘÍDELŮ .....	29
4.3 ÚNAVOVÁ PEVNOST .....	30
4.4 VLIV VRUBŮ .....	31
<b>5 LOŽISKA</b> .....	<b>32</b>
5.1 KLUZNÁ LOŽISKA .....	32
5.1.1 Tření.....	32
5.1.2 Materiály kluzných ložisek .....	33
5.2 VALIVÁ LOŽISKA.....	34
5.2.1 Návrh ložisek .....	36
5.3 ULOŽENÍ LOŽISEK.....	37
<b>6 SKŘÍNĚ PŘEVODOVEK</b> .....	<b>38</b>



6.1	KONSTRUKČNÍ POŽADAVKY .....	38
6.2	ČÁSTI SKŘÍNE .....	38
6.3	VNITŘNÍ USPOŘÁDÁNÍ .....	40
6.4	MAZÁNÍ .....	40
6.4.1	Způsoby mazání .....	40
6.4.2	Maziva .....	41
6.5	TĚSNĚNÍ .....	41
<b>7</b>	<b>HŘÍDELOVÉ SPOJKY .....</b>	<b>42</b>
7.1	NEOVLÁDANÉ SPOJKY .....	42
7.1.1	Nepružné spojky .....	42
7.1.2	Pružné spojky .....	44
7.2	OVLÁDANÉ SPOJKY .....	45
7.2.1	Výsuvné spojky .....	45
7.2.2	Speciální spojky .....	45
<b>8</b>	<b>HNACÍ JEDNOTKY .....</b>	<b>47</b>
8.1	ASYNCHRONNÍ MOTORY .....	47
8.2	SYNCHRONNÍ MOTORY .....	47
8.3	STEJNOSMĚRNÉ MOTORY .....	48
8.4	KROKOVÉ MOTORY .....	48
<b>II</b>	<b>PRAKTICKÁ ČÁST .....</b>	<b>49</b>
<b>9</b>	<b>NÁVRH A VÝPOČET HNACÍ JEDNOTKY S REGULACÍ OTÁČEK .....</b>	<b>50</b>
9.1	STANOVENÍ CÍLŮ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE .....	50
9.2	ZADANÉ PARAMETRY .....	50
9.3	VOLBA POHONU .....	50
9.4	SCHÉMA VNITŘNÍHO USPOŘÁDÁNÍ .....	51
9.5	VÝPOČETNÍ ČÁST .....	51
9.5.1	Návrh planetového převodu .....	51
9.5.2	Volba převodových poměrů variátoru a čelního soukolí .....	53
9.5.3	Návrh čelního soukolí .....	55
9.5.4	Návrh nosných čepů satelitů .....	57
9.5.5	Návrh variátoru .....	58
9.5.6	Výpočet předlohového hřídele .....	60
9.5.7	Výpočet vstupního hřídele .....	62
9.5.8	Výpočet výstupního hřídele .....	65
9.5.9	Volba ložisek korunového kola .....	66
9.5.10	Návrh rozměrů ramen variátoru .....	67
9.5.11	Návrh šnekového soukolí ke krokovému motoru .....	69
9.5.12	Pojistná spojka .....	71
9.5.13	Další součásti .....	71
	<b>ZÁVĚR .....</b>	<b>73</b>
	<b>SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY .....</b>	<b>75</b>
	<b>SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK .....</b>	<b>76</b>
	<b>SEZNAM OBRÁZKŮ .....</b>	<b>79</b>
	<b>SEZNAM PŘÍLOH .....</b>	<b>81</b>

## ÚVOD

Od raného věku mě vždy zajímala technika a každý strojek, co se jen trochu pohyboval. Brzy nato přišly první pokusy sestavovat modely ze stavebnic podle plánu, ale vymýšlet výrobky dle vlastního návrhu. O něco později se mi dostala do ruky stavebnice Merkur, která můj zájem o techniku prohloubila a pomohla mi zdokonalit se ve způsobech uvažování a v prostorové představivosti, která je pro tvůrčí činnost nezbytná. Když jsem pak na Střední průmyslové škole Zlín poprvé uviděl předměty konstrukce a 3D software pro modelování, věděl jsem, že to je to, co chci dělat. Při studiu na vysoké škole mě rovněž zajímaly spíše technické předměty, a tak jsem se jednou na méně zajímavé přednášce zamyslel nad nápadem zapojit výstupní hřídele klasického diferenciálu jako vstupní, za podmínky, že se otáčejí proti sobě rozdílnými otáčkami. Vznikl velký převod a po vložení variátoru na jeden ze vstupních hřídelů rovněž zajímavá regulační charakteristika - téma bakalářské práce bylo na světě.

K pohonu různých zařízení velmi často slouží elektromotory nebo spalovací motory, jejichž provozní otáčky jsou odlišné (zpravidla nižší) od otáček potřebných pro pohon zařízení. Spalovací motory mají nízkou spotřebu a dobrou účinnost jen v jistém rozmezí otáček, elektromotory jsou vyráběny v typizovaných řadách, přičemž motory s vyššími otáčkami jsou rozměrově menší a levnější. Pro změnu vstupních otáček a krouticích momentů jsou proto používány převodové mechanismy, které jsou v mnoha variantách a uspořádáních navrhovány pro automobily, elektrické a dieselelektrické lokomotivy, hnětiče, kalandry, jeřáby, soustruhy, frézky, dopravníky, průmyslové roboty, ale i malé elektrické ruční nářadí, kuchyňské spotřebiče, mechaniky DVD a videopřehrávačů, mechanické hodiny, pohyblivé dětské hračky a mnoho dalších zařízení.

V bakalářské práci se zabývám rozdělením a popisem základních komponent převodovek, zejména těch, které jsou použity při návrhu hnací jednotky. V praktické části práce uvádím veškeré výpočty nezbytné pro správnou volbu rozměrů jednotlivých součástí, včetně názorných ilustrací ze 3D modelů zhotovených pomocí softwaru Autodesk® Inventor® 2015. V maximální možné míře jsem volil normalizované součásti a polotovary přispívající ke snížení ceny a snadné údržbě zařízení. V příloze uvádím výrobní dokumentaci ne-normalizovaných součástí, včetně výkresu sestavy.

## **I. TEORETICKÁ ČÁST**

## 1 PŘEVODOVÉ MECHANISMY

Převodové mechanismy slouží k přenosu výkonu z motoru do pracovního stroje a ke změně velikosti otáček a momentu. Poměr vstupních a výstupních otáček se nazývá převodový poměr  $i$  a lze jej vypočítat dle vztahu:

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

kde  $n$  jsou otáčky a  $\omega$  je úhlová rychlost. Index 1 značí hnací kolo, index 2 kolo hnané.

Pokud je  $i > 1$ , hovoříme o převodech do „pomala“, je-li  $i < 1$ , jedná se o převod do „rychla.“ Převody do „pomala“ jsou využívány mnohem častěji, protože motory mají zpravidla vyšší otáčky, než je zapotřebí pro pohon zařízení. [1, 2]

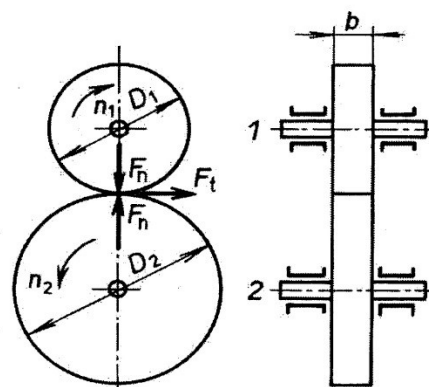
### 1.1 Se silovým stykem (třecí)

#### 1.1.1 Třecí soukolí

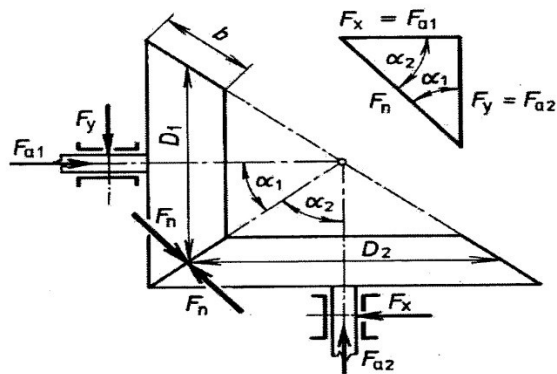
Třecí soukolí jsou využívána k přenosu menších výkonů, přenos je zprostředkován pomocí třecí síly vyvozené přitlakem třecích kol, která se vzájemně dotýkají nebo je vazba mezi nimi zajištěna spojovacím členem (kotoučem, prstencem). [2, 3]

Výhodou tohoto způsobu přenosu výkonu je tlumení rázů prokluzem, nízká hlučnost, jednoduchá konstrukce, možnost úpravy na variátor pro měnitelnost převodového poměru.

Mezi nevýhody patří vysoké zatížení ložisek a hřídele, nerovnoměrné opotřebení kol vlivem prokluzu a s tím spojený nerovnoměrný chod. [2]



Obr. 1 Čelní třecí převod [3]



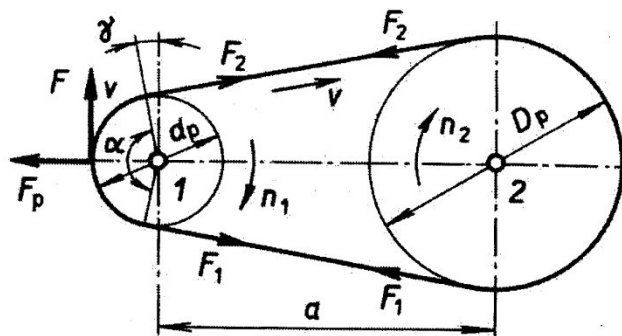
Obr. 2 Kuželové třecí soukolí [3]

### 1.1.2 Řemenové převody

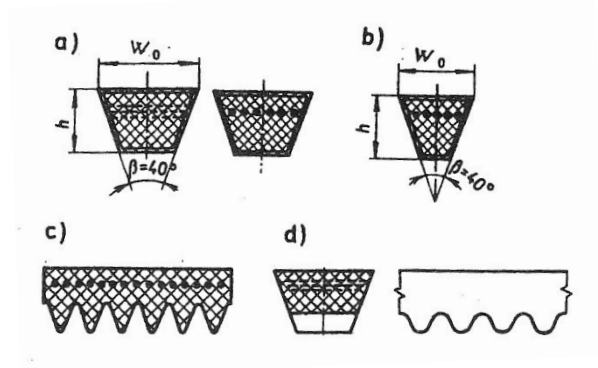
Řemenové převody se skládají ze dvou či více řemenic a pružného řemenu. Jsou vhodné pro malé a střední výkony (do 50 kW). Přenos výkonu je zajištěn třením mezi řemenicí a řemenem.

Výhodou klínových řemenů je především tichý chod, snadná údržba a levný provoz, pružný záběr, funkce pojistné spojky, možnost vysoké obvodové rychlosti, možnost překlenutí větších vzdáleností a pohon více hřídelů najednou (např. v rozvodech automobilů)

Nevýhodou je zatížení hřídele ohybem, postupné vytažování řemenu, nutnost napínání řemenu, nižší účinnost a životnost, citlivost vůči teplotě a olejům, nevhodnost použití ve výbušném prostředí z důvodu vzniku statické elektřiny. [2, 3, 4]



Obr. 3 Řemenový převod [3]

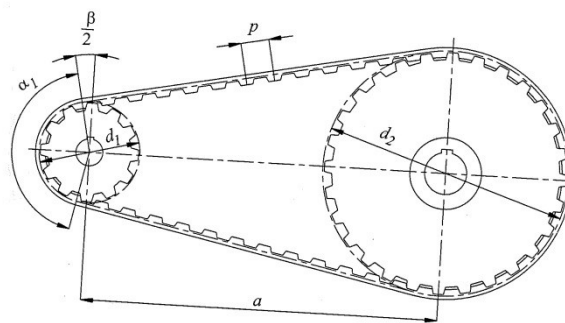


Obr. 4 Různá provedení řemenů [4]

## 1.2 S tvarovým stykem

### 1.2.1 Převody ozubenými řemeny

Převody ozubenými řemeny odstraňují nevýhody klasických klínových řemenů – není zapotřebí velkých napínacích sil, nedochází k prokluzu a mají vyšší účinnost. Díky ozubení je také možno použít menších řemenic, protože je řemen ohebnější, a převod je tedy lehčí a kompaktnější. Tyto převody jsou často využívány v rozvodech automobilů, kde je stálý převodový poměr nutností. Uplatnění však nacházejí také v tiskárnách, kopírkách, robotice a jemné mechanice. [1]



Obr. 5 Převod ozubeným řemenem [1]

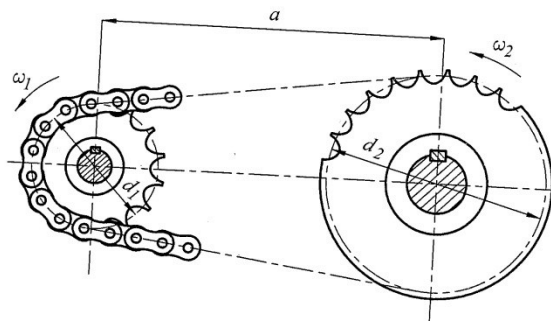
### 1.2.2 Řetězové převody

Řetězové převody se skládají z řetězových kol a řetězu, který je tvořen jednotlivými články složenými nejčastěji z čepů a pásnic. Tyto převody jsou využívány pro malé a střední výkony přenášené mezi rovnoběžnými hřídeli a také pro přenos posuvného pohybu. K přenosu vyšších výkonů jsou vyráběny řetězy dvouřadé či třířadé, které však vyžadují přesnější výrobu a pečlivou montáž. Pro větší zatížení je rovněž možno použít Gallových řetězů.

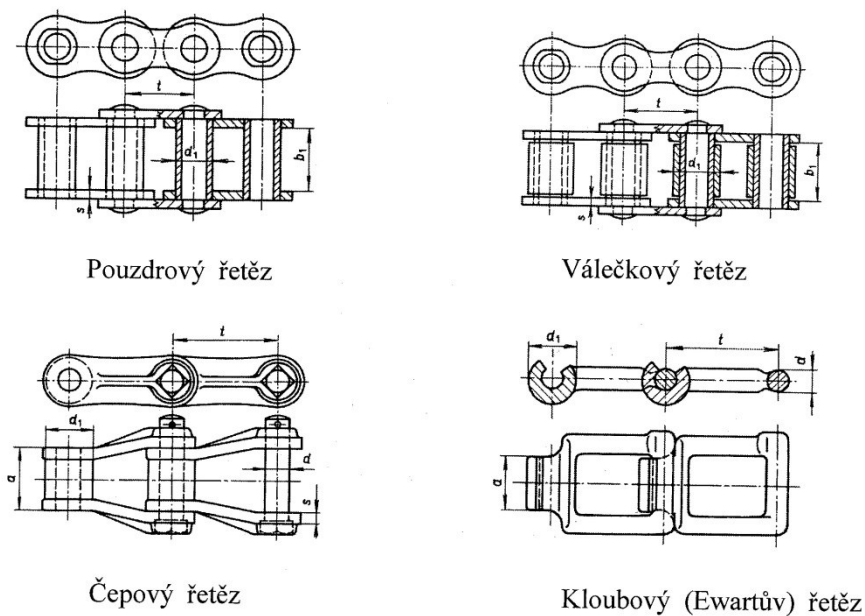
Řetězové převody nacházejí uplatnění v zemědělských strojích, motorových pilách, v rozvodech automobilů, u bicyklů, motocyklů, vysokozdvizných vozíků, stavidel, jezů a v dalších zdvihacích a polohovacích zařízeních.

Výhodou řetězových převodů je stálý převodový poměr, poměrně vysoká životnost i účinnost, jednoduchá výměna, odolnost vůči vlivu pracovního prostředí a v porovnání s klínovými řemeny také nižší zatížení ložisek.

Mezi nevýhody patří prodlužování řetězu vlivem opotřebení čepů a nutnost stavitelnosti hřídelů nebo potřeba napínacího zařízení. U kol malých rozměrů se rovněž můžou projevit nežádoucí pulzace způsobené záběrem jednotlivých článků. [2, 4]



Obr. 6 Řetězový převod s válečkovým řetězem [1]



Obr. 7 Příklady provedení řetězů [3]

### 1.2.3 Ozubené převody

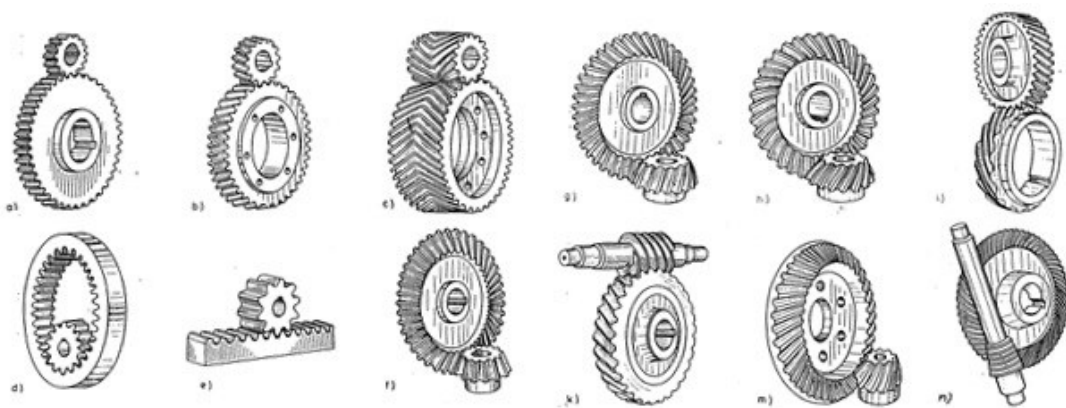
Ozubené převody jsou nejvýznamnějšími a nejrozšířenějšími převody. Přenos výkonu je zprostředkován záběrem kol, kdy dochází k přenosu sil tlakem v místě dotyku zubů. Výhodou je neměnný převodový poměr – nedochází ke skluzu, jistou nevýhodou může být určité omezení pro dosažení požadovaného převodového poměru, protože počet zubů musí být vždy celé číslo. Malé kolo zabírající s větším kolem je zpravidla označováno jako pastorek, velké jako kolo.

Soukolí můžeme rozdělit podle polohy os hřídelů (s osami rovnoběžnými, různoběžnými a mimoběžnými) na soukolí čelní, kuželová, šroubová a šneková a také podle tvaru ozubení, tedy se zuby přímými, šikmými, šípovými nebo zakřivenými. Převod může být jednoduchý nebo složený z více párů ozubených kol, která mohou být spojena sériově nebo paralelně.

Jedním z nejdůležitějších parametrů pro návrh ozubení je modul, se kterým jsou spjaty vztahy pro výpočet dalších rozměrů ozubených kol. Modul pro ozubení s přímými zuby se určí podle vztahu:

$$m = 0,86 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_k}{c \cdot \psi \cdot z}} \quad (2)$$

kde  $M_k$  je krouticí moment,  $c$  dovolené měrné zatížení,  $\psi$  součinitel přesnosti ozubení na povrchu boků zubů a  $z$  počet zubů pastorku. Velikost modulu je pak zvolena jako nejbližší vyšší hodnota z normalizované řady modulů. [1, 2]



Obr. 8 Ukázka typů ozubených kol [6]

Zvláštním případem ozubených převodů je záběr kola s ozubeným hřebenem, který je využíván pro změnu rotačního pohybu na posuvný a opačně (obr. 8 e).

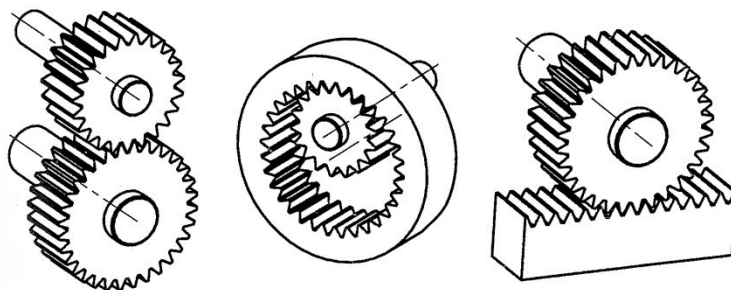


Ozubená kola jsou zpravidla vyráběna frézováním nebo obrážením, plastová vstřikováním do forem. Výchozím polotovarem kovových kol bývají odlitky, výkovky, svařence nebo hutní materiál opracovaný na soustruzích. Postup výroby se odvíjí od typu ozubení. Ozubená kola jsou často povrchově kalena, cementována nebo nitridována. Dokončovací operací výroby kol bývá zpravidla broušení, lapování, případně zaběhávání, u nekalených kol ševingování. [4]

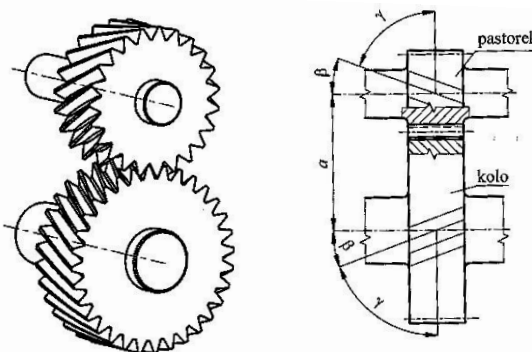
### 1.2.3.1 Čelní soukolí

Čelní soukolí jsou nejrozšířenějšími a výrobně nejjednoduššími typy kol. Soukolí mají obvykle vnější ozubení, pro jejichž výrobu je z hlediska produktivity nejefektivnější použití odvalovací frézy, méně častá jsou ozubení vnitřní (např. u planetových převodů - viz kapitola 2.), která jsou zpravidla vyráběna obrážením nebo frézováním.

Výroba šikmých ozubení je náročnější, ale jejich výhodou je tišší a klidnější chod spoluzabírajících kol, více zubů v záběru a možnost návrhu pastorků s menším počtem zubů. Je možno se setkat také s šípovými zuby, jejichž hlavní předností je eliminace axiálních sil, vznikajících vlivem šikmosti zubů. Kola s šípovým ozubením však bývají často nahrazena dvojicí kol se šikmými zuby, jejichž úhly sklonu jsou orientovány opačně. [3]



Obr. 9 Soukolí s přímými zuby [1]

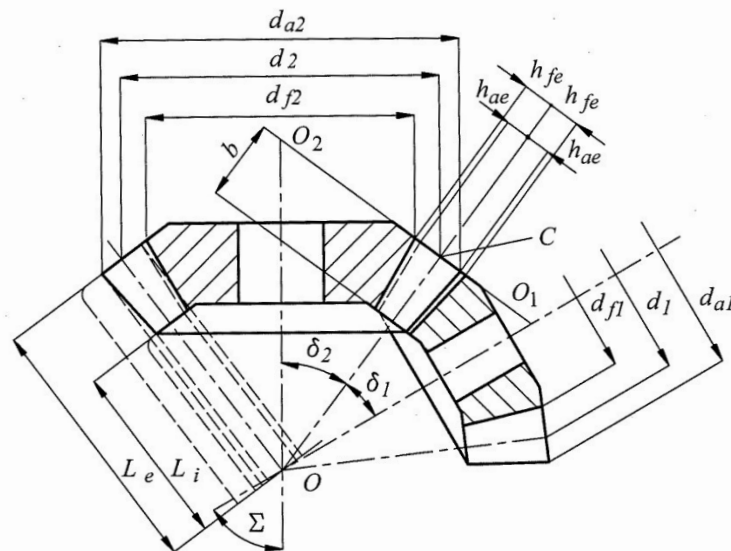


Obr. 10 Soukolí se šikmými zuby [1]

### 1.2.3.2 Kuželová soukolí

Kuželová soukolí slouží k přenosu výkonu mezi různoběžnými hřídeli. Úhel os hřídelů bývá nejčastěji  $90^\circ$ . Uplatnění nacházejí například v diferenciálech automobilů nebo průmyslových převodovkách, kde je kromě změny otáček z konstrukčních důvodů požadována také různoběžnost hřídelů. Tato soukolí jsou často vyráběna se šikmými nebo zakřivenými zuby pro klidnější a tišší chod.

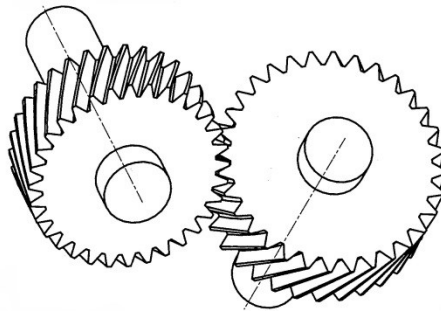
Kuželová soukolí jsou ve srovnání s čelními soukolími náročnější na přesnost výroby i montáže, nepřesnosti polohy způsobují nadměrné opotřebení boků zubů provázené hlukem a vibracemi. [1]



Obr. 11 Kuželové soukolí [1]

### 1.2.3.3 Šneková soukolí

Šneková soukolí slouží pro přenos výkonu mezi dvěma mimoběžnými hřídeli, jejichž osy svírají nejčastěji  $\Sigma = 90^\circ$ . Mají jistou podobnost se šroubovým válcovým soukolím (obr. 12), s tím rozdílem, že počet zubů jednoho kola klesl na počet  $z = 1, 2, 3 \dots$ . Šířka kola je tedy větší než jeho roztečný průměr a podobá se jednochodému či vícechodému šroubu. Toto kolo pak obvykle označujeme jako šnek a spolu zabírající kolo jako šnekové kolo. [1, 2]

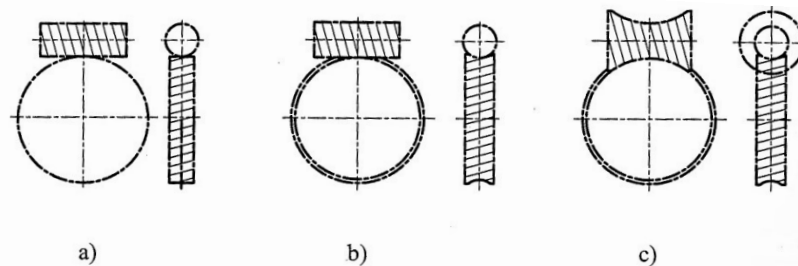


Obr. 12 Šroubové soukolí [1]

Šneková soukolí nacházejí uplatnění v průmyslových převodkách, jeřábech a zdvihacích zařízeních, řízení automobilů, převodech domácích elektrospotřebičů a jsou používána také v uzavíracích mechanismech, robotice i pro napínání strun hudebních nástrojů.

Rozlišujeme tři typy šnekových soukolí:

- Válcová - šnek i kolo jsou válcové (obr. 13a) - dotyk zubů je bodový, soukolí je vhodné jen pro malá zatížení, občasný provoz, ruční pohon apod.
- Smíšená - šnek je válcový, kolo globoidní (obr. 13b) - nejčastěji používaný typ, dotyk v ozubení je křivkový a umožňuje přenos velkých výkonů
- Globoidní - šnek i kolo jsou globoidní (obr. 13c) - mohou přenášet 2krát až 3krát vyšší než smíšená soukolí, v záběru bývá 4 až 8 zubů. Mají vyšší účinnost, nevýhodou je však vyšší náročnost na přesnost a dražší výroba. [2]



Obr. 13 Typy šnekových soukolí [1]

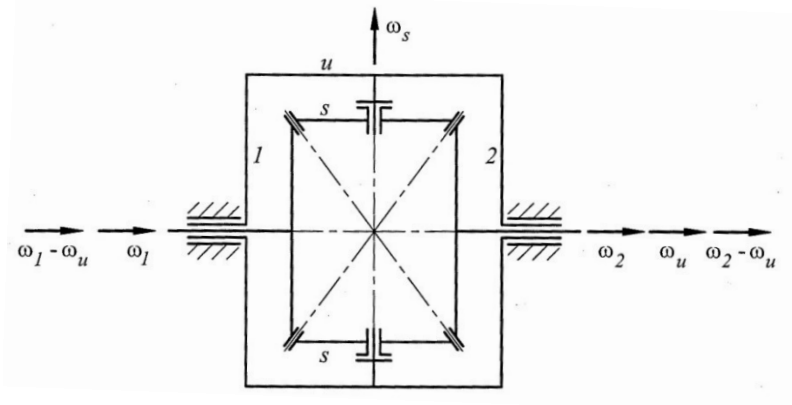
Výhodou šnekových převodů je možnost získání velkých převodových poměrů v jednom stupni, malé rozměry, tichý chod a možnost návrhu samosvorného převodu.

Nevýhodou jsou vyšší výrobní náklady, významné axiální zatížení ložisek, ztráty třením a s tím spojená nižší mechanická účinnost a v porovnání s valivými soukolími také nižší životnost. Nutností je zajištění dobrého mazání a správná volba materiálu kol s dobrými kluznými vlastnostmi. [3, 4]

## 2 PLANETOVÉ PŘEVODY

Planetové převody jsou v současné době využívány stále častěji. Najdeme je například v převodovkách některých automobilů, průmyslových převodovkách, převodech akumulátorových vrtaček, mechanismech hnětacích strojů a strojů na broušení a leštění.

Speciálním typem planetového převodu je diferenciál, využívaný hojně především v automobilových nápravách. Od běžných planetových převodů se odlišuje použitím kuželového soukolí a různoběžnými osami hřídelů.



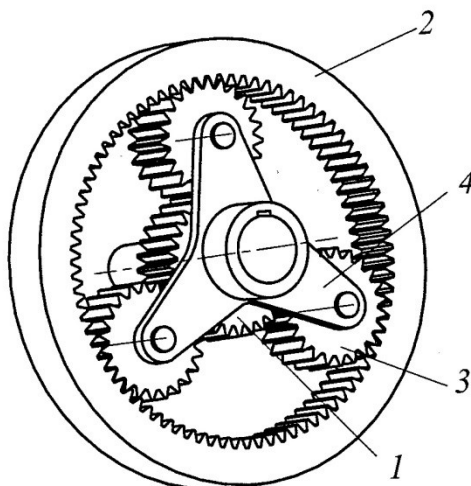
Obr. 14 Diferenciál [1]

Hlavní předností planetových převodů je možnost přenosu velkých výkonů a získání velkých převodových poměrů. Převody jsou přitom relativně malé, lehké, mají méně zatížená ozubení a umožňují také sousost vstupního a výstupního hřídele, což je někdy výhodou.

Nevýhodou planetových převodů jsou vyšší nároky na přesnost výroby a montáže, vyšší výrobní náklady a určitá konstrukční omezení (podmínka smontovatelnosti, mezní počet satelitů). [1, 2]

### 2.1 Popis funkce

Planetový převod je tvořen centrálním kolem, unašečem, korunovým kolem s vnitřním ozubením a alespoň jedním satelitem, který se otáčí kolem své osy a kolem osy rotace unašeče. Satelit má tedy dva stupně volnosti, což je vlastně diferenciál. Abychom získali planetový převod, odebereme jeden stupeň volnosti zastavením centrálního nebo korunového kola. [1, 5]

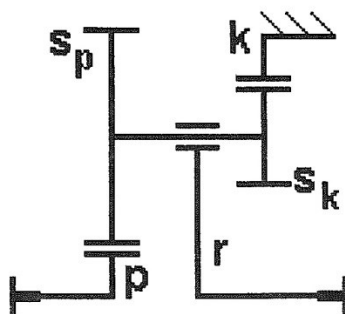


Obr. 15 Planetové soukolí [1]

1 – centrální kolo, 2 – korunové kolo,  
3 – satelit, 4 - unašeč

## 2.2 Jednoduchá planetová soukolí

Jednoduchá planetová soukolí obsahují pouze jeden unašeč, na kterém mohou být satelity jednoduché (s jedním ozubeným kolem) nebo dvojitě (se dvěma ozubenými koly), případně s více koly. Pro dosažení vyšších převodových poměrů bývají jednoduchá planetová soukolí řazena za sebou. [5]

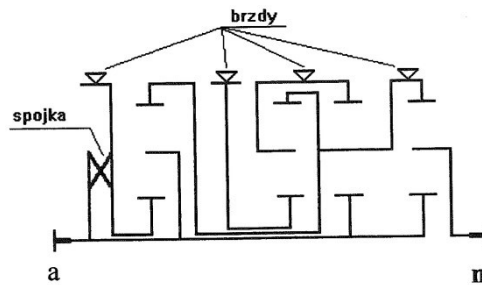


Obr. 16 Planetové soukolí  
s dvojitým satelitem [5]

## 2.3 Složené planetové mechanismy

Složené planetové mechanismy jsou takové mechanismy, které jsou tvořeny několika jednoduchými vzájemně propojenými soukolími a mohou obsahovat i další převodová ústrojí.

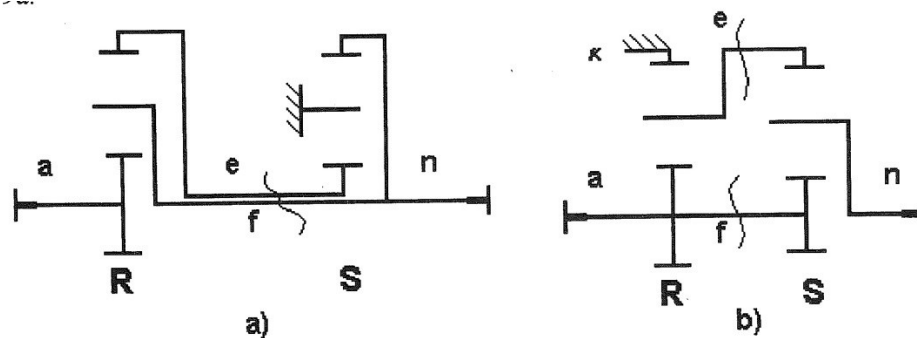
Příklad složeného planetového převodu je uveden na obr. 17, kde je schematicky znázorněno uspořádání vícestupňové převodovky Wilson. Jednotlivé planetové převody jsou vždy vzájemně propojeny dvěma členy, čímž má soustava několik stupňů volnosti. Jednoho stupně volnosti je pak dosaženo zabrzděním některého z členů, případně jejich vzájemným propojením. [5]



Obr. 17 Převodovka Wilson [5]

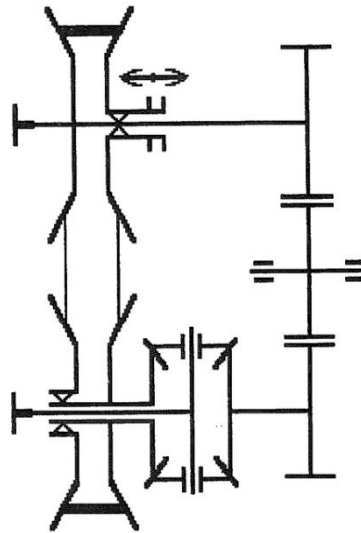
### 2.3.1 Diferenciální převody

Diferenciální převod vzniká tehdy, pokud dva členy planetového převodu společně určují směr a rychlost otáčení třetího členu, se kterým jsou v kontaktu. Dochází tedy k diferencii otáček. Soukolí konající činnost jako diferenciál mohou být na vstupu (obr. 18a) nebo na výstupu planetového mechanismu (obr. 18b).



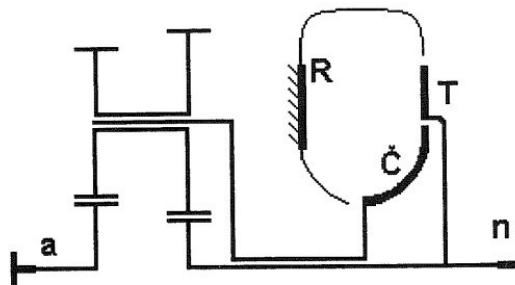
Obr. 18 Soukolí pracující jako diferenciál [5]

Diferenciální převody mohou být spojeny také s variátory. Takové zapojení umožňuje plynulou regulaci otáček a také změnu regulační charakteristiky variátoru, která může být z hlediska trakce výhodnější. Je možno využít variátorů třecích i hydraulických.



Obr. 19 Diferenciální převod  
s variátorem [5]

Na obr. 19 je znázorněn diferenciální převod kuželovými koly s řemenovým variátorem, možná je také varianta s čelními koly v planetovém uspořádání. Provedení diferenciálního převodu s využitím hydrodynamického měniče je zobrazeno na obr. 20. [5]



Č.....čerpadlo  
T.....turbina  
R.....reaktor

Obr. 20 Diferenciální převod s hydrodynamickým  
měničem [5]

## 2.4 Konstrukční podmínky

Při návrhu planetových převodů je třeba věnovat pozornost počtu zubů a satelitů, aby byla zaručena smontovatelnost, a také konstrukčním omezením, např. vlivu vrubového účinku zubů na satelitech s malým počtem zubů nebo vlivu odstředivých sil, které namáhají ložiska a další součásti. [5]

### 2.4.1 Podmínka smontovatelnosti

Při montáži planetových převodů se můžeme setkat se situací, kdy po uložení prvního satelitu narazíme na problém s uložением satelitů dalších, přestože z hlediska výroby bylo vše provedeno správně. Další satelit nelze vložit na trn unašeče, protože tomu brání ozubení. Této situaci lze předejít vhodnou volbou počtu zubů.

U převodů s dvojitými satelity je třeba splnit podmínku, aby byl počet zubů centrálního kola  $z_1$  a současně korunového kola  $z_4$  celočíselným násobkem počtu satelitů  $a_K$ , tedy:

$$z_1 = k \cdot a_K, \quad z_4 = q \cdot a_K, \quad (3)$$

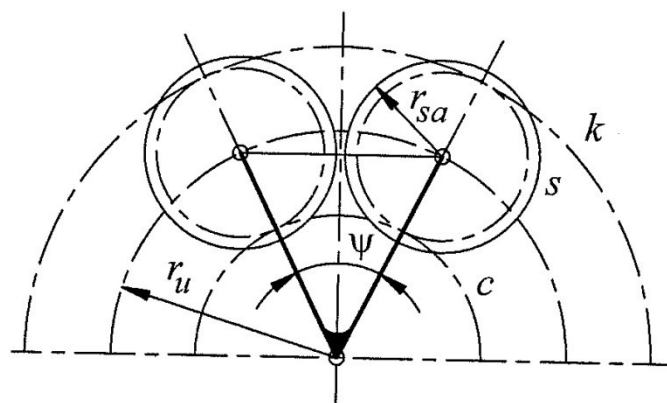
kde  $k$  a  $q$  jsou celá čísla.

U jednoduchých planetových převodů je postačující podmínkou, aby byl součet zubů centrálního a korunového kola celočíselným násobkem počtu satelitů, tedy:

$$z_1 + z_4 = k \cdot a_K \quad [1, 5] \quad (4)$$

### 2.4.2 Mezní počet satelitů

Na počtu satelitů do značné míry závisí velikost zatížení ozubení, proto je snahou konstruovat planetové převody s větším počtem satelitů. S touto úvahou je však nutné neopomenout skutečnost, že může dojít ke kontaktu sousedních satelitů a je tedy zapotřebí navrhnout takový počet satelitů a takové průměry kol, aby byla zajištěna minimální vůle alespoň 1 až 2 mm. [2]



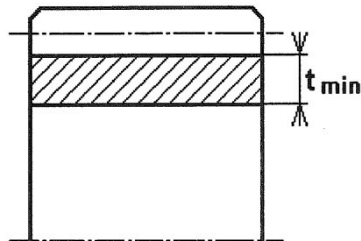
Obr. 21 Mezní počet satelitů [1]

### 2.4.3 Rozměry satelitů

Jednou z důležitých geometrických podmínek je minimální počet zubů kola, tedy aby nedošlo k podřezání paty zubu, které snižuje únosnost zubu v ohybu. Kromě této podmínky



je však u kol, která jsou na nosiči satelitů uložena otočně, třeba dbát na minimální tloušťku materiálu mezi otvorem satelitu a dnem zubové mezery  $t_{min}$ , jinak může dojít vlivem zatížení k rozlomení satelitu na dva kusy. Doporučuje se dodržet tloušťku  $t_{min}$  rovnu výšce zubu nebo dvojnásobku modulu. [5]



Obr. 22 Rozměry satelitů [1]

### 3 VARIÁTORY

Variátory jsou druhem třecího převodu, jehož převodový poměr lze plynule měnit. Konstrukčních variant variátorů je mnoho typů, avšak přenos výkonu je vždy zprostředkován třecí silou. Poměr maximálních a minimálních otáček výstupního hřídele je označován jako regulační rozsah:

$$r = \frac{n_{2max}}{n_{2min}} \quad (5)$$

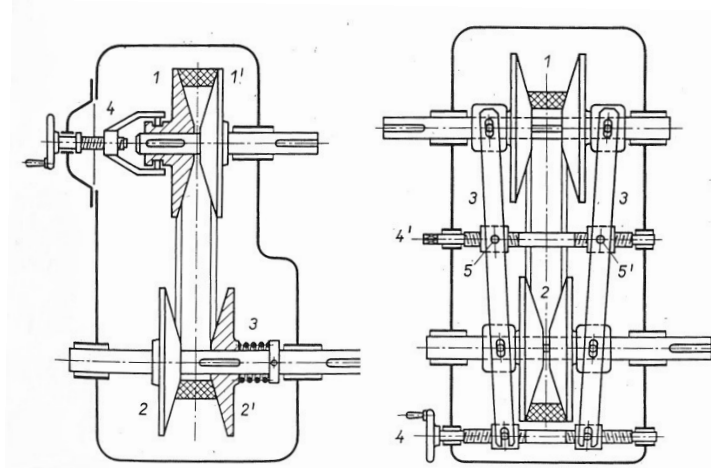
Mezi výhody variátorů patří především plynulá regulace otáček, možnost regulace za chodu a tichý chod.

Nevýhodou je potřeba přitlačných sil a s nimi spojené vyšší zatížení hřídelů a ložisek a také skutečnost, že převodový poměr není vlivem prokluzu konstantní. [2]

#### 3.1 Řemenový variátor

Řemenový variátor se podobá řemenovému převodu, u kterého byly řemenice rozděleny na dvě části. Skládá se totiž ze dvou dvojic kuželových kol, mezi které je vložen klínový řemen. Regulace se provádí přiblížením/oddálením kuželových kol, které tímto pohybem přesunou řemen na jiný průměr, a dojde ke změně převodového poměru. Řemenové variátory jsou poměrně hojně rozšířeny například ve skútrech.

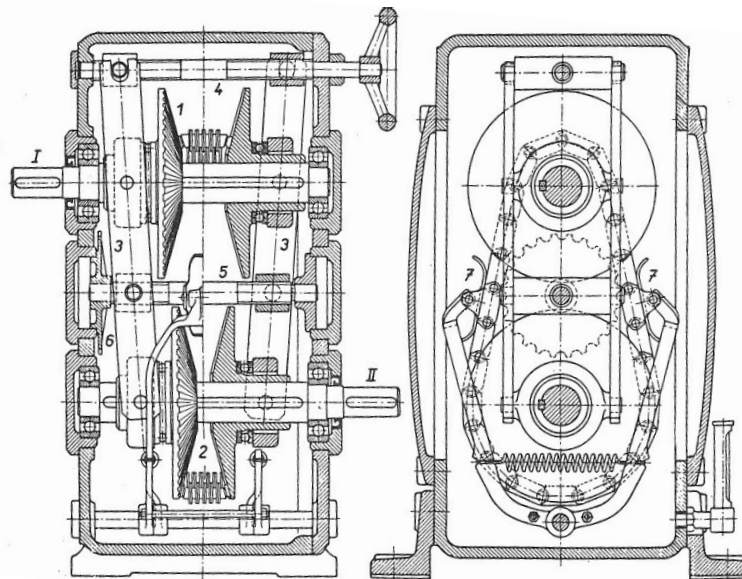
Dvě konstrukční varianty variátoru s pevnou vzdáleností hřídelů jsou uvedeny na obr. 24. Vlevo je vzdálenost kuželových kotoučů 1 a 1' nastavována regulačním šroubem 4, vzdálenost kotoučů 2 a 2' je pak dorovnána tlačnou pružinou, čímž dojde k napnutí řemenu. Druhá varianta zobrazená vpravo provádí současně přitlačení jedné dvojice kotoučů a současně odsun dvojice druhé pákami 3, otáčejícími se kolem čepů 5. Regulace se provádí regulačním šroubem 4 s pravým a levým závitem. Napnutí řemenu je zajištěno seřizovacím šroubem 4'. [6]



Obr. 23 Řemenový variátor [6]

### 3.2 Řetězový variátor

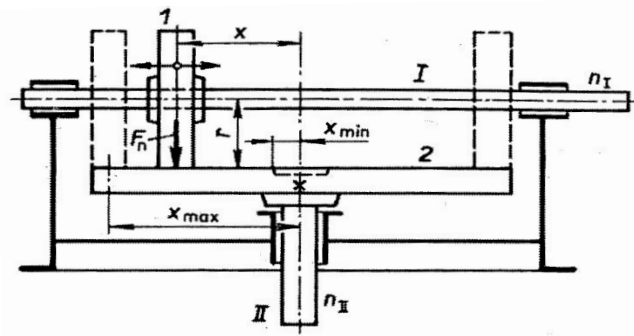
Řetězový variátor je obdobou řemenového variátoru s tím rozdílem, že je řemen nahrazen řetězem obsahujícím posuvně uložené lamely, které zapadají do drážek speciálně upravených kuželových kol, a zprostředkovávají tak přenos výkonu. Řetězové variátory mají dobrou účinnost dosahující až 97 % a mohou přenášet výkony přes 100 kW. V současné době jsou obdobnými variátory vybaveny převodovky některých automobilů (CVT), avšak většímu rozšíření v automobilovém průmyslu brání menší životnost a únosnost řetězu, která nepostačuje především u modelů s výkonnějšími motory. [6]



Obr. 24 Řetězový variátor [6]

### 3.3 Deskový (talířový) variátor

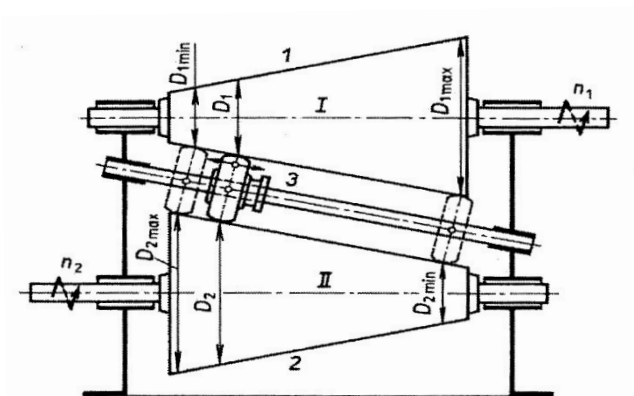
Deskový variátor je vhodný v případě různoběžných hřídelů. Skládá se z talířového kola a třecího kolečka, které je posuvně uloženo na drážkovaném, zpravidla hnacím hřídeli. Posouváním kolečka se mění poloměr místa dotyku s talířem, čímž je ovlivněn převodový poměr. Tento variátor má možnost vytvořit i reverzní otáčky, k tomu stačí přesunout třecí kolečko na druhou stranu za osu talíře. [2]



Obr. 25 Deskový variátor [3]

### 3.4 Kuželový variátor

Patří do skupiny variátorů s vloženým členem – kladkou (méně časté je použití prstence, se kterým mají výstupní otáčky opačný směr). Variátor se skládá ze dvou kuželových bubnů uložených na rovnoběžných hřídelích, mezi kterými je na hřídeli posuvně uložena kladka, kterou se nastavuje požadovaný převodový poměr. Průměr kladky nemá na převodový poměr vliv. [2]



Obr. 26 Kuželový variátor [3]

## 4 HŘÍDELE

Hřídele jsou velmi rozšířenými součástmi používanými k přenosu výkonu a sloužícími jako nosné prvky pro uložení kol, ozubených kol, kladek, řemenic a dalších součástí. Můžeme je rozdělit podle typu zatížení na nosné, zatížené ohybem, případně smykem, a hybné, které jsou navíc zatíženy krutem. Hřídele můžeme dále rozdělit podle tvaru na plné nebo duté, hladké nebo osazené, přímé nebo zalomené a také podle funkce na hnací, hnané a předlohové. [1, 6]

### 4.1 Funkční části

Aby hřídel mohl plnit svou funkci, musí na něm být vyrobeny úložné plochy prvků pro přenos výkonu a pro zajištění polohy ve skříní. K přenosu výkonu se používá per, drážkování, polygonů, kolíků, svěrných spojení nebo uložení s přesahem. Pro zajištění správné polohy součástí na hřídeli se nejčastěji využívá pojistných kroužků nebo pojistných matic s podložkou, prostor mezi součástmi se vymezuje distančními kroužky.

Povrch hřídelů bývá kalený, aby nedocházelo k otlacení drážek pro pera a dalších částí, houževnaté jádro zajišťuje pevnost součástí. Broušením jsou opracovány především opěrné plochy ložisek, ozubených kol, konce výstupních hřídelů a plochy pro hřídelové těsnící kroužky.

Při návrhu je třeba předepsat potřebné rozměrové a geometrické tolerance, které by měly být voleny s ohledem na funkci zařízení, příliš vysoké nároky na přesnost výrazně zvyšují nákladnost výroby. [3]

### 4.2 Namáhání hřídelů

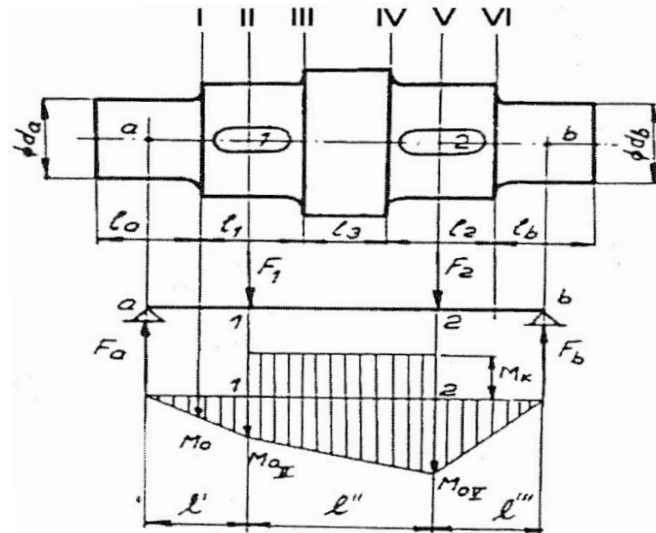
Během provozu jsou hřídele v hnacích jednotkách zatíženy krouticím momentem a obvykle také momentem ohybovým, vzniklým záběrem kol nebo napínáním hnacího řemene od motoru. Předběžně se minimální průměr hřídele vypočítá dle vztahu:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau_{Dk}}} \quad (6)$$

kde  $\tau_{Dk}$  je dovolené napětí v krutu a  $M_k$  krouticí moment, resp. redukovaný moment v případě současného namáhání krutem i ohybem.

Kromě pevnostní podmínky je však třeba splnit také požadavky na dostatečnou tuhost hřídele, tedy aby vzniklé deformace neměly vliv na správnou funkci dalších součástí (ložisek, ozubených kol), což by mělo za následek snížení jejich životnosti.

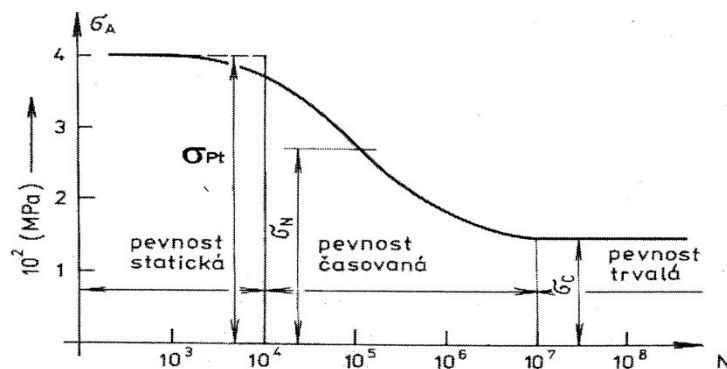
Především u hmotnějších zařízení pracujících za vysokých otáček se rovněž doporučuje zjistit kritické otáčky, při nichž dochází k rezonanci a vibracím vedoucím až k poškození hřídele. Pracovní otáčky stroje se musí pohybovat pod nebo nad kritickými a přechod přes tuto oblast má být co nejrychlejší. [1]



Obr. 27 Hřídel namáhaný ohybovým a kroutícím momentem [3]

### 4.3 Únavová pevnost

V praxi se můžeme setkat se situací, kdy po určité době dojde k porušení součásti, přestože nebylo překročeno maximální dovolené zatížení. Při pohledu na lomovou plochu můžeme spatřit postupné šíření trhliny charakteristické pro únavový lom. Především u hřídelů zatížených ohybem dochází vlivem rotace k cyklickému namáhání, při kterém součást nevydrží stejné zatížení jako při zatížení statickém. Tento jev poprvé zkoumal August Wöhler při poruchách na kolejnicích.



Obr. 28 Wöhlerův diagram [3]

Z hlediska počtu cyklů rozlišujeme pevnost statickou, časovou a trvalou (obr. 28). Na únavovou pevnost má do značné míry vliv i kvalita povrchu. Hrubý povrch obsahující četné nerovnosti podporuje iniciaci poruchy v nejvíce zatížených krajních vláknech. Proto jsou někdy součásti broušeny a leštěny, přestože nejsou dané plochy funkční. [3]

#### 4.4 Vliv vrubů

Hřídele jsou z konstrukčních či výrobních důvodů často opatřeny různými drážkami, dírami, zápichy a osazeními. Přestože svými rozměry vzhledem k průměru hřídele vypadají zanedbatelně, zdání může klamat. V místech, kde dochází k náhlým změnám rozměrů, dochází ke koncentraci napětí, které může být výrazně vyšší než napětí, pro které byl navrhován průměr hřídele.

Drážky, zápichy a náhlé změny průměru tedy mají vrubový účinek. Velikost napětí je závislá na poloměru přechodu osazení, poměru průměrů hřídele a použitém materiálu. Paradoxně oceli s vyšší pevností jsou náchylnější účinkům vrubu. [1]

## 5 LOŽISKA

Ložiska jsou součástmi sloužícími k otočnému uložení hřídelů a čepů. Jejich prostřednictvím je zprostředkován přenos sil z hřídelů do skříně převodovky a zajištěna poloha součástí uložených na hřídeli. Ložiska jsou navržena tak, aby bylo tření vzniklé rotačním pohybem co nejmenší a aby uložení nevykazovalo radiální vůle vedoucí ke špatné funkci součástí hřídele. [3, 6]

### 5.1 Kluzná ložiska

V případě kluzných ložisek je uložení provedeno stykem hřídele s opěrnou plochou, mezi nimiž je tenký film oleje nebo jiného maziva.

Podle druhu zatížení dělíme kluzná ložiska na radiální, axiální a radiálně-axiální, podle konstrukce na celá nebo dělená.

Kluzná ložiska nacházejí uplatnění tam, kde z prostorových důvodů není možno použít ložisek valivých nebo je předpokládáno dlouhodobé rázové zatížení a přetěžování, a také v aplikacích, kde je zapotřebí z výrobních důvodů ložisek dělených (např. uložení klikových hřídelů). [6]

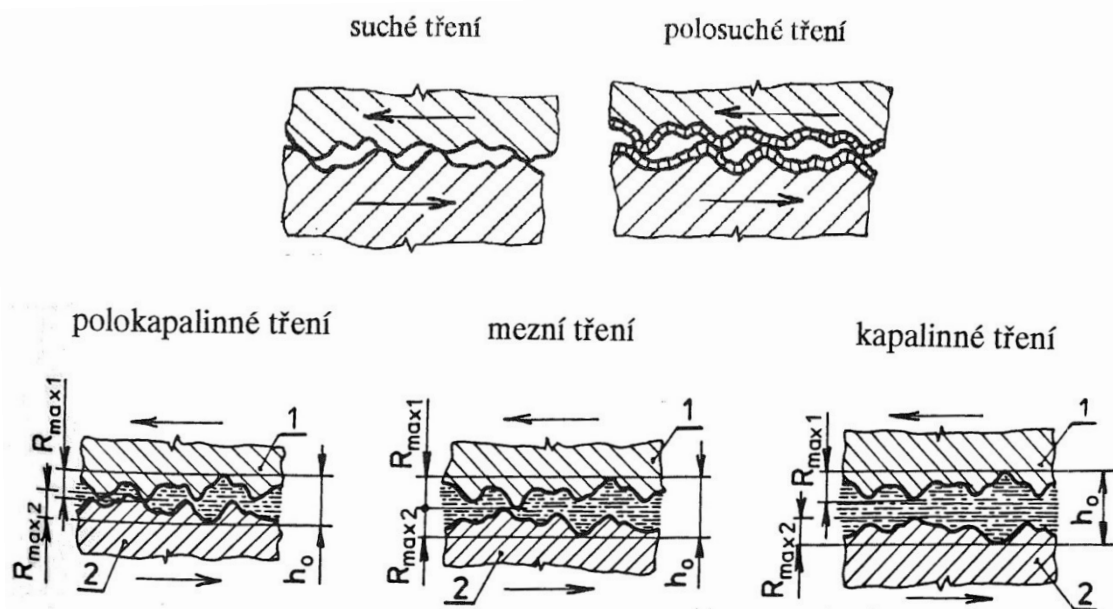
#### 5.1.1 Tření

Tření v ložiskách je nežádoucím jevem, kterým dochází k celkovému snížení účinnosti zařízení, způsobuje zahřívání ložisek až jejich zadření. Proto je třeba ložiska – obzvláště kluzná – dobře mazat. V závislosti na množství maziva rozlišujeme několik druhů kluzného tření:

- a) suché tření – styčné povrchy jsou čisté, bez maziva, dochází k významnému tření vlivem dotyku nerovností na povrchu těles, dochází k ulamování výstupků a jejich následnému zaklíňování (obr. 29a). Často dochází ke vzniku studeného svařování, které může mít za následek úplné zadření. Součinitel tření se pohybuje v rozmezí  $f = 0,1$  až  $0,5$ .
- b) polosuché tření – mazivo není použito, ale vzdálenost mezi styčnými povrchy je zvětšena přítomností molekul vody, oxidů nebo zbytky maziva (obr. 29b). Tření vzniká jen ulamováním a klíněním výstupků. Součinitel tření je přibližně  $f = 0,1$ .



- c) polokapalinné tření – mezi styčné povrchy je přivedeno jisté množství maziva, jeho tloušťka je však nedostatečná, takže občas dochází k ulamování vrcholků nerovností (obr. 29c). Součinitel tření je v rozmezí  $f = 0,1$  až  $0,01$ .
- d) mezní tření – přechodový typ tření mezi polokapalinným a kapalinným třením, vrstva maziva má takovou tloušťku, při níž přestává docházet ke kontaktu vrcholků nerovností (obr. 29d). Součinitel tření má hodnotu přibližně  $f = 0,01$ .
- e) kapalinné tření – Vrstva maziva je dostatečně silná, aby nedocházelo ke kontaktu styčných ploch, tření vzniká jen ve vrstvách maziva (obr. 29e). Hodnota součinitele tření je v rozmezí  $f = 0,01$  až  $0,05$ .



Obr. 29 Druhy tření [6]

Aby docházelo ke kapalinnému tření, je třeba zajistit přívod maziva mezi styčné plochy tlakem vyvozeným např. od čerpadla, tj. hydrostatické mazání nebo sklonem styčných ploch těles, které se pohybují dostatečnou rychlostí, čímž dojde k tzv. klínovému efektu tj. hydrodynamické mazání.

Ložiska s hydrodynamickým mazáním jsou rozšířenější. Jsou jednodušší a provozně levnější, ale při nulových a nízkých rychlostech (při rozjezdu nebo doběhu) není zajištěno kapalinné mazání a dochází k jistému opotřebení. [6]

### 5.1.2 Materiály kluzných ložisek

Čepy a hřídele jsou zpravidla z konstrukčních zušlechťených ocelí, kalené a broušené. Ložisková pouzdra jsou vyráběna z měkčích materiálů s nízkým součinitelem tření a dobrou

odolností vůči otěru, korozi a zadírání. Nejčastější je použití cínových a olovených bronzů, hliníkových slitin, mosazi, nebo spěkaných kovových prášků, pro nižší rychlosti je možno použít i šedé litiny. Možné je také použití kombinací kovů a plastů, např. ocelové pouzdro obsahující vrstvu pórovitého bronzu s obsahem teflonu.

Pouzdra jsou nejčastěji vyráběna obráběním z trubek a tyčí, odléváním, tvářením z bimetalických pásů s kluznou vrstvou nebo spékáním prášků. [3, 6]

## 5.2 Valivá ložiska

Valivá ložiska se skládají z vnitřního a vnějšího kroužku, mezi které jsou uložena valivá tělíska fixovaná klecí v daných rozestupech. Kluzné tření je nahrazeno valivým. Ve většině případů se jedná o normalizované součásti vyráběné v typizovaných řadách pro různá zatížení. Díky sériové výrobě se jedná o součásti poměrně levné a snadno dostupné.

Výhodou valivých ložisek je lepší mechanická účinnost, možnost plného zatížení i v klidu nebo při nízkých otáčkách a malá spotřeba maziva. Také nepotřebují záběh a dobře snášejí vysoké otáčky i teplotu.

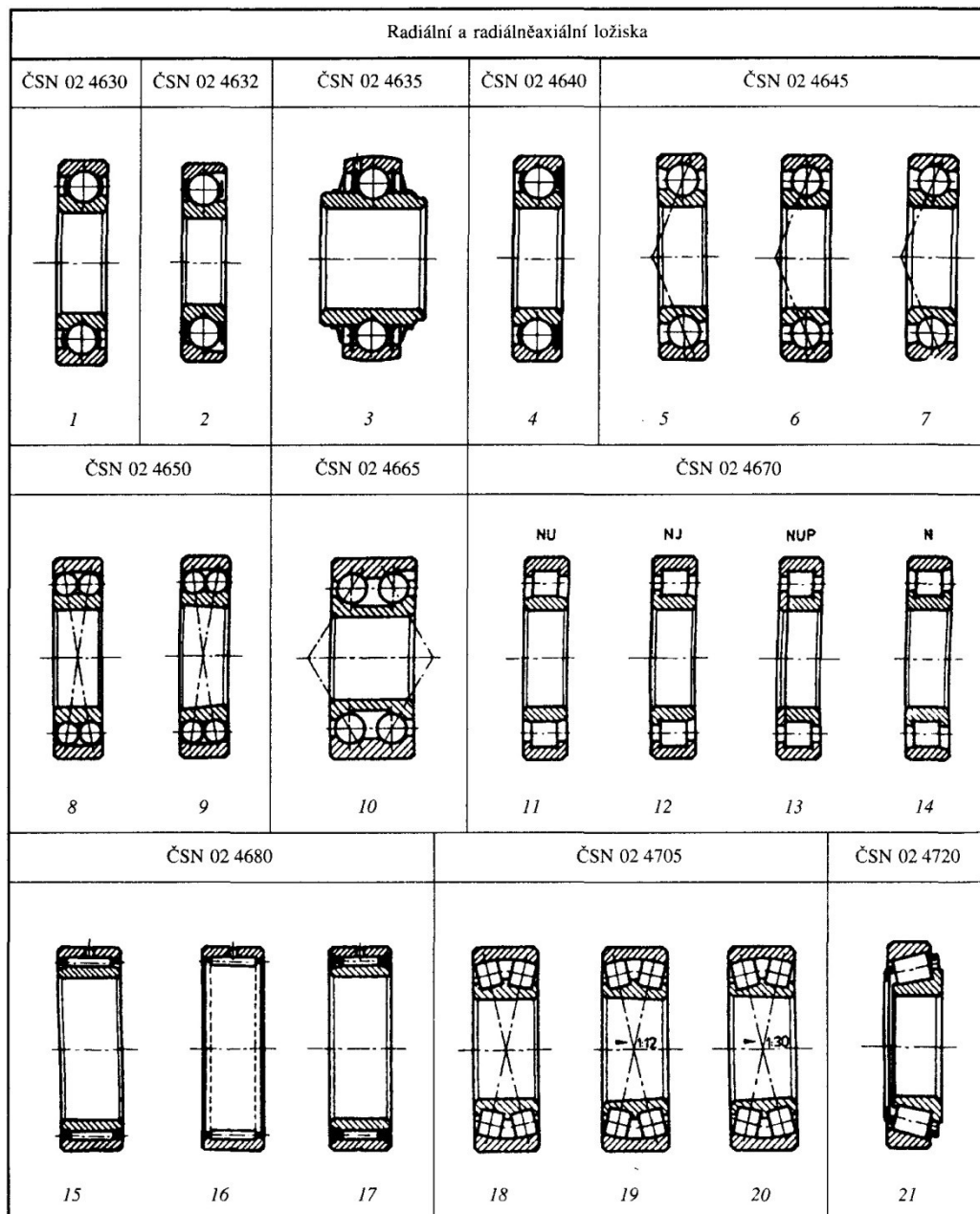
Nevýhodou je větší citlivost vůči rázovým zatížením, větší hlučnost a také větší průměry než u kluzných ložisek.

Ložiska dělíme podle směru zatížení na radiální, axiální a radiálně-axiální a podle druhu valivých tělísek na kuličková, jehlová, válečková, soudečková, kuželíková a speciální.

- a) jednořadá kuličková ložiska – nejčastěji používaný typ, jsou levná, vhodná pro přenos radiálního a menšího axiálního zatížení a dobře snášejí vysoké otáčky. Nejsou vhodná pro použití v aplikacích, kde je možné předpokládat rázová zatížení.
- b) kuličková ložiska s kosoúhlým stykem – jsou vhodné tam, kde není možno použít běžných kuličkových ložisek z důvodu většího axiálního zatížení. Je možné je také umístit do dvojic v uspořádáních do „X“ nebo do „O,“ vhodných pro přenos obousměrných zatížení a „T“ – tandem pro přenos větších jednosměrných axiálních sil.
- c) dvouřadá kuličková naklápěcí ložiska – jsou určeny pro uložení, u nichž není zaručena sousost hřídele a úložné plochy v tělese skříně nebo dochází k velkému průhybu hřídele. Díky konstrukci s kulovou dráhou vnějšího kroužku umožňují jisté naklopení vnitřního kroužku bez rizika poškození.
- d) jehlová ložiska – valivými tělísky jsou válečky s malým průměrem vzhledem k délce. Jsou s výhodou využívána pro své malé vnější rozměry, kdy nahrazují ku-

ličková nebo válečková ložiska. Vyrábí se i jehlová ložiska bez separátoru s větším počtem jehel, která mají nižší mezní otáčky, ale výrazně vyšší únosnost. Možné je také provedení bez vnitřního kroužku, který nahrazen samotným hřídelem.

- e) válečková ložiska – používají se jako náhrada kuličkových ložisek pro větší radiální zatížení, dobře snášejí i rázová zatížení.
- f) soudečková naklápěcí ložiska – umožňují nesouosost hřídele a úložné plochy ve skříní, stejně jako dvouřadá kuličková naklápěcí ložiska, jsou však vhodná pro větší radiální zatížení. Vyráběna jsou jednořadá i dvouřadá provedení. Vzhledem k náročné výrobě jsou tato ložiska dražší.
- g) kuželíková ložiska – jsou vhodná pro použití kombinace radiálního a axiálního zatížení. Axiální zatížení může být přenášeno jen v jednom směru. Proto jsou obvykle na hřídele montována v uspořádáních do „X“ nebo do „O“, která zajišťují zachycení axiálních sil v obou směrech.
- h) axiální kuličková ložiska – jsou konstruována pro axiální zatížení, jsou limitována maximálními otáčkami z důvodu odstředivých sil. Jsou citlivá na úchytky kolmosti, proto jsou někdy vyráběna s kulovým vnějším kroužkem, který zamezí jednostrannému zatížení ložiska.



Obr. 30 Přehled typů valivých ložisek [9]

Některá ložiska jsou vyráběna také v provedení s drážkou pro pojistný kroužek nebo s kovovou či plastovou krytkou na jedné nebo na obou stranách pro ochranu před prašným prostředím. [3, 6]

### 5.2.1 Návrh ložisek

Při volbě ložiska je nutné znát velikost a směr zatížení, provozní otáčky, některý z hlavních rozměrů (nejčastěji průměr hřídele), případnou nesouosost, vliv pracovního prostředí a z konstrukčních důvodů také prostorová omezení.

Ložiska jsou často navrhována na určitou dobu provozu, a proto byla zavedena veličina trvanlivost ložiska, kterou je určena jejich životnost. Trvanlivost lze stanovit v hodinách  $L_H$  nebo také počtem otáček  $L_N$ .

Pro návrh typu a řady ložiska je určující dynamické, případně statické zatížení ložiska  $C$ , uváděné v katalogích výrobců. To se vypočte dle vztahu:

$$C = F_v \cdot \sqrt[3]{\frac{L_H \cdot n \cdot 3,6}{1000}} \quad (7)$$

kde  $n$  jsou provozní otáčky v a  $F_v$  je dynamické ekvivalentní zatížení, které se stanoví dle vztahu:

$$F_v = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (8)$$

kde  $F_r$  je radiální zatížení ložiska,  $F_a$  axiální zatížení ložiska a  $V$ ,  $X$ ,  $Y$  jsou součinitele, jejichž hodnoty je možno zjistit v katalogích výrobců ložisek. [3]

### 5.3 Uložení ložisek

Aby nedocházelo k pohybu ložisek na hřídelích a v převodové skříní, je nutné s ohledem na směr a velikost působících sil bezpečně zajistit jejich polohu. K tomu jsou nejčastěji používány pojistné kroužky – vnitřní i vnější a pojistné matice se zářezy (KM matice) s podložkou (MB podložky). K uložení ložiska v tělese skříně se rovněž používá víček, přizpůsobených k tomu účelu. Vymezení vzdáleností jednotlivých součástí je obvykle řešeno distančními kroužky.

Při návrhu uložení hřídele je nutné brát v úvahu tepelnou dilataci hřídele a zajistit dostatečnou vůli v uložení. Vnitřní kroužek ložiska je na hřídel ukládán s přesahem, vnější kroužek zpravidla posuvně. [2, 6]

## 6 SKŘÍNĚ PŘEVODOVEK

Převodové skříně slouží k uložení součástí převodového mechanismu. Přenášejí síly vzniklé záběrem kol, zajišťují ochranu před vnikem nečistot, zabraňují úniku maziva mimo převodové ústrojí a rovněž tlumí hluk od ložisek, záběru kol apod.

Skříně převodovek dělíme podle způsobu výroby na lité a svařované. Nejběžněji používanými materiály jsou litiny, hliníkové slitiny a oceli. [2]

### 6.1 Konstrukční požadavky

Na převodové skříně jsou kladeny různé požadavky vycházející z potřeb daného použití. Obecně je vyžadována dostatečná tuhost skříně, kompaktnost a obvykle i nízká hmotnost. Pokud není požadováno jinak, jsou konce vstupních a výstupních hřídelů vyráběny dle norem, aby bylo možno použít běžně vyráběných typů spojek, řemenic apod.

Dalšími požadavky bývají například sousost vstupního a výstupního hřídele nebo konstrukce umožňující připojení motoru pomocí příruby. Důležitým faktorem, který je při návrhu třeba znát, je pracovní poloha převodovky, aby bylo zaručeno dobré mazání součástí. [2, 7]

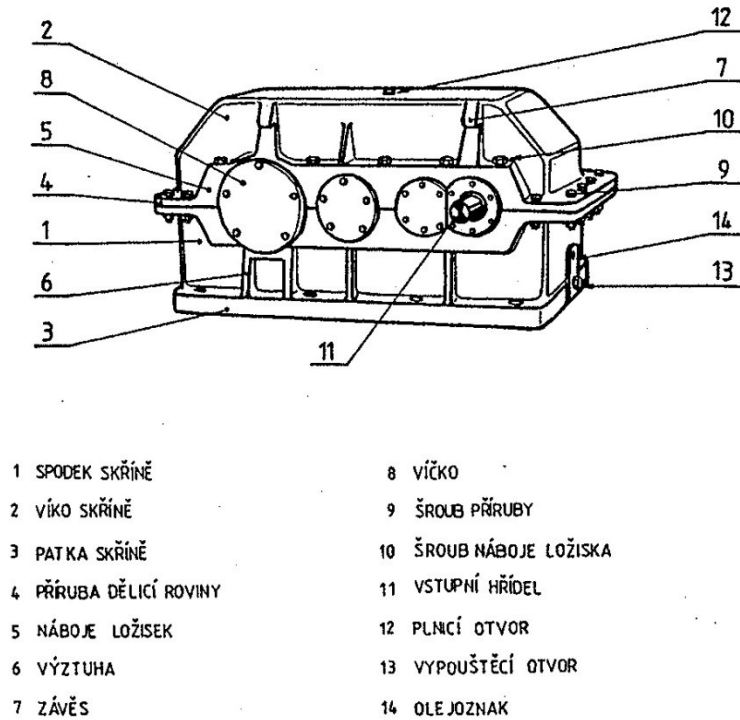
### 6.2 Části skříně

Aby působením sil v ložiskách nedocházelo k deformacím skříně, je její tuhost obvykle zvyšována nálitky (příruba, náboje ložisek, patky pro upevnění skříně) a přidanými žebry. V případě převodovek pro velké výkony mohou mít žebra také funkci chladiče, který odvádí teplo z mazacího média.

Dosedací plochy spojovaných částí skříně jsou jemně opracovány, aby byla zajištěna dobrá těsnost. Z výrobních a montážních důvodů se na přírubách skříně obvykle vyrábí díry pro kolíky, které usnadňují přesné ustavení částí skříně.

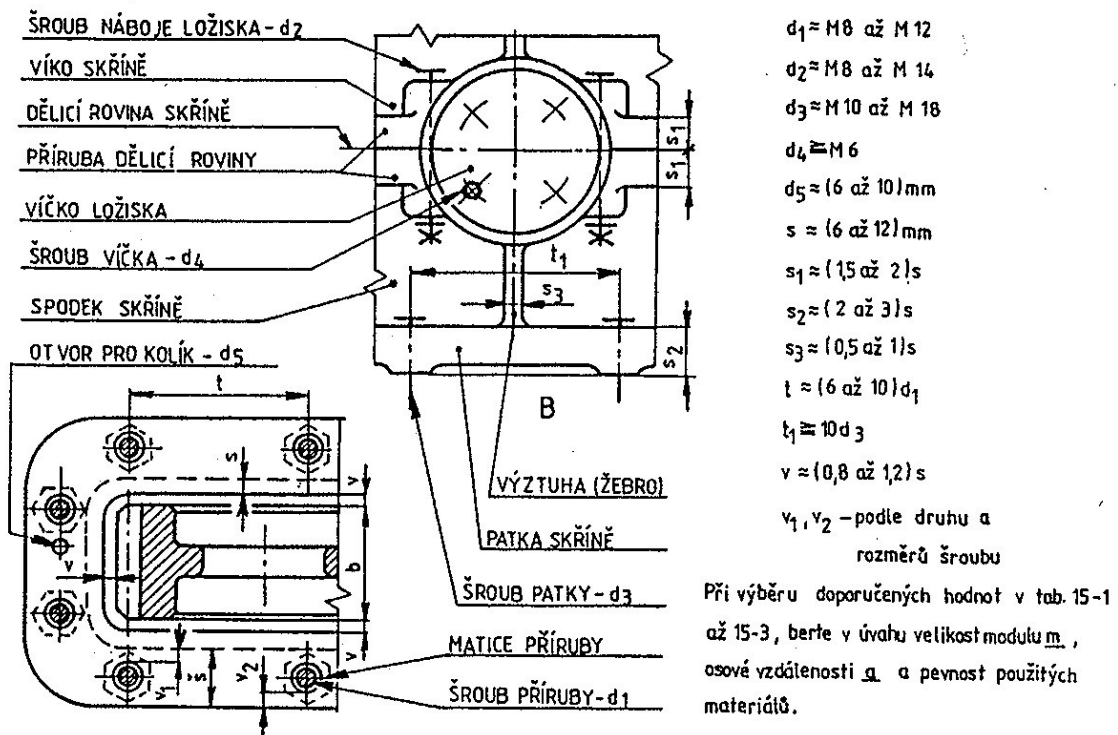
V horní části skříně se umísťuje plnicí otvor pro napouštění oleje, v dolní části vypouštěcí otvor pro jeho vypouštění a na boku skříně olejznak, do jehož úrovně je skříně plněna olejem. Tyto otvory se uzavírají krátkými šrouby nebo víčky.

Pro snadnější manipulaci se na skříních zhotovují závěsy nebo nálitky pro umístění zvedacích ok. Jednotlivé části skříně jsou popsány v obr. 31.



Obr. 31 Části převodové skříně [7]

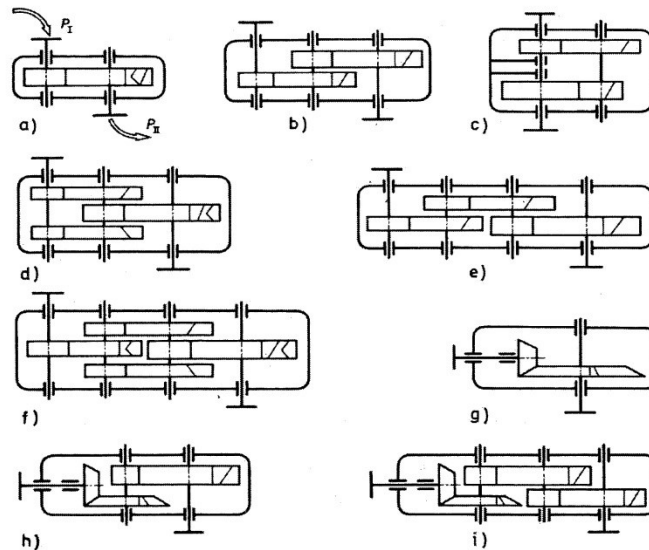
Na obr. 32 jsou uvedeny doporučení pro volbu šroubů a rozměrů odlévaných převodových skříní. [7]



Obr. 32 Doporučení pro návrh rozměrů skříně [7]

### 6.3 Vnitřní uspořádání

V provozu se můžeme setkat s mnoha variantami vnitřního uspořádání, které je dáno především celkovým převodovým poměrem, požadovanou polohou vstupního a výstupního hřídele, prostorovými omezeními a také velikostí přenášeného výkonu. Příklady vnitřního uspořádání jsou uvedeny na obr. 33. [3]



Obr. 33 Varianty vnitřního uspořádání skříně [3]

### 6.4 Mazání

Účelem maziv je snížení tření v místech dotyku pohyblivých součástí a odvod vzniklého tepla a mikročástic uvolněných abrazí. Zajištěním dobrého mazání lze významně zvýšit účinnost a životnost zařízení. [7]

#### 6.4.1 Způsoby mazání

Mazání se nejčastěji provádí broděním kol v olejové lázni. Jedná se o jednoduchý a spolehlivý způsob mazání, při kterém se mazivo dostává do záběru ozubených kol a ostřikem také do ložisek.

V případech, kde není možné zaručit dostatečné mazání, se používá mazacích drážek a otvorů, jimiž je mazivo dopravováno na určená místa. Tento způsob je například používán pro mazání kluzných ložisek klikových hřídelů. [2, 7]



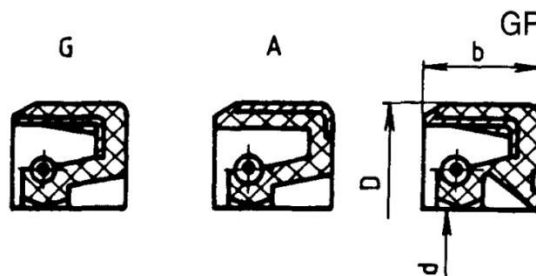
### 6.4.2 Maziva

Při volbě maziva jsou rozhodující především provozní otáčky – pro nízké obvodové rychlosti jsou vhodnější plastická maziva a viskózní oleje, pro vyšší rychlosti minerální a syntetické oleje s nízkou viskozitou. Rovněž je třeba brát ohled na provozní teplotu zařízení, jednak z hlediska teplotní odolnosti maziva a jednak z důvodů jeho viskozity, která je značně závislá na teplotě. [6]

### 6.5 Těsnění

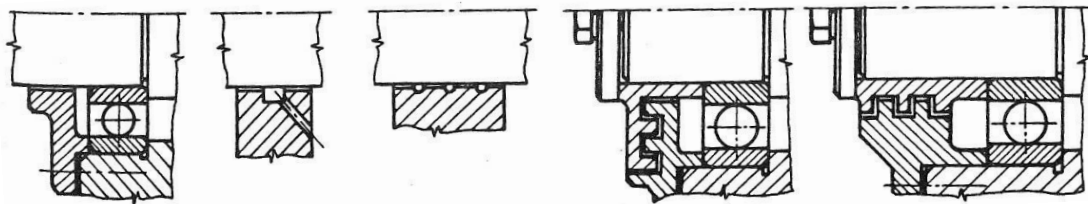
Aby nedocházelo k úniku maziva z převodové skříně a průniku nečistot do prostor skříně, je nutné použít těsnících prvků pro pohyblivé a nepohyblivé součásti.

Dělicí rovina převodovky se obvykle zabezpečuje tmely nebo pryžovými či papírovými těsněními. Hřídele jsou nejčastěji těsněny hřídelovými těsnícími kroužky - obr. 34 (Gufero, Simering, O, X kroužky), které jsou poměrně levné a jednoduché na montáž. Jsou však limitovány maximální provozní teplotou a obvodovou rychlostí hřídele. Hřídel musí být v místě kontaktu s těsněním broušená.



Obr. 34 Hřídelový těsnící kroužek [9]

V případě náročnějších aplikací je používáno dražších štěrbinových nebo labyrintových těsnění, vhodných pro vysoké otáčky a teploty obr. 35. [6]



Obr. 35 Štěrbinová a labyrintová těsnění [6]

## 7 HŘÍDELOVÉ SPOJKY

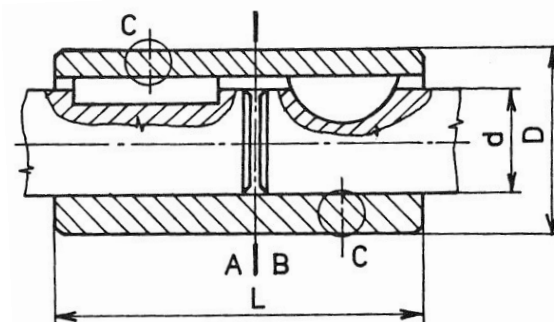
Hřídelové spojky jsou součásti sloužící k trvalému nebo přerušovanému spojení hřídelů hnacího a hnaného stroje. Jejich úkolem je přenos výkonu, ochrana proti přetížení nebo také kompenzace montážních nepřesností v sestavě zařízení. Podle způsobu přenosu kroučicího momentu můžeme spojky rozdělit do několika skupin na mechanické, hydraulické, magnetické a elektrické. [3, 6]

### 7.1 Neovládané spojky

Neovládané spojky jsou takové, které spojují hřídele trvale, bez možnosti rozpojení během provozu. Dělíme je na nepružné a pružné.

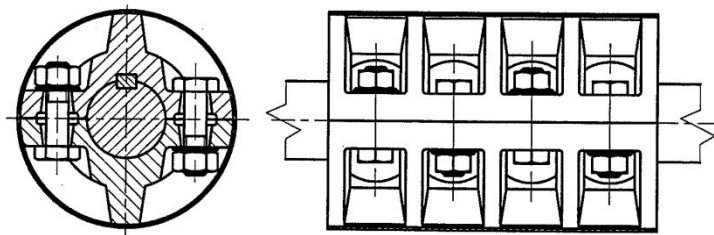
#### 7.1.1 Nepružné spojky

Trubková spojka – je velmi rozšířená. Tvoří ji trubka nasazená na obou koncích hřídelů. Přenos kroučicího momentu je zprostředkován pomocí per, kuželových nebo válcových kolíků nebo drážkováním.



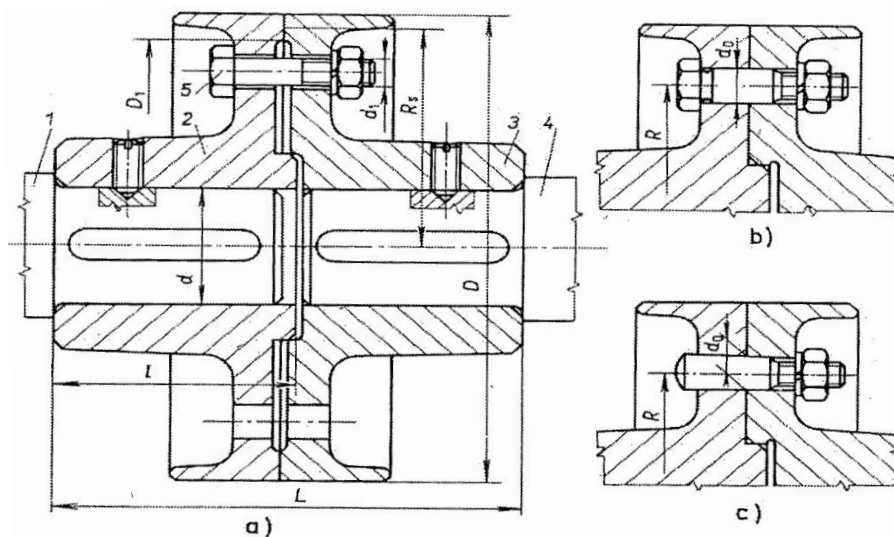
Obr. 36 Trubková spojka [6]

Korýtková spojka – skládá se ze dvou stejných dílů spojených k sobě šrouby. Hřídele jsou mezi díly sevřeny. Spojka je vhodná pro spojení hřídelů, které během montáže a demontáže není možné posouvat ve směru jejich osy. Není vhodná pro hřídele různých průměrů, špatně snáší rázová zatížení a z důvodů obtížného vyvažování se používá spíše pro nižší otáčky.



Obr. 37 Korytková spojka [1]

Kotoučová spojka – je jednou z nejpoužívanějších spojek. Skládá se ze dvou kotoučů, upevněných na hřídelích pomocí per nebo drážkování, a šroubů, kterými jsou kotouče přitisknuty. Přenos krouticího momentu je obvykle zprostředkován třením v místě dotyku kotoučů, v případě proměnlivých zatížení se však používá kotoučové spojky s lícovanými šrouby namáhanými na stříh - obr. 38b, 38c. Spojka je jednoduchá na výrobu, spolehlivá a umožňuje přenos i velkých krouticích momentů.



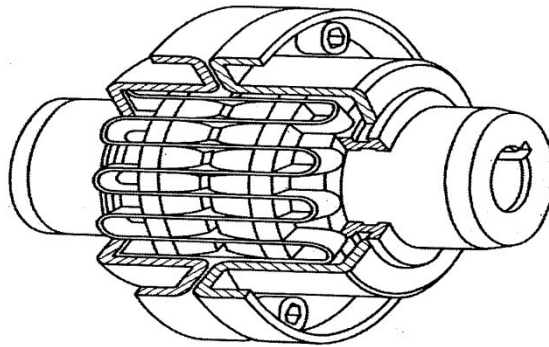
Obr. 38 Kotoučová spojka [3]

Dilatační zubová spojka – tvoří ji dva stejné náboje, na jejichž čelech je vytvořeno 3 nebo 5 zubů lichoběžníkového tvaru, a středící vložka. Umožňuje vyrovnání axiálních posuvů hřídelů.

Kloubová (Hookeova) spojka – skládá se ze dvou vidlic s ložisky a kříže uloženého čepy ve vidlicích. Je vhodná pro spojení různoběžných hřídelů, ve dvojici je používána jako součást Cardanova hřídele automobilů. [3, 6]

### 7.1.2 Pružné spojky

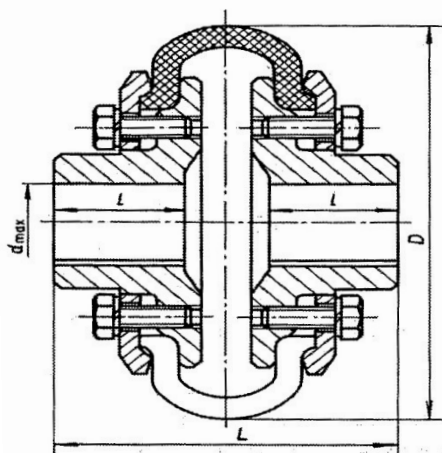
Pružná spojka s hadovitě vinutou pružinou (Bibby) – je tvořena dvěma stejnými podélně drážkovanými kotouči. V drážkách je uložena hadovitě vinutá pružina obdélníkového průřezu, která se při zatížení spojky deformuje a posouvá. Tvarování boků drážek má vliv na torzní charakteristiku spojky a lze ji tak tímto způsobem do jisté míry měnit. Tato spojka dobře tlumí torzní rázy a je vhodná a pro přenos velkých výkonů.



Obr. 39 Spojka Bibby [3]

Pružná spojka se šroubovými válcovými pružinami – skládá se z vnitřního a vnějšího kotouče, opatřených výstupky, mezi nimiž jsou radiálně vloženy šroubové válcové pružiny. Spojka může pracovat v obou směrech otáčení. Po dosažení maximálního krouticího momentu, kdy jsou pružiny plně stlačeny, se chová jako tuhá spojka.

Pružná obručová spojka (Periflex) – je tvořena pryžovou obručí sevřenou na obou koncích hřídelů mezi kotoučem a příložkou pomocí šroubů. Spojka umožňuje různoběžnost hřídelů až  $4^\circ$ , mimoběžnost až 4 mm a rovněž velmi dobře tlumí rázy. [3, 6]



Obr. 40 Pružná spojka s pryžovou obručí [3]

Pružná čepová spojka – z hlediska konstrukce se do značné míry podobá kotoučové spojce. Odlišuje se uložením čepů do pryžových pouzder, které tlumí momentové rázy a umožňují také mírnou nesouosost hřídelů.

## 7.2 Ovládané spojky

Ovládané spojky mohou být rozpojovány mnoha způsoby. Mezi nejčastější patří mechanické rozpojení, kdy je překonána síla přitlačné pružiny. Dále pak odstředivé spojky, hydrodynamické a elektromagnetické spojky. [3]

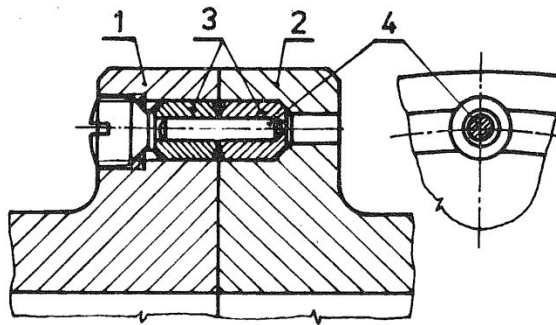
### 7.2.1 Výsuvné spojky

Kotoučová třecí spojka – skládá se ze dvou třecích kotoučů, z nichž jeden je osově přitlačován silou vyvozenou od pružiny. Průměry kotoučů bývají zpravidla poměrně velké, spojka pracuje v provozu za sucha, mazáním by došlo ke snížení tření a únosnosti spojky. Vyrábí se také varianta s kuželovými kotouči – kuželová třecí spojka, která je založena na stejném principu. Její výhodou je potřeba menší přitlačné síly.

Lamelová třecí spojka – je jednou z nejpoužívanějších, velké zastoupení má především v motorových vozidlech. Skládá se z lamely obložené z obou stran třecím obložením a pružiny (nejčastěji talířové) přitlačující přitlačný kotouč. Lamely bývají obvykle vícenásobné, čímž je dosaženo větší momentové zatížitelnosti spojky při poměrně malém zvětšení rozměrů. [6]

### 7.2.2 Speciální spojky

Pojistná spojka s rozrušitelným prvkem – je z konstrukčního hlediska shodná se spojkou kotoučovou s lícovanými šrouby. Spojovacími členy mezi kotouči jsou obvykle ocelové kolíky, uložené v kalených ocelových pouzdrech. Průměr a počet kolíků je volen podle zatížení. Spojka slouží k ochraně zařízení proti přetížení, při překročení maximálního dovoleného krouticího momentu dojde k přestřížení kolíků a rozpojení spojky. Kolíky je pak nutno vyměnit.



Obr. 41 Pojistná kotoučová spojka [6]

Pojistná spojka vysmekávací – slouží rovněž k ochraně zařízení proti přetížení, výhodou je opětovné sepnutí spojky po poklesu zatížení. Pracuje na principu vysmeknutí hnací a hnané části spojky ze záběru. Zástupci tohoto typu jsou: pojistná zubová spojka – dva kotouče s čelním ozubením přitlačované k sobě pružinou. Při přetížení dojde k odtlačení kotoučů a postupnému přeskokování zubů. Dále pak kuličková spojka skládající se ze dvou kotoučů a kuliček vtačovaných pružinami. Přenáší zatížení, dokud nedojde vlivem přetížení k překročení přitlačné síly pružin. Kuličky jsou pak vtačeny do vodicích drážek pružin a vnitřní kotouč se protočí.

Rozběhová spojka – pracuje na principu odstředivé síly. Výhodou je možnost rozběhu pohonu bez zátěže. Nejběžnějším typem je rozběhová spojka s pružinami. K záběru dochází až po dosažení určitých otáček, při nichž je překonána síla pružin a třecí prvky se dostanou do kontaktu s hnaným kotoučem.

Volnoběžná spojka – skládá se vnitřního a vnějšího kotouče, mezi které jsou v drážkách po obvodu uloženy válečky přitlačované pružinami. Krouticí moment je přenášen v jednom směru a pouze tehdy, pokud jsou otáčky hnacího hřídele vyšší než otáčky hřídele hnaného. [3, 6]

## 8 HNACÍ JEDNOTKY

Hnací jednotky slouží k pohonu strojů a zařízení. Rozlišujeme hnací jednotky elektrické, spalovací, hydraulické, pneumatické a jiné.

### 8.1 Asynchronní motory

Asynchronní motory s kotvou nakrátko jsou nejrozšířenějšími průmyslovými elektromotory vůbec. Díky jednoduché konstrukci jsou levné a snadno dostupné v typizovaných řadách dle výkonů a otáček. Vyznačují se také dobrou životností a nenáročností na údržbu, jelikož neobsahují žádné kontakty, u nichž by docházelo k opotřebení a jiskření. Jsou tvořeny vinutým statorom vytvářejícím točivé pole a rotorem s klecí nakrátko, uloženou v drážkách. Nevýhodou je horší účinnost, který je někdy nutno kompenzovat, a velký proud při rozběhu - tento nedostatek lze řešit například přepínačem zapojení hvězda/trojúhelník.

Asynchronní motory s vinutými rotory jsou zastoupeny výrazně méně, mají totiž kluzné kontakty.

Regulaci otáček je možno provádět přepínáním počtu pólů, změnou skluzu (motory s vinutým rotorem) nebo změnou frekvence pomocí kmitočtových měničů. [8]

### 8.2 Synchronní motory

Stejně jako asynchronní motory jsou založeny na principu využití točivého pole. Hlavním rozdílem je pracovní režim, který probíhá při rychlosti pole statoru. Motor v zátěži drží stále otáčky, nesmí však být přetížen, což by mělo za následek vypnutí motoru ze synchronismu a zastavení. Výhodou synchronních motorů je možnost kompenzace účinníku. Z důvodů obtížného spouštění jsou vhodné spíše pro použití v trvalém provozu.

Synchronní motory nelze rozběhnout prostým připojením k síti. Nejdříve je třeba motor rozběhnout pomocným motorem nebo rozběhovým asynchronním vinutím, následně je motor nabuzen a dojde k jeho vtažení do synchronismu. Možný je i kmitočtový rozběh, který je však náročnější.

Regulaci otáček je možno provádět změnou napájecího kmitočtu nebo ventilovým režimem (řízení polohou rotoru pomocí výkonové elektroniky). [8]

### 8.3 Stejnosměrné motory

Stejnosměrné motory jsou nejstaršími typy elektromotorů. Skládají se z rotoru obsahujícího vinutí a komutátor a stator tvořený elektromagnety nebo permanentními magnety. Stejnosměrné motory vyžadují údržbu a výměnu kartáčů, nejsou vhodné pro použití ve výbušném prostředí a z důvodu složitější konstrukce rotoru jsou také dražší. Výhodou je snadná regulace otáček změnou napájecího napětí, charakteristika je lineární. [8]

### 8.4 Krokové motory

Z hlediska principu se jedná o modifikaci synchronního motoru. Krokové motory mají obvykle zuby na rotoru i na statoru. Zdrojem magnetického napětí bývají obvykle budicí cívky nebo permanentní magnety. Smysl a rychlost otáčení je dána spínáním jednotlivých cívek. Spínání je řízeno elektronikou.

Krokové motory jsou používány především v aplikacích s požadavkem na přesně definované otáčky a úhel natočení. Typickým příkladem užití je robotika, harddisky počítačů, motorčky CD mechanik a také obráběcí stroje. [8]



## **II. PRAKTICKÁ ČÁST**

## 9 NÁVRH A VÝPOČET HNACÍ JEDNOTKY S REGULACÍ OTÁČEK

### 9.1 Stanovení cílů bakalářské práce

Úkolem praktické části práce je navrhnout hnací jednotku s regulací otáček pro pohon průmyslového zařízení včetně pojistné spojky.

### 9.2 Zadané parametry

Výkon hnací jednotky 3kW

Rozsah výstupních otáček  $n = -600$  až  $+600$  ot/min

Doplňující parametry:

Volím trvanlivost ložisek  $L_H = 50\,000$  hod

Navrhované uspořádání převodu umožňuje při výstupních otáčkách blízkých nule vznik velkých momentů, které mohou vést ke zničení převodovky. Maximální přípustný výstupní moment je proto nutno předem stanovit a omezit pojistnou spojkou.

Hnací jednotka bude vyráběna v typizovaných řadách pro jednotlivé maximální přenášené výstupní momenty. Pro tuto jednotku volím maximální moment přenášený pojistnou spojkou  $M_k = 3000$  Nm.

### 9.3 Volba pohonu

Volím třífázový asynchronní elektromotor s kotvou nakrátko Siemens 1LE 1002-1BB23-4FA4 v provedení s malou přírubou, umožňující přímé spojení motoru s převodovkou.

Výkon  $P_m = 4$  kW

Účinnost  $\eta_m = 0,84$

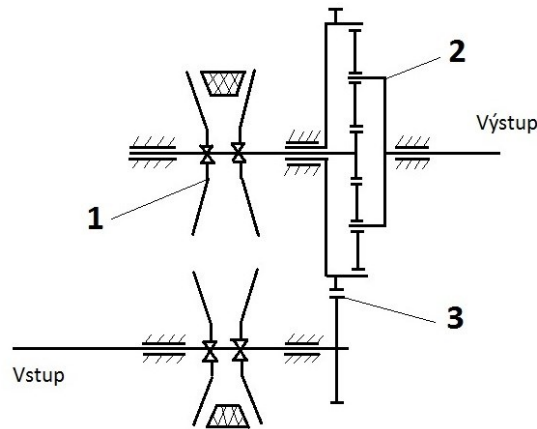
Skutečný výkon  $P_{SKUT} = P_m \cdot \eta_m = 4 \cdot 0,84 = 3,36$  kW

Otáčky  $n_I = 1435$  ot/min

Hmotnost motoru  $m = 27$  kg

## 9.4 Schéma vnitřního uspořádání

Zvolené uspořádání převodovky je zobrazeno na obr. 42. Převodovka se skládá z variátoru (1), planetového převodu (2) a čelního soukolí (3).



Obr. 42 Uspořádání převodovky

## 9.5 Výpočetní část

### 9.5.1 Návrh planetového převodu

Planetový převod volím se šesti satelity ( $a_k = 6$ ) pro vyšší únosnost převodu a kompaktnost převodovky.

Počty zubů planetového soukolí volím:

$$z_1 = 28; \quad z_2 = 20$$

$$z_3 = z_1 + 2 \cdot z_2 = 28 + 2 \cdot 20 = 68$$

Kontrola smontovatelnosti:

$$z_1 + z_3 = k \cdot a_k$$

$$28 + 68 = 16 \cdot 6 \Rightarrow \text{Lze smontovat}$$

Výpočet modulu:

Materiál centrálního kola a satelitů volím 32CrMoV9 (ekv. ČSN 15 241)

Materiál korunového kola volím ČSN 42 2660 – litá ocel

$$m_1 = 0,86 \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{6} \cdot Mk_4}{\psi \cdot c \cdot z_2} = 0,86 \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{6} \cdot 3000000}{20 \cdot 6,4 \cdot 20} = 4,98 \Rightarrow \text{Volím } 5 \text{ mm}$$

Základní rozměry ozubených kol:

$$b = \psi \cdot m_1 = 20 \cdot 5 = 100 \text{ mm}$$

$$h_A = m_1 = 5 \text{ mm}$$

$$h_f = 1,25 \cdot m_1 = 1,25 \cdot 5 = 6,25 \text{ mm}$$

$$D_1 = m_1 \cdot z_1 = 5 \cdot 28 = 140 \text{ mm}$$

$$D_2 = m_1 \cdot z_2 = 5 \cdot 20 = 100 \text{ mm}$$

$$D_3 = m_1 \cdot z_3 = 5 \cdot 68 = 340 \text{ mm}$$

$$D_{A1} = D_1 + 2m_1 = 140 + 2 \cdot 5 = 150 \text{ mm}$$

$$D_{A2} = D_2 + 2m_1 = 100 + 2 \cdot 5 = 110 \text{ mm}$$

$$D_{A3} = D_3 - 2,25m_1 = 340 - 2,25 \cdot 5 = 328,75 \text{ mm}$$

$$D_{f1} = D_1 - 2,25m_1 = 140 - 2,25 \cdot 5 = 128,75 \text{ mm}$$

$$D_{f2} = D_2 - 2,25m_1 = 100 - 2,25 \cdot 5 = 88,75 \text{ mm}$$

$$D_{f3} = D_3 + 2m_1 = 340 + 2 \cdot 5 = 350 \text{ mm}$$

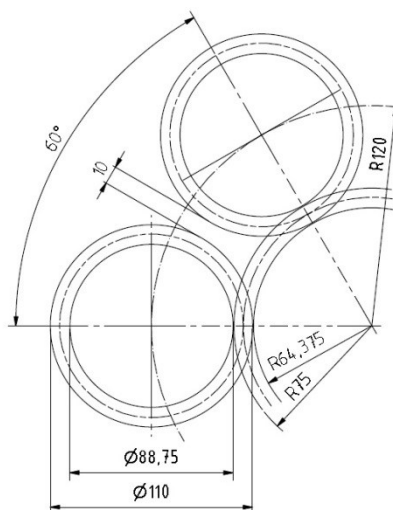
Osová vzdálenost satelitu a centr. kola:

$$a_{w1} = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{140 + 100}{2} = 120 \text{ mm}$$

Roztečný průměr unašeče:

$$D_u = 2 \cdot a_{w1} = 2 \cdot 120 = 240 \text{ mm}$$

Kontrola vzdálenosti mezi sousedními satelity byla provedena graficky náčrtem hlavových kružnic ve 3D softwaru Autodesk Inventor. Vůle sousedních satelitů je 10 mm, což je naprosto postačující.



Obr. 43 Kontrola vůle mezi satelity

Výpočet sil v ozubení:

$$F_{OZ1} = \frac{2 \cdot M_{k4}}{6 \cdot D_u} = \frac{2 \cdot 3000}{6 \cdot 0,24} = 4167 \text{ N}$$

Kontrola na ohyb a otlačení:

ohyb:

$$\text{centrální kolo} \quad c_{o1} = \frac{\sigma_{Do1} \cdot r_{o1}}{y_{o1}} = \frac{225 \cdot 0,2}{5,5} = 8,29$$

$$\text{satelit} \quad c_{o2} = \frac{\sigma_{Do2} \cdot r_{o2}}{y_{o2}} = \frac{225 \cdot 0,18}{6,5} = 6,2$$

$$\text{korunové kolo} \quad c_{o3} = \frac{\sigma_{Do3} \cdot r_{o3}}{y_{o3}} = \frac{150 \cdot 0,24}{3,8} = 9,5$$

otlačení:

$$\text{centrální kolo} \quad c_{d1} = \frac{\sigma_{Dd1} \cdot r_{d1}}{v \cdot y_{o1}} = \frac{30 \cdot 0,18}{0,869 \cdot 1,8} = 3,45$$

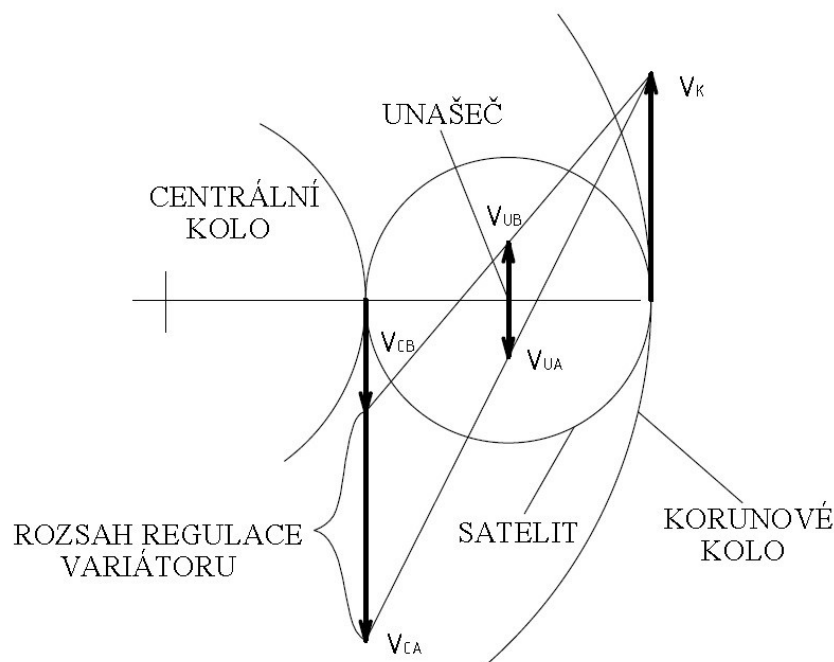
$$\text{satelit} \quad c_{d1} = \frac{\sigma_{Dd2} \cdot r_{d2}}{v \cdot y_{o2}} = \frac{30 \cdot 0,16}{0,869 \cdot 1,4} = 3,945$$

$$\text{korunové kolo} \quad c_{d3} = \frac{\sigma_{Dd3} \cdot r_{d3}}{v \cdot y_{o3}} = \frac{25 \cdot 0,23}{0,869 \cdot 0,7} = 9,45$$

$$F_D = c_{min} \cdot \psi \cdot m^2 \cdot \pi = 3,45 \cdot 20 \cdot 5^2 \cdot \pi = 5419 \text{ N}$$

$$F_D \geq F_{OZ1} \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

### 9.5.2 Volba převodových poměrů variátoru a čelního soukolí



Obr. 44 Schéma obvodových rychlostí

Rozdíl obvodových rychlostí centrálního a korunového kola planetového soukolí určuje výslednou rychlost a směr otáčení unašeče (obr. 44).

Potřebný rozsah převodového poměru variátoru  $i_{var} = 0,3125 \div 3,2$  (stanoveno iteračním způsobem)

Obvodové rychlosti centrálního kola:

$$v_{cA} = \frac{n_1 \cdot \pi \cdot D_1}{2 \cdot i_{varA}} = \frac{1435 \cdot \pi \cdot 0,14}{2 \cdot 0,3125} = 98,5 \text{ m/min}$$

$$v_{cB} = \frac{n_1 \cdot \pi \cdot D_1}{2 \cdot i_{varB}} = \frac{1435 \cdot \pi \cdot 0,14}{2 \cdot 3,2} = 1010 \text{ m/min}$$

Potřebná obvodová rychlost unašeče:

$$v_u = n_u \cdot \pi \cdot \frac{D_u}{2}$$

$$v_{uA}' = 600 \cdot \pi \cdot \frac{0,24}{2} = 226,2 \text{ m/min}$$

$$v_{uB}' = -600 \cdot \pi \cdot \frac{0,24}{2} = -226,2 \text{ m/min}$$

Obvodová rychlost korunového kola:

Potřebný převodový poměr čelního soukolí  $i_2 = 1,38$  (stanoveno iteračním způsobem)

$$v_k = \frac{n_1 \cdot \pi \cdot D_3}{2 \cdot i_2} = \frac{1435 \cdot \pi \cdot 0,34}{2 \cdot 1,38} = 555,4 \text{ m/min}$$

Skutečná obvodová rychlost unašeče:

$$v_{uA} = \frac{v_{cA} - v_k}{2} = \frac{98,5 - 555,4}{2} = -228,3 \text{ m/min}$$

$$v_{uB} = \frac{v_{cB} - v_k}{2} = \frac{1010 - 555,4}{2} = 227,3 \text{ m/min}$$

$v_{uA} > v_{uA}'$ ,  $v_{uB} > v_{uB}'$   $\Rightarrow$  Skutečná obvodová rychlost je vyšší než požadovaná, rozsah výstupních otáček bude v daném uspořádání dodržen.

Dělení výkonu na hřídelích:

Výkon přinášeny vstupním hřídelem se dělí do dvou větví, do variátoru a čelního soukolí. V planetovém soukolí se tok výkonu následně spojuje a unašečem je přenášén na výstupní hřídel a ke spojce. Poměr velikostí výkonů na hřídelích se mění v závislosti na aktuálním

převodovém poměru variátoru. Pro usnadnění výpočtu zavádím zjednodušující předpoklad, že se výkon dělí podle převodového poměru variátoru. Součásti dimenzuji na maximální momenty, které vznikají v krajních polohách variátoru.

Převodový poměr variátoru:

$$\text{A) „Dorychla“} \quad 1 : 0,3125$$

$$\text{B) „Dopomala“} \quad 1 : 3,2$$

Krouticí moment na vstupním hřídeli:

$$M_k = \frac{P_{SKUT}}{2\pi n} = \frac{3360}{2 \cdot \pi \cdot 23,9} = 22,35 \text{ Nm}$$

Dělení přenášeného výkonu:

$$P_{2A} = \frac{3,36}{1 + 0,3125} \cdot 0,3125 = 0,79 \text{ kW}$$

$$P_{3A} = \frac{3,36}{1 + 0,3125} \cdot 1 = 2,56 \text{ kW}$$

$$P_{2B} = \frac{3,36}{1 + 3,2} \cdot 3,2 = 2,56 \text{ kW}$$

$$P_{3B} = \frac{3,36}{1 + 3,2} \cdot 1 = 0,79 \text{ kW}$$

Maximální krouticí momenty:

Předlohová hřídel:

$$M_{k_2} = \frac{P_{2B}}{2\pi n_{2B}} = \frac{2560}{2 \cdot \pi \cdot 7,47} = 54,5 \text{ Nm}$$

Vstupní hřídel pod ozubeným kolem:

$$M_{k_3} = \frac{P_{SKUT}}{2\pi n} = \frac{2560}{2 \cdot \pi \cdot 23,9} = 17,04 \text{ Nm}$$

### 9.5.3 Návrh čelního soukolí

Volím  $z_1 = 91$

$$z_5 = z_4 \cdot i_2 = 94 \cdot 1,38 = 125,6 \Rightarrow 126$$

Materiál kola: litá ocel ČSN 42 2660

Materiál pastorku: tvárná litina ČSN 42 2305

$$m_2 = 0,86 \cdot \sqrt[3]{\frac{Mk_2}{\psi \cdot c \cdot z_2}} = 0,86 \cdot \sqrt[3]{\frac{17030}{20 \cdot 4 \cdot 91}} = 1,14 \text{ mm}$$

Z konstrukčních důvodů volím  $m_2 = 3 \text{ mm}$  pro dosažení potřebné osové vzdálenosti pro kotouče variátoru.

Základní rozměry ozubených kol:

$$b = \psi \cdot m_2 = 20 \cdot 3 = 60 \text{ mm}$$

Volím  $b = 30 \text{ mm}$  z důvodu většího zvoleného modulu

$$h_A = m_2 = 5 \text{ mm}$$

$$h_f = 1,25 \cdot m_2 = 1,25 \cdot 3 = 6,25 \text{ mm}$$

$$D_4 = m_2 \cdot z_1 = 3 \cdot 91 = 273 \text{ mm}$$

$$D_5 = m_2 \cdot z_2 = 3 \cdot 126 = 378 \text{ mm}$$

$$D_{A4} = D_4 + 2m_2 = 273 + 2 \cdot 3 = 279 \text{ mm}$$

$$D_{A5} = D_5 + 2m_2 = 378 + 2 \cdot 3 = 384 \text{ mm}$$

$$D_{f4} = D_4 - 2,25m_2 = 273 - 2,25 \cdot 3 = 266,25 \text{ mm}$$

$$D_{f5} = D_5 - 2,25m_2 = 378 - 2,25 \cdot 3 = 371,25 \text{ mm}$$

Osová vzdálenost:

$$a_{w2} = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{273 + 378}{2} = 325,5 \text{ mm}$$

Výpočet sil v ozubení:

$$F_{Oz2} = \frac{2 \cdot M_{k2}}{D_4} = \frac{2 \cdot 17,03}{0,273} = 124,7 \text{ N}$$

Kontrola na ohyb a otláčení:

ohyb:

$$\text{pastorek} \quad c_{o1} = \frac{\sigma_{Do1} \cdot r_{o1}}{y_{o1}} = \frac{60 \cdot 0,22}{3,6} = 3,67$$

$$\text{kolo} \quad c_{o2} = \frac{\sigma_{Do2} \cdot r_{o2}}{y_{o2}} = \frac{150 \cdot 0,24}{3,5} = 10,28$$

otlačení:

$$\text{pastorek} \quad c_{d1} = \frac{\sigma_{Dd1} \cdot r_{d1}}{v \cdot y_{o1}} = \frac{15 \cdot 0,6}{0,787 \cdot 1,8} = 6,35$$

$$\text{kolo} \quad c_{d2} = \frac{\sigma_{Dd2} \cdot r_{d2}}{v \cdot y_{o2}} = \frac{25 \cdot 0,5}{0,787 \cdot 1,4} = 11,34$$

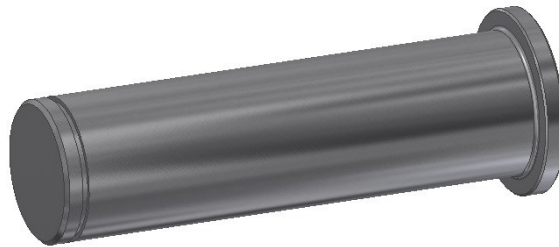


$$F_D = c_{min} \cdot \psi \cdot m^2 \cdot \pi = 3,67 \cdot 4 \cdot 3^2 \cdot \pi = 415N$$

$$F_D \geq F_{OZ1} \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

#### 9.5.4 Návrh nosných čepů satelitů

Materiál čepu volím ocel E295 (ekv. ČSN 11 500)  $\sigma_{OD} = 240 \text{ MPa}$



Obr. 45 Nosný čep satelitu

Síla na jeden čep:

$$F = \frac{2 \cdot Mk}{6 \cdot D_u} = \frac{3000}{3 \cdot 0,24} = 4167 \text{ N}$$

Ohybový moment:

$$M_o = F \cdot a = 4167 \cdot 55 = 229185 \text{ Nmm}$$

Výpočet minimálního průměru:

$$d_{\check{c}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_o}{\pi \cdot \sigma_{OD}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 229185}{\pi \cdot 240}} = 21,3 \text{ mm} \Rightarrow \text{Volím } 35 \text{ mm}$$

Volba ložisek satelitů:

Otáčky satelitu při nejvyšším zatížení:

$$n_s = \frac{v_k}{\pi \cdot D_2} = \frac{555}{\pi \cdot 0,1 \cdot 60} = 29,5 \text{ ot/s}$$

$$C = F \cdot \sqrt[3]{\frac{L_H \cdot n_s \cdot 3,6}{1000}} = 2083 \cdot \sqrt[3]{\frac{50000 \cdot 29,5 \cdot 3,6}{1000}} = 36320 \text{ N}$$

Volím válečkové ložisko NUP 2207 ČSN 02 4670

### 9.5.5 Návrh variátoru

Součinitel tření ocel - ocel mastná  $f = (0,03 - 0,09)$

Bezpečnostní koeficient proti prokluzu volím  $k = 1,6$

Rozměry řemenice:

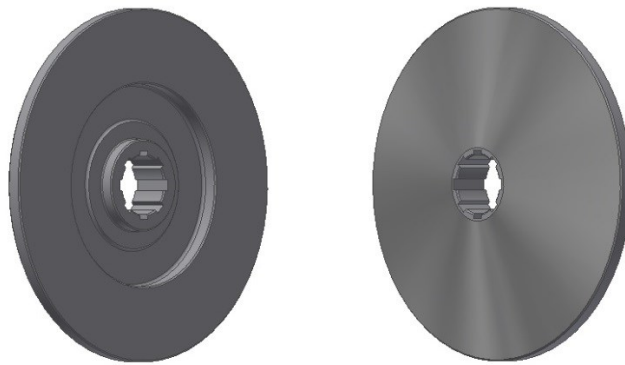
$$\alpha = 22^\circ$$

Volím  $d_{MIN} = 70 \text{ mm}$

$$d_{MAX} = d_{MIN} \cdot i_{VAR} = 3,2 \cdot 70 = 224 \text{ mm}$$

$$d_{ST} = \frac{d_{MAX} + d_{MIN}}{2} = \frac{224 + 70}{2} = 147 \text{ mm}$$

Vnější průměr řemenice volím 250 mm

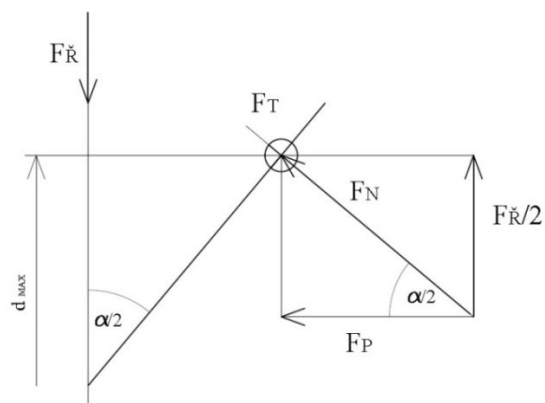


Obr. 46 Pohled na kotouče variátoru

Moment přenášený jednou řemenicí povýšený bezp. koeficientem:

$$M_{\check{R}} = \frac{Mk_2}{2} \cdot k = \frac{54,5}{2} \cdot 1,6 = 43,6 \text{ Nm}$$

Výpočet sil působících na řemenici:



Obr. 47 Zobrazení sil působících na řemenici

$$M_{\check{R}} = F_T \cdot \frac{D_s}{2}$$

$$M_{\check{R}} = F_N \cdot f \cdot \frac{D_s}{2}$$

$$F_T = \frac{M_{\check{R}}}{d_{MAX}} = \frac{43,6}{0,224} = 194,6 \text{ N}$$

$$F_N = \frac{F_T}{f} = \frac{194,6}{0,03} = 6488 \text{ N}$$

$$F_{\check{R}} = 2 \cdot F_N \cdot \sin \frac{\alpha}{2} = 2 \cdot 6488 \cdot \sin \frac{22}{2} = 2476 \text{ N}$$

$$F_P = F_N \cdot \cos \frac{\alpha}{2} = 6488 \cdot \cos \frac{22}{2} = 6369 \text{ N}$$

Volba ložisek v řemenicích:

$$P_R = X \cdot F_R + Y \cdot F_A = 0,41 \cdot 0 + 0,87 \cdot 6369 = 5540 \text{ N}$$

$$C = P_R \cdot \sqrt[3]{\frac{L_H \cdot n_s \cdot 3,6}{1000}} = 5540 \cdot \sqrt[3]{\frac{50000 \cdot 76,5 \cdot 3,6}{1000}} = 132807 \text{ N}$$

Volím kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem SKF 7313 ACCBM dle ČSN 02 4645

Variátorový řemen:

Délka řetězu:

$$L = \pi \cdot d_{ST} + 2 \cdot a_{w2} = \pi \cdot 147 + 2 \cdot 325,5 = 1112,8 \text{ mm} \Rightarrow \text{Volím } 1100 \text{ mm}$$

Volím řetěz s kovovými lamelami pro automobilové CVT převodovky BOSCH CH066

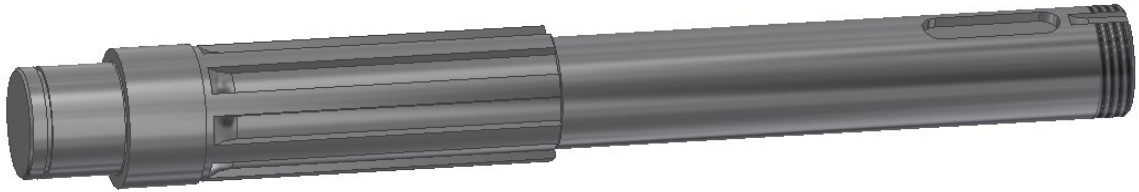
šířka 30 mm, délka 1100mm

(Výrobce udává momentovou zatížitelnost řetězu až 250 Nm)

### 9.5.6 Výpočet předlohového hřídele

Materiál hřídele volím C45 (ekv. ČSN 12 050)

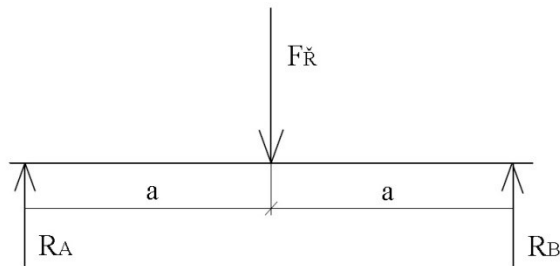
$$\tau_{KD} = 80 \text{ MPa} \quad p_D = 80 \text{ MPa}$$



Obr. 48 Předlohový hřídel

Síly na hřídeli:

$$a = 90 \text{ mm}$$



Obr. 49 Síly na hřídeli

$$R_A = R_B = \frac{F_{\dot{R}}}{2} = \frac{2476}{2} = 1238 \text{ N}$$

$$M_{O_{MAX}} = F_{\dot{R}} \cdot a = 1238 \cdot 0,09 = 111,4 \text{ Nm}$$

$$M_{O_{RED}} = \sqrt{M_O^2 + 0,75 \cdot M_{k_2}^2} = \sqrt{111,4^2 + 0,75 \cdot 54,5^2} = 121,1 \text{ Nm}$$

Výpočet průměru:

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{O_{RED}}}{\pi \cdot \tau_{KD}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 121100}{\pi \cdot 80}} = 24,9 \text{ mm} \Rightarrow \text{Volím } 42 \text{ mm}$$

Drážkování v kotoučích variátoru:

Volím rovnoboké drážkování 8x42x48 dle ČSN ISO 14

$$l_{MIN} = \frac{2 \cdot \frac{M_{k_2}}{2}}{i \cdot p_D \cdot 0,75 \cdot D_{S_2} \cdot h} = \frac{54500}{8 \cdot 80 \cdot 0,75 \cdot 45 \cdot 3} = 0,84 \text{ mm}$$

Volba ložisek:

$$C = R_A \cdot \sqrt[3]{\frac{L_H \cdot n_s \cdot 3,6}{1000}} = 1238 \cdot \sqrt[3]{\frac{50000 \cdot 76,5 \cdot 3,6}{1000}} = 29673 \text{ N}$$

Volím kuličkové ložisko 6408 dle ČSN 02 4630

Kontrola vrubů:

$$\tau_{DC} = 165 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{DOC} = 275 \text{ MPa}$$

Drážkování:

$$\beta_\sigma = 2,36$$

$$M_o = R_A \cdot a = 1238 \cdot 0,09 = 111,4 \text{ Nm}$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{\frac{\pi \cdot d_2^3}{32}} = \frac{111400}{\frac{\pi \cdot 42^3}{32}} = 15,32 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{Mk}{Wk} = \frac{Mk}{\frac{\pi \cdot d_2^3}{16}} = \frac{54500}{\frac{\pi \cdot 42^3}{16}} = 3,75 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau^2}$$

$$\sigma_r = \sqrt{15,32^2 + 3 \cdot 3,75^2} = 16,64 \text{ MPa}$$

$$\sigma_l = \sigma_r \cdot \beta_\sigma = 16,64 \cdot 2,36 = 39,3 \text{ MPa}$$

$$K_l = \frac{\sigma_{DOC} \cdot \kappa_\sigma}{\sigma_l} = \frac{275 \cdot 0,78}{39,3} = 5,46$$

Drážka pro pero:

$$\beta_\tau = 1,5$$

$$\tau_{II} = \tau \cdot \beta_\tau = 3,75 \cdot 1,5 = 5,62 \text{ MPa}$$

$$K_{II} = \frac{\tau_{DC} \cdot \kappa_\tau}{\tau_{II}} = \frac{165 \cdot 0,78}{5,62} = 22,9$$

Změna průřezu:

$$\beta_\sigma = 1,3$$

$$M_o = R_A \cdot x = 1238 \cdot 0,014 = 17,3 \text{ Nm}$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{\frac{\pi \cdot d_2^3}{32}} = \frac{17300}{\frac{\pi \cdot 40^3}{32}} = 2,76 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{III} = \sigma_o \cdot \beta_\sigma = 2,76 \cdot 1,3 = 3,59 \text{ MPa}$$

$$K_{III} = \frac{\sigma_{DOC} \cdot \kappa_\sigma}{\sigma_{III}} = \frac{275 \cdot 0,78}{3,59} = 59,8$$

### 9.5.7 Výpočet vstupního hřídele

Materiál hřídele volím C45 (ekv. ČSN 12 050)

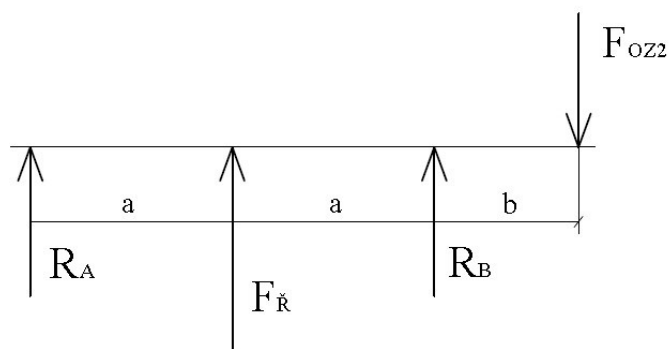
$$\tau_{KD} = 80 \text{ MPa}$$



Obr. 50 Vstupní hřídel

Síly na hřídeli:

$$a = 90 \text{ mm} \quad b = 70 \text{ mm}$$



Obr. 51 Síly na hřídeli

$$\sum F_y = 0 \quad R_A + F_{\check{R}} + R_B - F_{OZ2} = 0$$

$$\sum M_A = 0 \quad F_{\check{R}} \cdot a + R_B \cdot 2a - F_{OZ2} \cdot (2a + b) = 0$$

$$R_B = \frac{F_{OZ2} \cdot (2a + b) - F_{\check{R}} \cdot a}{2a} = \frac{124,7 \cdot (2 \cdot 0,09 + 0,07) - 2476 \cdot 0,09}{2 \cdot 0,09} = -1064 \text{ N}$$

$$R_A = F_{OZZ} - R_B - F_{\dot{R}} = 124,7 + 1064 - 2476 = -1286,5 \text{ N}$$

$$M_{O_{MAX}} = R_A \cdot a = 1286,5 \cdot 0,09 = 115,8 \text{ Nm}$$

$$M_{O_{RED}} = \sqrt{M_o^2 + 0,75 \cdot Mk_2^2} = \sqrt{115,8^2 + 0,75 \cdot 22,4^2} = 117,4 \text{ Nm}$$

Výpočet průměru:

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{O_{RED}}}{\pi \cdot \tau_{KD}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 117400}{\pi \cdot 80}} = 24,6 \text{ mm} \Rightarrow \text{Volím } 42 \text{ mm}$$

Volba ložisek:

$$C = R_A \cdot \sqrt[3]{\frac{L_H \cdot n_s \cdot 3,6}{1000}} = 1286,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{50000 \cdot 23,9 \cdot 3,6}{1000}} = 20923,5 \text{ N}$$

Volím ložisko 6408 a 6211 ČSN 02 4630

Kontrola vrubů:

$$\tau_{DC} = 165 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{DOC} = 275 \text{ MPa}$$

Drážkování:

$$\beta_\sigma = 2,36$$

$$M_o = R_A \cdot a = 1286,5 \cdot 0,09 = 115,8 \text{ Nm}$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{\frac{\pi \cdot d_2^3}{32}} = \frac{115800}{\frac{\pi \cdot 42^3}{32}} = 15,92 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{Mk}{Wk} = \frac{Mk_1}{\frac{\pi \cdot d_2^3}{16}} = \frac{22350}{\frac{\pi \cdot 42^3}{16}} = 1,54 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau^2}$$

$$\sigma_r = \sqrt{15,92^2 + 3 \cdot 1,54^2} = 16,14 \text{ MPa}$$

$$\sigma_l = \sigma_r \cdot \beta_\sigma = 16,14 \cdot 2,36 = 38,1 \text{ MPa}$$

$$K_l = \frac{\sigma_{DOC} \cdot \kappa_\sigma}{\sigma_l} = \frac{275 \cdot 0,78}{38,1} = 5,63$$

Drážka pro pero:

$$\beta_{\sigma} = 1,5$$

$$M_o = F_{OZ2} \cdot b = 124,7 \cdot 0,07 = 8,73 \text{ Nm}$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{\frac{\pi \cdot d_2^3}{32}} = \frac{8730}{\frac{\pi \cdot 40^3}{32}} = 1,38 \text{ MPa}$$

$$\tau_{II} = \frac{Mk}{Wk} = \frac{Mk_2}{\frac{\pi \cdot d_1^3}{16}} = \frac{17030}{\frac{\pi \cdot 40^3}{16}} = 1,36 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r = \sqrt{1,38^2 + 3 \cdot 1,36^2} = 2,73 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{II} = \sigma_r \cdot \beta_{\sigma} = 2,73 \cdot 1,5 = 4,1 \text{ MPa}$$

$$K_{II} = \frac{\sigma_{DOC} \cdot \kappa_{\sigma}}{\sigma_{II}} = \frac{275 \cdot 0,78}{4,1} = 52,4$$

Zápich v otvoru hřídele:

$$\beta_{\sigma} = 2,42$$

$$M_o = R_A \cdot y = 1286,5 \cdot 0,03 = 38,59 \text{ Nm}$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{\frac{\pi \cdot (D_1^3 - d_1^3)}{32}} = \frac{38590}{\frac{\pi \cdot (55^3 - 35^3)}{32}} = 3,18 \text{ MPa}$$

$$\tau_{III} = \frac{Mk}{Wk} = \frac{Mk_1}{\frac{\pi \cdot (D_1^3 - d_1^3)}{16}} = \frac{22350}{\frac{\pi \cdot (55^3 - 35^3)}{16}} = 0,92 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r = \sqrt{3,18^2 + 3 \cdot 0,92^2} = 3,59 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{III} = \sigma_r \cdot \beta_{\sigma} = 3,59 \cdot 2,42 = 8,69 \text{ MPa}$$

$$K_{III} = \frac{\sigma_{DOC} \cdot \kappa_{\sigma}}{\sigma_{III}} = \frac{275 \cdot 0,76}{8,69} = 24,1$$



### 9.5.8 Výpočet výstupního hřídele

Materiál hřídele volím E335 (ekv. ČSN 11 600)  $\tau_{KD} = 60 \text{ MPa}$   $p_D = 90 \text{ MPa}$



Obr. 52 Výstupní hřídel

Průměr hřídele:

$$d_4 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot Mk_{max}}{\pi \cdot \tau_{KD}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 3000000}{\pi \cdot 60}} = 63,4 \text{ mm} \Rightarrow \text{Volím } 72 \text{ mm}$$

Minimální délka drážkování:

$$l_{MIN} = \frac{2 \cdot Mk}{i \cdot p_D \cdot 0,75 \cdot D_{S_4} \cdot h} = \frac{2 \cdot 3000000}{10 \cdot 90 \cdot 0,75 \cdot 77 \cdot 5} = 23,1 \text{ mm}$$

Ložiska:

Síly v planetovém soukolí se vzájemně vyrušují, ložiska jsou tedy zatížena jen vlastní tíhou hřídele, unašeče, čepů a satelitů. Přibližnou hmotnost dílů jsem zjistil ze 3D modelu

$m = 44 \text{ kg}$ .

$$C = G \cdot \sqrt[3]{\frac{L_H \cdot n_u \cdot 3,6}{1000}} = 440 \cdot \sqrt[3]{\frac{50000 \cdot 10 \cdot 3,6}{1000}} = 5352 \text{ N}$$

Volím kuličkové ložisko 6018 dle ČSN 02 4630

Kontrola vrubů:

Drážka pro pojistný kroužek:

$$\tau_{DC} = 160 \text{ MPa} \quad \beta_\tau = 1,56$$

$$\tau = \frac{Mk}{Wk} = \frac{Mk}{\frac{\pi \cdot d_4^3}{16}} = \frac{3000000}{\frac{\pi \cdot 72^3}{16}} = 40,93 \text{ MPa}$$

$$\tau_I = \tau \cdot \beta_\tau = 40,93 \cdot 1,56 = 63,8 \text{ MPa}$$

$$K = \frac{\tau_{DC} \cdot \kappa_\tau}{\tau_I} = \frac{160 \cdot 0,72}{63,8} = 1,8$$

Změna průměru:

$$\beta_\tau = 1,97$$

$$\tau_{II} = \tau \cdot \beta_\tau = 40,93 \cdot 1,97 = 80,63 \text{ MPa}$$

$$K = \frac{\tau_{DC} \cdot \kappa_\tau}{\tau_{II}} = \frac{160 \cdot 0,73}{80,63} = 1,44$$

Drážkování:

$$\beta_\tau = 2,36$$

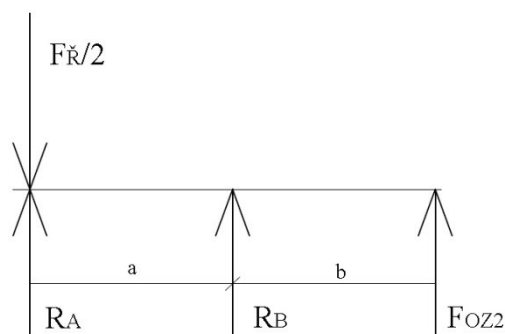
$$\tau_{III} = \tau \cdot \beta_\tau = 40,93 \cdot 2,36 = 96,6 \text{ MPa}$$

$$K = \frac{\tau_{DC} \cdot \kappa_\tau}{\tau_{III}} = \frac{160 \cdot 0,73}{96,6} = 1,21$$

### 9.5.9 Volba ložisek korunového kola



Obr. 53 Korunové kolo



Obr. 54 Síly působící na ložiska korunového kola

$$a = b = 40 \text{ mm}$$

$$\sum F_y = 0 \quad R_A + R_B - \frac{F_{\check{R}}}{2} + F_{OZ} = 0$$

$$\sum M_A = 0 \quad R_B \cdot a + F_{OZ} \cdot (a + b) = 0$$

$$R_B = \frac{-F_{OZ} \cdot (a + b)}{a} = \frac{-124,3 \cdot (0,04 + 0,04)}{0,04} = -248,6 \text{ N}$$

$$R_A = \frac{F_{\check{R}}}{2} - R_B - F_{OZ} = \frac{2476}{2} - 248,6 - 124,3 = 865,1 \text{ N}$$

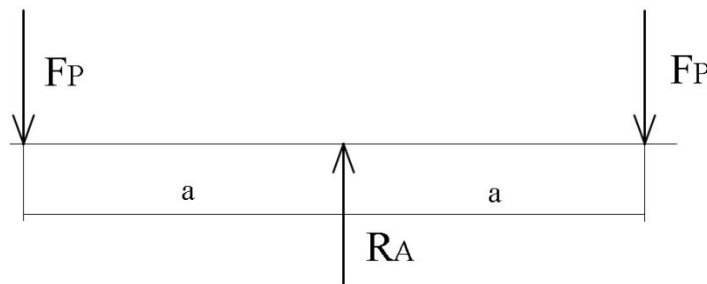
$$C = R_A \cdot \sqrt[3]{\frac{L_H \cdot n_1 \cdot 3,6}{1000}} = 865,1 \cdot \sqrt[3]{\frac{50000 \cdot 17,4 \cdot 3,6}{1000}} = 30169 \text{ N}$$

Volím kuličkové ložisko 61926 ČSN 02 4630

### 9.5.10 Návrh rozměrů ramen variátoru

Materiál ramen E335 (ekv. ČSN 11 600)

$$\sigma_{OD} = 180 \text{ MPa}$$



Obr. 55 Síly působící na ramena variátoru

Výpočet průřezu:

Průřez ramen variátoru volím obdélníkový, poměr stran  $a : b$  volím  $2 : 1$ . Úlohu lze zjednodušit na výpočet čtvercového průřezu, protože regulační ramena jsou nad sebou ve dvojicích.

$$a = \frac{a_{w2}}{2} = \frac{325,5}{2} = 162,75 \text{ mm}$$

$$M_o = F_P \cdot a = 6369 \cdot 0,16275 = 1036 \text{ Nm}$$

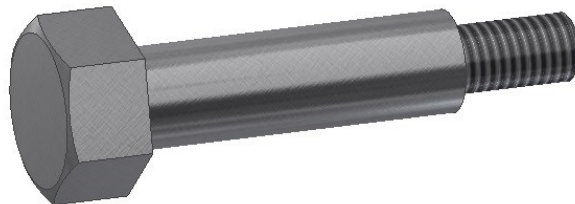
$$a = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot M_o}{\sigma_{OD}}} = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot 1036}{180}} = 32,57 \text{ mm} \Rightarrow \text{Volím } 40 \text{ mm}$$

Průřez regulačních ramen volím 20 x 40 mm

Návrh nosného čepu:

Materiál čepu

$$\tau_{DS} = 80 \text{ MPa} \quad p_D = 100 \text{ MPa}$$



Obr. 56 Nosný čep

Výpočet průměru:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot F_p}{\pi \cdot \tau_{DS}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 6369}{\pi \cdot 80}} = 10,06 \text{ mm} \Rightarrow \text{Volím } 12 \text{ mm}$$

Výpočet délky:

$$l_{min} = \frac{2 \cdot F_p}{d \cdot p_D} = \frac{2 \cdot 6369}{12 \cdot 100} = 10,6 \text{ mm}$$

Kontrola ramen v místě čepu:

$$\sigma_{DOC} = 275 \text{ MPa} \quad \alpha = 1,7$$

$$\sigma_o = \frac{\frac{1}{2} M_o}{\frac{a \cdot b^2}{6}} = \frac{3 \cdot 1036000}{20 \cdot 40^2} = 97,13 \text{ MPa}$$

$$\sigma = \sigma_o \cdot \alpha = 97,13 \cdot 1,7 = 165,1 \text{ MPa}$$

$$K_{III} = \frac{\sigma_{DOC} \cdot \kappa_\sigma}{\sigma} = \frac{275 \cdot 0,91}{165,1} = 1,5$$

Závit seřizovacího šroubu:



Obr. 57 Seřizovací šroub

$$p_D = 20 \text{ MPa}$$

$$i_{min} = \frac{2F_p}{\pi \cdot d_2 \cdot H \cdot p_D} = \frac{2 \cdot 6369}{\pi \cdot 19,513 \cdot 0,406 \cdot 20} = 25,6 \Rightarrow 26 \text{ z}$$

$$l_{min} = i \cdot s = 26 \cdot 0,75 = 19,5 \text{ mm}$$

### 9.5.11 Návrh šnekového soukolí ke krokovému motoru

Pro regulaci variátoru volím krokový motor NEMA 17 o výstupním momentu

$Mk_k = 0,23 \text{ Nm}$ , kolo globoidní, šnek jednochodý válcový.

Volím  $z_2 = 50$        $q = 12,5$

Materiál kola bronz CuSn12 (ekv. ČSN 42 3123)

Materiál šneku C45 (ekv. ČSN 12 050)

Výpočet modulu:

$$m_3 = 0,86 \cdot \sqrt[3]{\frac{Mk_k}{\psi \cdot c \cdot z_2}} = 0,86 \cdot \sqrt[3]{\frac{230}{25 \cdot 7 \cdot 1}} = 0,94 \text{ mm} \Rightarrow \text{Volím } 1 \text{ mm}$$

$$\tan \gamma = \frac{z_1}{q} = \frac{1}{12,5} = 0,08 \Rightarrow \gamma = 4,57^\circ$$

$$m_x = \frac{m_3}{\cos \gamma} = \frac{1}{\cos 4,57^\circ} = 1,0032 \text{ mm}$$

$$D_{1x} = \frac{m_x \cdot z_1}{\tan \gamma} = \frac{1,0032 \cdot 1}{\tan 4,57^\circ} = 12,55 \text{ mm}$$

$$D_{2x} = m_x \cdot z_2 = 1,0032 \cdot 50 = 50,16 \text{ mm}$$

$$\tan \varphi = \frac{f}{\cos \alpha_n} = \frac{0,056}{\cos 20^\circ} = 3,41^\circ$$

Síly v ozubení:

$$F_{O1} = F_{A2} \quad F_{O2} = F_{A1}$$

$$F_{O1} = \frac{2 \cdot M k_k}{D_1} = \frac{2 \cdot 230}{12,55} = 36,6 \text{ N}$$

$$F_{O2} = \frac{F_{O1}}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)} = \frac{36,6}{\operatorname{tg}(3,41 + 4,57)} = 261,1 \text{ N}$$

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{O2} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_n \cdot \cos \varphi}{\cos(\gamma + \varphi)} = 261,1 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos 3,41^\circ}{\cos(3,41 + 4,57)} = 95,8 \text{ N}$$

$$F_{V1} = \sqrt{F_{O1}^2 + F_{r1}^2} = \sqrt{36,6^2 + 95,8^2} = 102,5 \text{ N}$$

$$F_{V24} = \sqrt{F_{O2}^2 + F_{r2}^2} = \sqrt{261,1^2 + 95,8^2} = 278,1 \text{ N}$$

Základní rozměry soukolí:

Šnek:

$$h_f = m_n + c_A = 10,198 + 1,703 = 11,901 \text{ mm}$$

$$D_1 = q \cdot m_3 = 12,5 \cdot 1 = 12,5 \text{ mm}$$

$$D_{A1} = D_1 + 2m_3 = 12,5 + 2 \cdot 1 = 14,5 \text{ mm}$$

$$D_{f1} = D_1 - 2m_3 \cdot (1 + c) = 12,5 - 2 \cdot 1 \cdot (1 + 0,2) = 10,1 \text{ mm}$$

$$b_1 = 2,5 \cdot m_3 \cdot \sqrt{z_2 + 1} = 2,5 \cdot 1 \cdot \sqrt{50 + 1} = 17,8 \Rightarrow 18 \text{ mm}$$

Kolo:

$$D_2 = m_3 \cdot z_1 = 1 \cdot 50 = 50 \text{ mm}$$

$$D_{A2} = D_2 + 2m_3 = 50 + 2 \cdot 1 = 52 \text{ mm}$$

$$D_{f2} = D_2 - 2m_3 \cdot (1 + c) = 50 - 2 \cdot 1 \cdot (1 + 0,2) = 47,6 \text{ mm}$$

$$b_2 = 2m_3 \cdot (0,5 + \sqrt{(q+1)}) = 2 \cdot 1 \cdot (0,5 + \sqrt{8+1}) = 7 \text{ mm}$$

Osová vzdálenost:

$$a_{w3} = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{12,5 + 50}{2} = 31,25 \text{ mm}$$

### 9.5.12 Pojistná spojka

Bezpečnost volím  $k = 1,1$

$$D_s = (2 \div 2,5)d_4 \rightarrow \text{Předběžně volím } D_s = 160 \text{ mm}$$

Volím 4 kolíky, materiál automatová ocel 10S20 (ekv. ČSN 11 110)

$$\tau_{pt} = 375 \text{ MPa} \quad p_D = 100 \text{ MPa}$$

Maximální přenášený moment:

$$Mk_{MAX} = Mk_4 \cdot k = 3000 \cdot 1,1 = 3300 \text{ Nm}$$

Střížná síla na jeden kolík:

$$F_K = \frac{2 \cdot M_K}{D_s \cdot i} = \frac{2 \cdot 3300}{0,16 \cdot 4} = 10313 \text{ N}$$

$$\tau_{pt} = \frac{F_K}{S} \Rightarrow d_K = \sqrt{\frac{4 \cdot F_K}{\pi \cdot \tau_{pt}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 10313}{\pi \cdot 375}} = 5,9 \text{ mm}$$

Skutečný průměr roztečné kružnice střížných kolíků:

$$D_{SKUT} = \frac{2 \cdot Mk_{MAX}}{i \cdot \tau_{pt} \cdot \pi \cdot d_K^2} = \frac{2 \cdot 3300000}{4 \cdot 375 \cdot \pi \cdot 6^2} = 155,6 \text{ mm}$$

Délka kolíku:

$$l = \frac{F_K}{p_D \cdot d_K} = \frac{10313}{90 \cdot 6} = 19,2 \text{ mm}$$

Volím 4x nezakalený kolík 6 x 36 B dle ČSN EN ISO 02 2338

### 9.5.13 Další součásti

Zajištění polohy součástí:

Poloha jednotlivých součástí je zajištěna pojistnými kroužky pro hřídele a pro ložiska, pojistnými maticemi s podložkou a šroubem s podložkou. Jednotlivé typy vycházejí z rozměrů zajišťovaných součástí a jsou uvedeny v kusovníku, který je přílohou této práce.

Olej:

Pro mazání převodovky volím převodový olej Ravenol ATF CVT, Fluid vhodný pro variátory. Plnění převodovky do úrovně olejoznaku.

Těsnící prvky:

Těsnění dělicí roviny převodovky řešeno silikonovým tmelem, těsnění hřídelů provedeno O-kroužky a břitovými těsněními. Materiál pryžových těsnění volím pryž NBR70 odolná vůči olejům.

## O-kroužky:

Rubena 13x3 NBR70

Rubena 78x3 NBR70

## Břítová hřídelová těsnění Gufero:

G 10x19x7 NBR70

G 52x68x8 NBR70

GP 85x110x12NBR70



## ZÁVĚR

Navrhl jsem hnací jednotku pro pohon průmyslového zařízení dle zadaných parametrů. Rozměry součástí jsem volil na základě pevnostních výpočtů s ohledem na vliv cyklického namáhání a vliv vrubů, zohlednil jsem rizika spojená s poddimenzováním součástí.

Pro pohon hnací jednotky jsem zvolil třífázový asynchronní motor s kotvou nakrátko s vyšší účinností od výrobce Siemens. Motor je v provedení s malou přírubou, které jsou přizpůsobeny připojovací rozměry odlévané skříně. Pro kompaktnost hnací jednotky jsem navrhl dutý vstupní hřídel, který současně plní funkci spojky a hnací jednotka je tak menší.

K regulaci rychlosti jsem zvolil krokový motor od výrobce Nema, který bude ovládán řídicí jednotkou umožňující nastavení otáček, rozjezdový režim, ochranu před přetížením elektromotoru apod. Krokový motor je připojen k víčku a namontován do hnací jednotky.

Variátor jsem navrhl řetězový s kalenými ocelovými kotouči. Z důvodu vysokých otáček variátoru, potřebných pro získání požadovaného rozsahu výstupních otáček, jsem přistoupil k volbě řetězu s kovovými lamelami pro automobilové převodovky CVT od výrobce Bosch.

Trvanlivost ložisek jsem zvolil  $L_H = 50\,000$  hod. pro průmyslové použití hnací jednotky. Ložiska jsou dimenzována tak, aby vydržela stanovenou trvanlivost i při trvalém nejvyšším provozním zatížení.

Pro ochranu hnací jednotky před přetížením jsem zvolil pojistnou kotoučovou spojku se střížnými kolíky, k jejichž přestříhnutí dojde při přetížení o 10%. Kolíky je pak nutno vyměnit za nové.

Při návrhu hnací jednotky jsem předpokládal malosériovou výrobu, a proto jsem zvolil výrobu polotovaru unašeče a čelního soukolí odléváním, zápusťkové kování by bylo výrazně nákladnější. Nenormalizované součásti jsem navrhoval tak, aby strojní čas, potřebný k jejich výrobě, byl co nejkratší. Vzhledem k tomu, že hnací jednotka bude po celou dobu provozu umístěna ve výrobní hale, jsem z důvodů zjednodušení výroby některé součásti neodlehčoval.

Hnací jednotku jsem navrhl tak, aby byla vhodná pro průmyslové použití. V maximální možné míře jsem volil normalizované součásti (spojovací materiál, ložiska, pojistné kroužky) a běžné polotovary pro snížení výrobních nákladů a snadnou údržbu zařízení. Při návrhu jsem aplikoval znalosti získané při studiu, dbal doporučení uvedených v odborné literatu-

tuře a rad vedoucího práce. Rovněž jsem čerpal konstrukční možnosti z obrázků a výkresů podobných zařízení. V případech, kdy nebyly konstrukční možnosti dohledatelné, jsem volil vlastní řešení s jistou mírou předimenzování.

Výstupem praktické části práce je výkresová dokumentace sestavy hnací jednotky a ne-normalizovaných součástí, která je uvedena v příloze této práce.

**SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY**

- [1] PEŠÍK, Lubomír. *Části strojů: stručný přehled*. 4. dopl. vyd. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2010. ISBN 978-80-7372-573-0.
- [2] KOCHMAN, Josef a Alfred BOLEK. *Části strojů*. 5. přeprac. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1990. ISBN 80-03-00426-8
- [3] VOLEK, František. *Základy konstruování a části strojů I*. 1. vyd. Zlín: Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, 2009, 167 s. ISBN 978-80-7318-654-8
- [4] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: mechanické převody*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1999, 174 s. ISBN 8001019349.
- [5] SVOBODA, Jiří. *Planetové převody*. 2. vyd. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1998, 90 s. ISBN 8001032450
- [6] JANČÍK, Luděk a Jiří ZÝMA. *Části a mechanismy strojů*. 2. vyd. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1996. ISBN 80-01-02891-7
- [7] SOBEK, Evžen a kolektiv. *Základy konstruování: návody pro konstrukční cvičení*. 6. přeprac. vyd., V Akademickém nakladatelství CERM 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004. ISBN 80-7204-331-5
- [8] BARTOŠ, Václav a kolektiv. *Elektrické stroje*. 1. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2006, 140 s. ISBN 80-7043-444-9
- [9] LEINVEBER, Jan a Pavel Vávra. *Strojnické tabulky*. 4. dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7

**SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK**

$a$	mm	délka ramene
$a_k$	-	počet satelitů
$a_w$	mm	osová vzdálenost
$b$	mm	délka ramene
$C$	N	dynamické zatížení
$c_o$	-	součinitel
$c_d$	-	součinitel
$D$	mm	průměr roztečné kružnice
$D_a$	mm	průměr hlavové kružnice
$D_f$	mm	průměr patní kružnice
$D_s$	mm	střední průměr
$D_u$	mm	průměr rozt. kružnice unašeče
$d_{\xi}$	mm	průměr čepu
$d_k$	mm	průměr střižného kolíku
$d_{\min}$	mm	min. průměr řemenice
$d_{\max}$	mm	max. průměr řemenice
$d_{ST}$	mm	střední průměr řemenice
$f$	-	součinitel tření
$F_A$	N	axiální síla
$F_D$	N	dovolené zatížení v ozubení
$F_k$	N	síla na střižný kolík
$F_N$	N	normálová síla
$F_p$	N	přítlačná síla
$F_R$	N	radikální síla
$F_{\check{R}}$	N	síla od řemene

$F_T$	N	třecí síla
$F_{oz}$	N	síla v ozubení
G	N	tíhová síla
h	mm	hloubka drážky
$h_a$	mm	výška hlavy zubu
$h_f$	mm	výška paty zubu
i	-	počet drážek
$i_{VAR}$	-	převodový poměr variátoru
$i_2$	-	převodový poměr čelního soukolí
K	-	bezpečnost
k	-	bezpečnostní koeficient
l	mm	délka
L	mm	délka řemene
$L_H$	hod	trvanlivost
$M_k$	Nm	kroučící moment
$M_o$	Nm	ohybový moment
$M_{o_{red}}$	Nm	redukovaný moment
$M_{\dot{R}}$	Nm	moment na řemenici
m	mm	modul
n	$\text{min}^{-1}$	otáčky
P	kW	výkon
$P_R$	N	ekvivalentní zatížení
$P_{SKUT}$	kW	skutečný výkon
$p_D$	MPa	dovolený tlak
q	-	součinitel průměru šneku

$R_A$	N	reakční síla
$R_B$	N	reakční síla
$v_c$	m/min	obvodová rychlost centrálního kola
$v_k$	m/min	obvodová rychlost korunového kola
$v_u$	m/min	obvodová rychlost unašeče
$X$	-	koeficient z katalogu
$x$	mm	vzdálenost
$Y$	-	koeficient z katalogu
$y$	mm	vzdálenost
$y_o$	-	tvarový součinitel
$y_d$	-	tvarový součinitel
$z$	-	počet zubů
$\alpha$	°	úhel řemene
$\beta_\sigma$	-	vrubový součinitel pro ohyb
$\beta_\tau$	-	vrubový součinitel pro krut
$\gamma$	°	úhel šneku
$\eta_m$	-	účinnost elektromotoru
$\sigma_{DOC}$	MPa	mez únavy v ohybu
$\sigma_{Do}$	MPa	dovolené napětí zubu v ohybu
$\sigma_{Dd}$	MPa	dovolený tlak v ozubení
$\sigma_\tau$	MPa	redukováné napětí
$\tau_{pt}$	MPa	mez pevnosti ve smyku
$\tau_{DC}$	MPa	mez únavy v krutu
$\tau_{KD}$	MPa	dovolené napětí v krutu
$\varphi$	°	třecí úhel
$\psi$	-	součinitel poměrné šířky

## SEZNAM OBRÁZKŮ

<i>Obr. 1 Čelní třecí převod [3]</i> .....	12
<i>Obr. 2 Kuželové třecí soukolí [3]</i> .....	13
<i>Obr. 3 Řemenový převod [3]</i> .....	13
<i>Obr. 4 Různá provedení řemenů [4]</i> .....	14
<i>Obr. 5 Převod ozubeným řemenem [1]</i> .....	14
<i>Obr. 6 Řetězový převod s válečkovým řetězem [1]</i> .....	15
<i>Obr. 7 Příklady provedení řetězů [3]</i> .....	15
<i>Obr. 8 Ukázka typů ozubených kol [6]</i> .....	16
<i>Obr. 9 Soukolí s přímými zuby [1]</i> .....	17
<i>Obr. 10 Soukolí se šikmými zuby [1]</i> .....	17
<i>Obr. 11 Kuželové soukolí [1]</i> .....	18
<i>Obr. 12 Šroubové soukolí [1]</i> .....	19
<i>Obr. 13 Typy šnekových soukolí [1]</i> .....	19
<i>Obr. 14 Diferenciál [1]</i> .....	20
<i>Obr. 15 Planetové soukolí [1]</i> .....	21
<i>Obr. 16 Planetové soukolí s dvojitým satelitem [5]</i> .....	21
<i>Obr. 17 Převodovka Wilson [5]</i> .....	22
<i>Obr. 18 Soukolí pracující jako diferenciál [5]</i> .....	22
<i>Obr. 19 Diferenciální převod s variátorem [5]</i> .....	23
<i>Obr. 20 Diferenciální převod s hydrodynamickým měničem [5]</i> .....	23
<i>Obr. 21 Mezní počet satelitů [1]</i> .....	24
<i>Obr. 22 Rozměry satelitů [1]</i> .....	25
<i>Obr. 23 Řemenový variátor [6]</i> .....	27
<i>Obr. 24 Řetězový variátor [6]</i> .....	27
<i>Obr. 25 Deskový variátor [3]</i> .....	28
<i>Obr. 26 Kuželový variátor [3]</i> .....	28
<i>Obr. 27 Hřídel namáhaný ohybovým a krouticím momentem [3]</i> .....	30
<i>Obr. 28 Wöhlerův diagram [3]</i> .....	30
<i>Obr. 29 Druhy tření [6]</i> .....	33
<i>Obr. 30 Přehled typů valivých ložisek [9]</i> .....	36
<i>Obr. 31 Části převodové skříně [7]</i> .....	39
<i>Obr. 32 Doporučení pro návrh rozměrů skříně [7]</i> .....	39

---

<i>Obr. 33</i> Varianty vnitřního uspořádání skříně [3] .....	40
<i>Obr. 34</i> Hřídelový těsnící kroužek [9] .....	41
<i>Obr. 35</i> Štěrbínová a labyrintová těsnění [6] .....	41
<i>Obr. 36</i> Trubková spojka [6] .....	42
<i>Obr. 37</i> Korýtková spojka [1] .....	43
<i>Obr. 38</i> Kotoučová spojka [3] .....	43
<i>Obr. 39</i> Spojka Bibby [3] .....	44
<i>Obr. 40</i> Pružná spojka s pryžovou obručí [3] .....	44
<i>Obr. 41</i> Pojistná kotoučová spojka [6] .....	46
<i>Obr. 42</i> Uspořádání převodovky .....	51
<i>Obr. 43</i> Kontrola vůle mezi satelity .....	52
<i>Obr. 44</i> Schéma obvodových rychlostí .....	53
<i>Obr. 45</i> Nosný čep satelitu .....	57
<i>Obr. 46</i> Pohled na kotouče variátoru .....	58
<i>Obr. 47</i> Zobrazení sil působících na řemenici .....	58
<i>Obr. 48</i> Předlohový hřídel .....	60
<i>Obr. 49</i> Síly na hřídeli .....	60
<i>Obr. 50</i> Vstupní hřídel .....	62
<i>Obr. 51</i> Síly na hřídeli .....	62
<i>Obr. 52</i> Výstupní hřídel .....	65
<i>Obr. 53</i> Korunové kolo .....	66
<i>Obr. 54</i> Síly působící na ložiska korunového kola .....	66
<i>Obr. 55</i> Síly působící na ramena variátoru .....	67
<i>Obr. 56</i> Nosný čep .....	68
<i>Obr. 57</i> Seřizovací šroub .....	69



## SEZNAM PŘÍLOH

### **P I - Náhled 3D modelu:**

Obrázky modelu (str. 83 - 85)

### **P II - Výkresová dokumentace:**

UTB-FT-001	Výkres sestavy
UTB-FT-002A	Kusovník
UTB-FT-002B	Kusovník
UTB-FT-003	Výkres dna skříně
UTB-FT-004	Výkres víka skříně
UTB-FT-005	Výkres vstupního hřídele
UTB-FT-006	Výkres předlohového hřídele
UTB-FT-007	Výkres čepu unašeče
UTB-FT-008	Výkres výstupního hřídele
UTB-FT-009	Výkres satelitu
UTB-FT-010	Výkres centrálního kola
UTB-FT-011	Výkres korunového kola
UTB-FT-012	Výkres kola
UTB-FT-013	Výkres šnekového kola
UTB-FT-014	Výkres hřídele se šnekem
UTB-FT-015	Výkres seřizovacího šroubu
UTB-FT-016	Výkres regulačního šroubu
UTB-FT-017	Výkres řemenice variátoru
UTB-FT-018	Výkres unašeče
UTB-FT-019	Výkres příložky ložiska
UTB-FT-020	Výkres ramena variátoru

UTB-FT-021	Výkres hranolu seřizovacího šroubu
UTB-FT-022	Výkres hranolu regulačního šroubu
UTB-FT-023	Výkres čepového šroubu
UTB-FT-024	Výkres rozpěrného kroužku 1-1
UTB-FT-025	Výkres rozpěrného kroužku 1-2
UTB-FT-026	Výkres rozpěrného kroužku 2-1
UTB-FT-027	Výkres rozpěrného kroužku 3-1
UTB-FT-028	Výkres rozpěrného kroužku 3-2
UTB-FT-029	Výkres rozpěrného kroužku 4-1
UTB-FT-030	Výkres rozpěrného kroužku 5-1
UTB-FT-031	Výkres rozpěrného kroužku 5-2
UTB-FT-032	Výkres rozpěrného kroužku 5-3
UTB-FT-033	Výkres víčka 1
UTB-FT-034	Výkres víčka 2
UTB-FT-035	Výkres víčka 3
UTB-FT-036	Výkres víčka 4
UTB-FT-037	Výkres víčka 5
UTB-FT-038	Výkres víčka 6 servomotoru
UTB-FT-039	Výkres servisního víka

### **P III – Elektronická dokumentace**

Příložené CD obsahuje výkresovou dokumentaci v elektronické podobě a soubory vytvořené při tvorbě 3D modelu.

## PI - NÁHLED 3D MODELU

