

Hnací jednotka s planetovou převodovkou

Pavel Mikulka

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: **Pavel Mikulka**
Osobní číslo: **T16668**
Studijní program: **B3909 Procesní inženýrství**
Studijní obor: **Technologická zařízení**
Forma studia: **prezenční**

Téma práce: **Hnací jednotka s planetovou převodovkou**

Zásady pro vypracování:

1. Vypracujte literární studii k danému tématu
2. Návrh převodovky proveďte pro hodnoty $i = 120$, $P = 5 \text{ KW}$, výstupní otáčky $n = 20 \text{ min}^{-1}$
3. Nakreslete sestavu převodovky
4. Zhotovte výrobní dokumentaci

Rozsah bakalářské práce:

Rozsah příloh:

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

Seznam odborné literatury:

Dle doporučení vedoucího práce

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. František Volek, CSc.

Ústav výrobního inženýrství

Datum zadání bakalářské práce:

2. ledna 2018

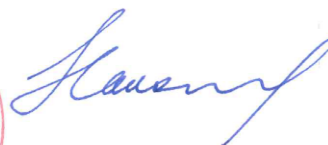
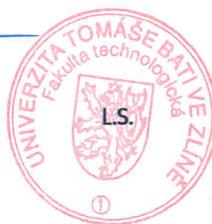
Termín odevzdání bakalářské práce:

18. května 2018

Ve Zlíně dne 19. února 2018



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



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

Příjmení a jméno: Mikulka Pavel


Obor: Technologická zařízení

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 ¹⁾;
- 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 ²⁾;
- beru na vědomí, že podle § 60 ³⁾ 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 ³⁾ 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 14.4.2018



¹⁾ 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.

²⁾ 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 vzdělávacímu zařízení (školní dílo).

³⁾ 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

Hlavním cílem této bakalářské práce je navrhnout a vytvořit dle zadání vedoucího práce hnací jednotku osazenou planetovou převodovkou. Práce je rozvržena do dvou hlavních tematických okruhů. V prvním okruhu je cílem přiblížit problematiku převodového ústrojí, hnací jednotky, ozubených kol, spojkových sad a planetových převodovek. Druhý okruh je zaměřen na výpočet hnacího ústrojí, planetové převodovky, spojky a vhodnou volbu materiálu. Součástí práce je zhotovení výkresové dokumentace jednotlivých součástí a výkres celkové sestavy včetně kusovníku.

Klíčová slova: planetová převodovka, ozubené kolo, hřídel

ABSTRACT

The main goal of this Bachelor's Thesis is to design and to create a driving unit fixed to epicyclic gear by the Thesis supervisor's instructions. The Thesis is divided into two main thematic areas. The aim of the first area is to thoroughly describe the topic of gear system, driving unit, cogged wheels, gear sets and epicyclic gears. The second area focuses on the calculation of the driving unit, epicyclic unit, clutch and on the right choice of the material. The Thesis includes a drawing documentation of all the separate parts and a drawing documentation of the whole set including the list of all the components.

Keywords: epicyclic gear, cogged wheel, shaft

Touto cestou bych rád poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce panu Ing. Františku Volkovi Csc. za jeho odbornou pomoc při tvorbě, jeho připomínky, rady a za spolupráci.

OBSAH

ÚVOD.....	10
I TEORETICKÁ ČÁST.....	11
1 PŘEVODOVÉ MECHANISMY.....	12
1.1 ZÁKLADNÍ ROZDĚLENÍ A CHARAKTERISTIKA PŘEVODŮ	12
1.2 TŘECÍ MECHANISMY	13
1.2.1 Řemenové převody.....	14
1.2.2 Variátory	15
1.3 PŘEVODY S TVAROVÝM STYKEM.....	15
2 PŘEVODY OZUBENÝMI KOLY	17
2.1 ROZDĚLENÍ OZUBENÝCH PŘEVODŮ	17
2.2 OZUBENÁ KOLA.....	20
2.2.1 Boční profily zubů.....	20
2.2.2 Nejdůležitější rozměry ozubení.....	21
2.2.3 Základní zákon ozubení	23
2.2.4 Hlavní prvky soukolí.....	24
3 PLANETOVÉ PŘEVODOVKY	25
3.1 ZÁKLADNÍ TYPY PLANETOVÝCH PŘEVODŮ	26
4 HŘÍDELOVÉ SPOJKY	28
4.1 TYPY SPOJEK	28
4.1.1 Spojky pevné.....	28
4.1.2 Spojky vyrovnávací (kompenzační).....	29
4.1.3 Mechanické spojky.....	29
II PRAKTICKÁ ČÁST	32
5 NÁVRH POHONU PLANETOVÉ PŘEVODOVKY	33
5.1 ZADÁNÍ	33
5.2 POHON PLANETOVÉ PŘEVODOVKY	33
5.2.1 Ověření skutečného výkonu elektromotoru při jeho účinnosti 88 %.....	33
6 KONSTRUKCE PLANETOVÉ PŘEVODOVKY.....	34
6.1 ZÁKLADNÍ PARAMETRY NÁVRHU PLANETOVÉ PŘEVODOVKY	35
6.1.1 Počty zubů jednotlivých kol.....	35
6.1.2 Účinnost η	35
6.1.3 Krouticí momenty na vstupní a výstupní hřídeli.....	35
6.1.4 Volba materiálu ozubených kol a jejich vlastnosti	35
6.2 VÝSTUPNÍ ČÁST PŘEVODOVKY	36
6.2.1 Modul ozubení výstupní části $m_{\text{výstup}}$	36
6.2.2 Hlavní rozměry ozubených kol výstupní části	36
6.2.3 Kontrola ozubených kol výstupní části dle ČSN 01 4686	37
6.3 VSTUPNÍ ČÁST PŘEVODOVKY	40
6.3.1 Modul ozubení vstupní části m_{vstup}	40

6.3.2	Hlavní rozměry ozubených kol vstupní části	40
6.3.3	Kontrola ozubených kol vstupní části dle ČSN 01 4686	41
6.4	SILOVÉ POMĚRY	44
6.5	HŘÍDELE PLANETOVÉ PŘEVODOVKY	45
6.5.1	Hřídel 3 na výstupu z převodovky	45
6.5.2	Hřídel 2 pro satelity	46
6.5.3	Hřídel 1 na vstupu do převodovky	47
6.6	DOPLŇUJÍCÍ GEOMETRICKÉ PODMÍNKY	48
6.6.1	Podmínka pro stejné osové vzdálenosti	48
6.6.2	Podmínka smontovatelnosti	48
6.6.3	Podmínka vůle mezi satelity	48
7	POJISTNÁ SPOJKA	50
7.1	PRŮMĚR STŘIŽNÉHO KOLÍKU	50
	ZÁVĚR	51
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	52
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	53
	SEZNAM OBRÁZKŮ	56
	SEZNAM TABULEK	57
	SEZNAM PŘÍLOH	58

ÚVOD

Tato bakalářská práce řeší problematiku konstrukce planetové převodovky a jejího provozního pojištění.

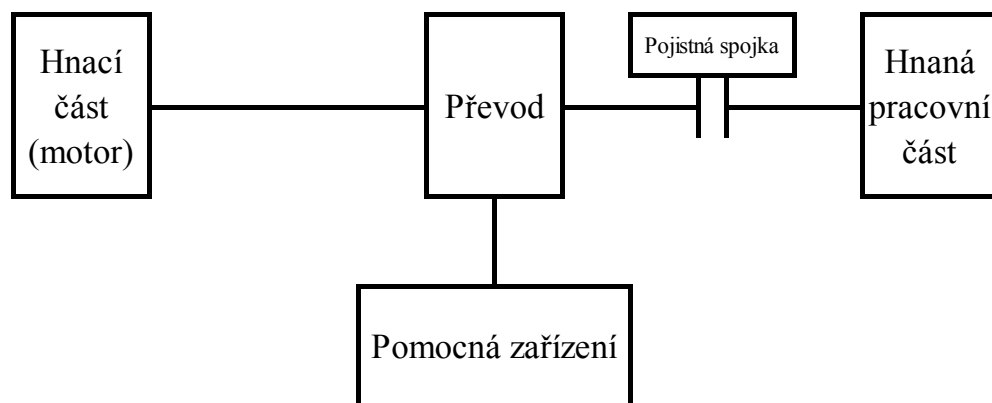
Ve strojírenství mají převody zpravidla dvě hlavní úlohy, a to přenos mechanické energie a krouticího momentu a dále také k plynulé změně otáček mezi motorem a zařízením, jenž je potřeba uvést do požadovaného pohybu. Při návrhu převodovky je důležité vzít v potaz několik faktorů, které ovlivňují celkovou koncepci. Hlavními faktory jsou stanovení převodového poměru, který požadujeme, volba vhodného typu převodovky podle námi požadovaného převodového poměru, velikost převodovky, oblast použití a v neposlední řadě je důležitá také ekonomika výroby. Hlavní důraz je přitom kladen na spolehlivost a životnost, energetickou náročnost na provoz a údržbu, ekonomickou stránku výroby a oprav a také na manipulaci.

V teoretické části je proveden přehled o přiblížení problematiky převodových mechanismů, jejich rozdělení a popis. Popis hlavních rozměrů převodů a druhů ozubených kol. Závěr tohoto celku je zaměřen na planetové převody a v neposlední řadě také spojky.

I. TEORETICKÁ ČÁST

1 PŘEVODOVÉ MECHANISMY

Převodové mechanismy slouží k přenosu mechanické energie a krouticího momentu mezi hnací jednotkou a výstupním zařízením na relativně krátké vzdálenosti. Většina strojů a zařízení je koncipována podle základního schématu: motor – převodový mechanismus – pracovní stroj. Toto základní schéma může být doplněno ještě o spojky, které mohou použít jak mezi motorem a převodovým ústrojím, tak mezi převodovým ústrojím a pracovním strojem. Tyto spojky mohou sloužit jednak k plynulému rozběhu stroje, ale také jako pojistka, pokud by jedna z částí přestala správně pracovat, tak spojka nám zabrání, aby došlo ke zničení zbylých částí. Převodové mechanismy se používají hlavně z toho důvodu, že pro pohon se nejčastěji používají asynchronní elektromotory a tyto mají výstupní otáčky pevně dané, větší než potřebujeme, nebo dokonce vůbec nesouhlasí s námi požadovaným pohybem. [4]



Obr. 1 - Základní schéma

1.1 Základní rozdělení a charakteristika převodů

Rozdělení převodových mechanismů je poměrně složité, protože je lze dělit podle mnoha faktorů a zařadit do mnoha skupin. Základní dělení převodů je podle ovládacího prvku:

- mechanický
- hydraulický
- pneumatický
- elektrický
- jejich kombinace

V praxi se nejčastěji používají mechanické převody. Tyto převody plní svoji úlohu za použití prostředků a předpokladů z mechaniky pevných těles. Základní druhy těchto převodů se dělí podle tabulky níže. [3]

Přenos momentu	Vazba členů	
	bezprostřední	ohebným mezičlenem
tlakem	převody ozubenými koly	převody řetězové, ozubené převody řemenové
třením	převody třecími koly	řemenové převody (třecí)

Tab. 1 - Rozdělení mechanických převodů [2]

Mechanické převody se tedy dělí na převody s tvarovým stykem, což jsou takové převody, u nichž jsou otáčky přesně dány a nemohou nijak kolísat. Druhou skupinou jsou převody třecí. U těchto převodů může docházet ke změně otáček hnaného hřídele vlivem prokluzu třecích ploch. [3]

Převodový mechanismus jako celek je nejčastěji charakterizován veličinami převodový poměr a přenášený výkon. Přenášený výkon je hlavní charakteristikou mechanismu z hlediska únosnosti. Bývá označován zkratkou P. Převodový poměr je veličina určena poměrem vstupních a výstupních otáček a nejčastěji se označuje symbolem i . [6]

1.2 Třecí mechanismy

Tyto typy mechanismů pracují na principu třecích sil. Někdy můžeme vidět označení převody se silovým stykem. Hlavním předpokladem pro správný chod těchto mechanismů je vyvození správné přitlačné síly. [3]

Třecí mechanismy se využívají k přenosu malých a středních výkonů, hlavně na krátké osové nebo kuželovité vzdálenosti. Nejčastější použití těchto mechanismů je variátor. Nejznámější zástupce této skupiny převodů je ovšem řemenový převod. [3]

Výhodou těchto typů převodů je pružný rozběh a plynulý a tichý chod. Používání je možné pro vysoké rychlosti. Třecí mechanismus může být použit zároveň jako spojka. Schopnost tlumit rázy je velická. Při přetížení systému dojde k prokluzu třecích prvků a zabrání se tak zničení celého ústrojí. Trvanlivost a údržba je tedy založena pouze na výměně obložení. Tímto způsobem můžeme snížit náklady na minimum. Výhodou je také jednoduchá konstrukce a pro výrobu není potřeba použít speciální zařízení. [6]

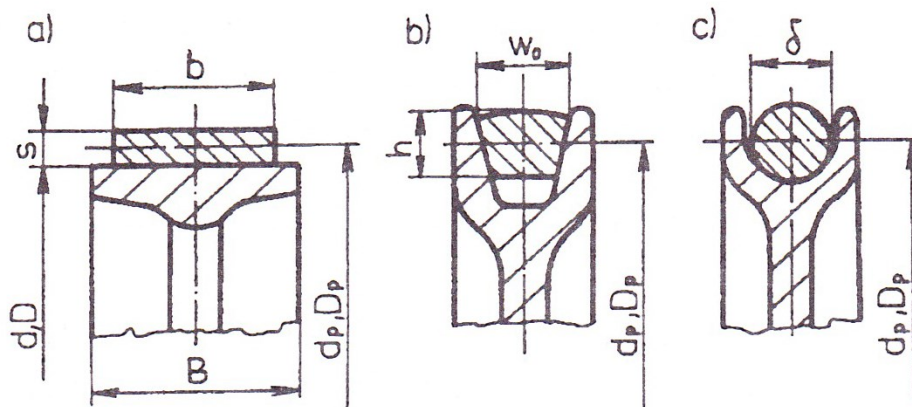
Nevýhoda spočívá v použití přitlačné síly. Ta má negativní vliv na namáhání ložisek, hřídelů a kol. Je také možné kolísání převodového poměru díky prokluzu. [6]

1.2.1 Řemenové převody

Tyto převody slouží k přenosu a ke změně malých a středních výkonů (do 50 kW). Nejčastěji je přenos uskutečňován mezi rovnoběžnými hřídeli od malých po velké osové vzdálenosti. Důležitým předpokladem pro správnou funkci mechanismu je pevné uložení hnací a hnané řemenice na příslušných hřídelích. Tyto řemenice jsou za jistého přitlaku obepínány a propojeny předepjatým ohebným členem (řemenem). Vazba mezi členy je uskutečňována pomocí třecích sil. Nejvýznamnější veličinou je v tomto případě součinitel tření. Základními znaky řemenových převodů jsou profil řemene a materiál řemene. [3]

Profily řemene se dělí na:

- řemeny ploché obr. 2a,
- řemeny klínové obr. 2b,
- řemeny kruhové obr. 2c.



Obr. 2 - Profily řemenů a jejich charakteristické rozměry [3]

Řemenový převod je často vkládán mezi motor a převodovku (předřadný stupeň) z důvodu tlumících schopností. Požívají se ve velkém zastoupení ve strojírenství. Pomalu je vytlačují převody s ozubenými koly. [3]

Výhody řemenových převodů spočívají v možnosti překlenutí větších osových vzdáleností při zachování vysokých otáček. Významnou výhodou je plynulý a nehluký chod, konstrukční jednoduchost, levné pořízovací a provozní náklady, jednoduchá údržba. Mají schopnost tlumit rázy. Významnější vlastností je také fakt, že můžeme jedním zdrojem

pohánět přes řemeny více hřídelů. Řemenový převod můžeme použít i jako bezpečnostní pojistku při náhlém přetížení obvodu (prokluz řemenu). [3]

Hlavním nedostatkem je neschopnost dodržet přesný převodový poměr vlivem prokluzu řemene. Proti tomu se dá bránit dostatečným napnutím řemene proti skluzu a musí být umožněno toto předpjetí měnit při stárnutí řemene či jeho výměně za nový. Toto předpjetí má však za důsledek negativní vliv na životnost a namáhání hřídelů a ložisek. Řemenové převody mají nižší účinnost a menší životnost oproti například převodům s ozubenými koly. [3]

1.2.2 Variátory

Převodové mechanismy umožňující plynulou změnu převodového poměru. Umožňují plynulou regulaci otáček, které můžeme měnit za chodu. Velká výhoda variátorů spočívá v jednoduchém řešení, spolehlivém chodu, lehké ovladatelnosti, ve snadné obsluze a v dlouhé životnosti. [3]

Variátory se nejčastěji dělí do 3 skupin:

- a) Třecí variátory,
- b) Řemenové variátory,
- c) Řetězové variátory.

Charakteristickým parametrem pro variátory je regulační rozsah. Pro vhodnou volbu variátoru slouží převodové číslo, které se musí nacházet mezi maximem a minimem v daném intervalu pro jednotlivý typ variátoru. [3]

1.3 Převody s tvarovým stykem

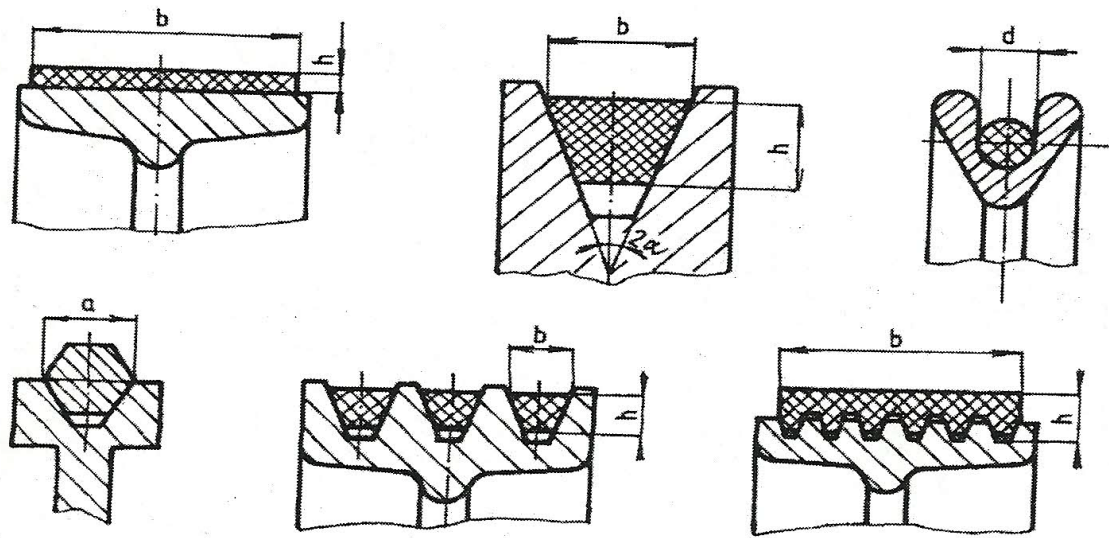
Převody s tvarovým stykem obsahují člen s určitou geometrií (profilem), který nám zaručuje dodržení přesného převodového poměru. Díky tomuto členu nemůže dojít ke vzájemnému prokluzu hnací a hnané řemenice popř. hřídele. Poměr mezi průměrem hnané a hnací řemenice určuje převodový poměr. Pro přenos výkonu je nutné správné napětí řemenu, které se dosahuje použitím napínací kladky. [1]

Dva hlavní typy převodů s tvarovým stykem:

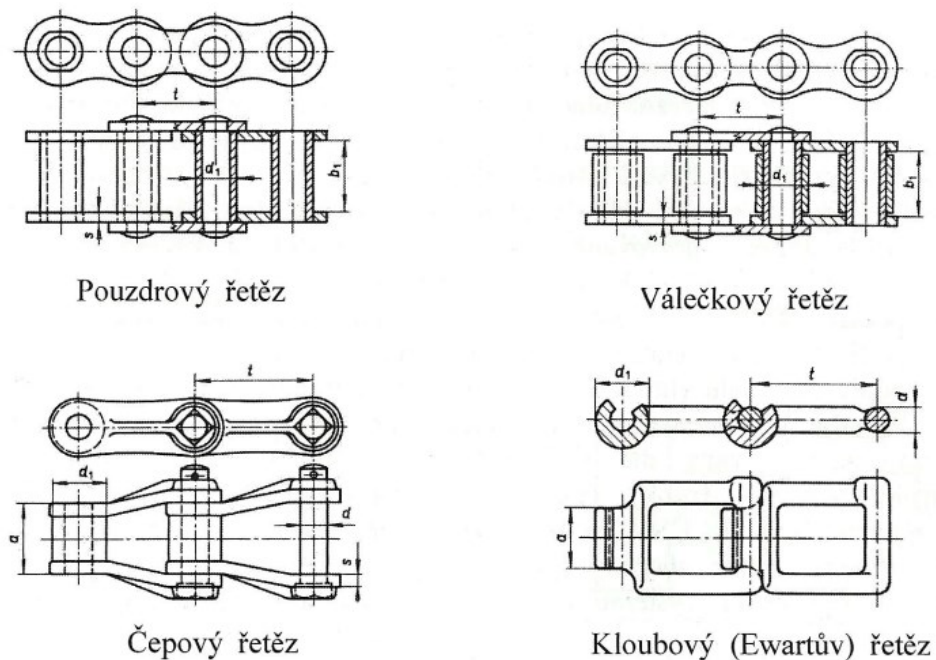
Přímé převody s tvarovým stykem jsou známy jako ozubené převody. Přenos síly a momentu je vyvozen bezprostředním dotykem obou pohybujících se členů. Není zde vložen

žádný ohebný mezičlen a tím nemůže dojít k prokluzu a tím změně převodového poměru. [1]

Nepřímé převody s tvarovým stykem se dělí na řetězové převody (obr. 7) a převody s ozubenými řemeny (obr. 8). Zde je mezi hnací a hnanou řemenicí vložen ohebný mezičlen s dostatečným předjetím, aby nemohlo dojít k prokluzu. [1]



Obr. 3 - Nejčastěji používané druhy řemenů [1]



Obr. 4 - Nejčastěji používané řetězy [1]

2 PŘEVODY OZUBENÝMI KOLY

Přenos síly pomocí ozubených kol je nejrozšířenější a nejpoužívanější přenos síly mezi hnacími a hnanými členy. Tyto členy jsou v bezprostředním kontaktu. Přenos sil i momentů je vyvozen pomocí tzv. zazubení (záběr), což v praxi znamená přenos pomocí tlaku. Základní konstrukční jednotkou pro tento typ převodů je dvojice ozubených kol – soukolí. Menší ozubené kolo z dvojice se označuje jako pastorek a je hnacím členem, naopak větší se označuje jako kolo a je hnané. Ozubené převody se vyznačují velkou životností a účinností. [1]

Nejzákladnější rozdělení ozubených převodů:

Jednoduchý převod je takový, který obsahuje pouze jednu dvojici ozubených kol. Zpravidla obsahuje pastorek a ozubené kolo.

Složený převod obsahuje více párů soukolí, které jsou ve vzájemném záběru a vzájemné vazbě. Pracují tedy jako jeden celek a mohou být označovány jako převodovky.

Základní jednotkou pro ozubené převody je převodový poměr označovaný nejčastěji i . Bývá chápán jako změna pohybu mezi dvěma hřídeli. Převodový poměr je číslo, které udává poměr mezi úhlovými rychlostmi hnacího kola 1 a hnaného kola 2:

$$i_{1,2} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$$

Převodový poměr je bezrozměrná hodnota, která se chápe jako absolutní. V praxi tedy existují 2 typy převodů:

Převod dopomala, který má hodnoty $i > 1$ a označuje se jako redukční převod.

Převod dorychla má hodnoty $i < 1$ a nazývá se multiplikace. [1]

2.1 Rozdělení ozubených převodů

Ozubený převod je chápán jako trojčlenný mechanismus. Ten se skládá z rámu, hnacího kola a hnaného kola. Ozubené převody (soukolí) je možné rozdělit podle mnoha hledisek. První rozdělení ozubených převodů a také jedno z nejdůležitějších je podle relativního pohybu základních těles:

- Valivá soukolí - hlavní osy hnacího a hnaného členu jsou rovnoběžné (obr. 9a-e) nebo se tyto osy protínají (obr. 9f-h).

- Šroubová soukolí – u těchto typů soukolí jsou hlavní osy hnacího a hnaného členu mimoběžné (obr. 9i-n). Při pohybu se spolu zabírající členy po sobě navzájem odvalují a zároveň posouvají.

Druhé dělení je podle vzájemné polohy os:

- rovnoběžné osy – soukolí valivá:
 - a. přímé zuby (obr. 9a, d, e),
 - b. šikmé zuby (obr. 9b),
 - c. šípové zuby (obr. 9c).
- různoběžné osy – soukolí kuželová:
 - a. přímé zuby (obr. 9f),
 - b. šikmé zuby (obr. 9g),
 - c. zakřivené zuby (obr. 9h).
- mimoběžné osy:
 - a. šroubová soukolí (obr. 9i),
 - b. šneková soukolí (obr. 9k),
 - c. kuželová soukolí hypoidní (obr. 9m),
 - d. spiroidní soukolí (obr. 9n).

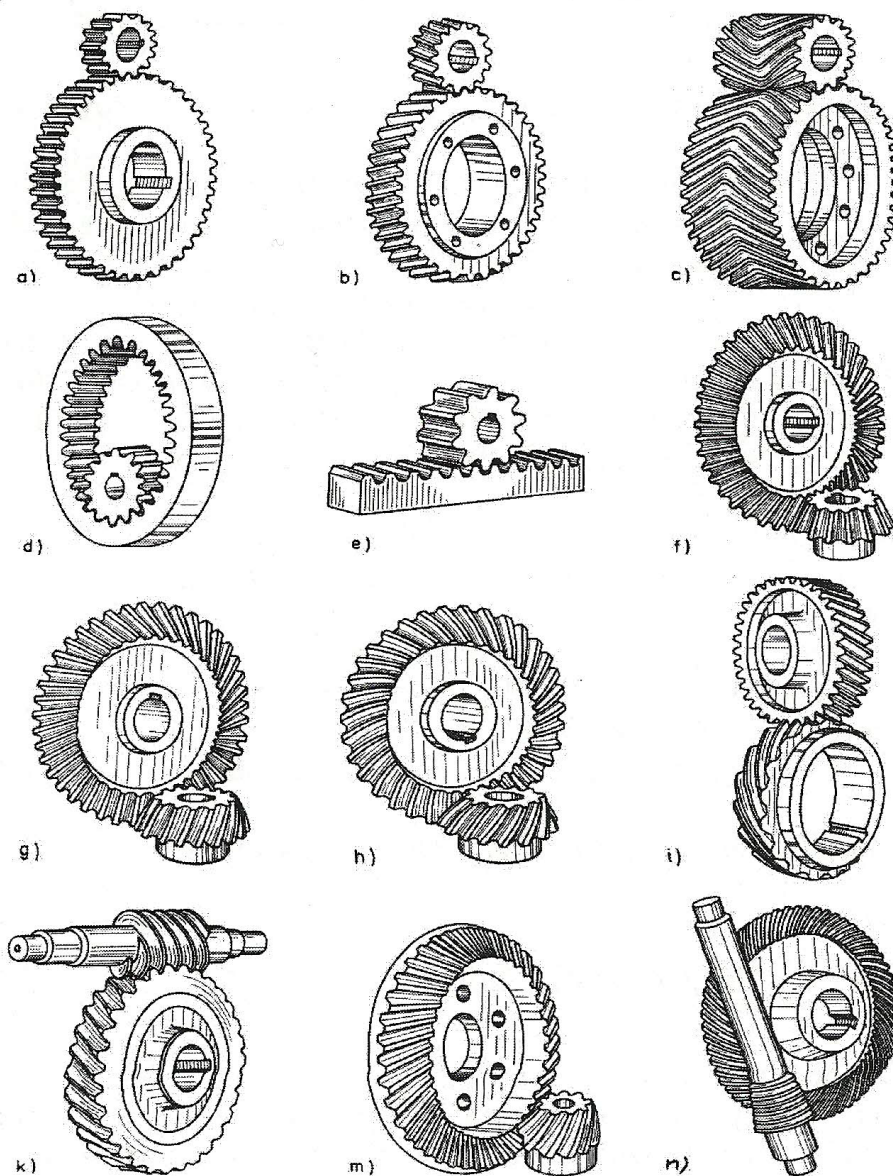
Za další rozdělení můžeme považovat rozdělení podle polohy spolu zabírajících kol:

- soukolí se záběrem vnějším (obr. 9a),
- soukolí se záběrem vnitřním (obr. 9d).

Ozubené převody můžeme dělit z mnoha hledisek. Mimo výše uvedená hlediska můžeme zmínit dělení podle obvodové rychlosti, počtu převodových stupňů, konstrukčního provedení atd. [1]

Výhodou ozubeného převodu je jeho malý rozměr a kompaktnost. Vysoká spolehlivost, životnost a účinnost. Přesné dodržení převodového poměru a možnost přenosu vysokých výkonů a obvodových rychlostí. Malá náročnost na provoz a údržbu.

Mezi nevýhodu se řadí složitější a dražší výroba, hluk při provozu či chvění při špatné konstrukci. [1]



Obr. 5 - Základní typy ozubených převodů [1]

Pokud bychom ozubené převody srovnali s řemenovými či řetězovými, můžeme si všimnout, že u ozubených převodů můžeme poměrně jednoduše změnit směr požadovaného pohybu pouze jedním soukolím, jako je vidět na obrázku (obr. 9n). Pokud by byl požadován stejný pohon zaručit pomocí řemenového převodu, docházelo by ke ztrátám a značnému namáhání ohebného členu (řemenu). Naproti tomu je výhodou u převodů s ohebným členem (řemen, řetěz) jejich použití pro přenos krouticího momentu na větší vzdálenosti. Můžeme použít menší řemenice a ty poté opásat daným členem. Pokud by bylo požadováno na stejnou vzdálenost použít ozubený převod, jeho rozměry by byli veliké a toto konstrukční řešení by bylo velice neekonomické a mělo by velkou hmotnost.

2.2 Ozubená kola

Ozubené kolo je základní člen, z něhož se skládá ozubené soukolí (převod). Ozubená kola mají 2 hlavní části:

- náboj
- ozubený věnec

Pokud je ozubené kolo malých rozměrů, jeho ozubený věnec je součástí náboje a tím pádem se jedná pouze o jednu součástku. Stejný případ nastává u kol s vnitřním ozubením, kde je zachován pouze ozubený věnec o příslušné tloušťce, na němž je zevnitř vytvořeno ozubení. [1]

Ozubená kola větších rozměrů jsou z ekonomických důvodů většinou tvořena ozubeným věncem, který se určitým způsobem (lisování, šroubování, svařování atd.) připevní na náboj. Je však možné konstruovat kola větších rozměrů pouze z jednoho dílce a u těchto kol jsou následně vytvořeny odlehčená místa (frézováním, vrtáním). [1]

Jedním z nejdůležitějších požadavků na ozubené kolo je možnost jeho zaměnění za kola stejných charakteristických rozměrů a tvarů zubů. [1]

2.2.1 Boční profily zubů

Nejčastěji se používají 3 typy profilu zubů:

- **Evolventní profil** zubů je v technické praxi nejpoužívanější. Jejich základním profilem je křivka nazývaná evolventa. Vznik evolventy je odvalováním přímky po kružnici. Každý bod, který leží na dané přímce, opisuje evolventu. [8]
- **Cykloidní profil** zubů je možné chápat jako opak evolventního. Křivka zvaná cykloida vzniká odvalováním kružnice po přímce nebo kružnici. Tento typ profilu zubu je používán méně kvůli složitější konstrukci výrobního nástroje. [8]
- **Wildhaber-Novikovovo ozubení** se používá pro malé rychlosti, ale v praxi se téměř nepoužívá z důvodu složité výroby. Profilem zubu je v tomto případě kruhový oblouk. [8]

2.2.2 Nejdůležitější rozměry ozubení

Kruhově uzavřený systém z evolventních profilů doplněný jejich symetrickými větvemi a vhodně výškově omezený vede ke konečné představě rovinného ozubeného věnce o počtu zubů z .

Pro zajištění plynulého otáčivého pohybu valivých kružnic je důležité, aby bylo po jejich obvodech rozloženo určité množství sdružených profilů. Obvod valivé (roztečné) kružnice označovaný d musí být z -násobkem zvolené rozteče p .

$$\pi \cdot d = z \cdot p, \text{ odkud } d = z \cdot \frac{p}{\pi}$$

Tento věnec s vnějším ozubením bývá charakterizován nejčastěji těmito geometrickými prvky:

Modul m je považován za základní parametr (měřící etalon). Pomocí modulu se vyjadřují všechny délkové prvky ozubeného kola. Je možné jej chápat jako z -tý díl průměru d . získává se nejčastěji z pevnostních výpočtů ozubení. Modul je normalizovaná hodnota, která se vybírá z tabulky dle ČSN 01 4608.

m	1	1,25	1,5	1,75	2	2,25	2,5	2,75	3	3,25	3,5	3,75	4	4,5
[mm]	5	5,5	6	6,5	7	8	9	10	12	14	16	18	20	22

Tab. 2 - Normalizovaná řada modulů [3]

Rozteč p je vzdálenost mezi dvěma body, které se nachází na dvou sousedních zubech vždy na stejném místě. Rozteč je měřena jako oblouk na roztečné kružnici:

$$p = m \cdot z$$

Rozteč p_y lze definovat na libovolném místě na libovolné kružnici o průměru d_y takto:

$$p_y = p \cdot \frac{d_y}{d}$$

Tloušťka zubu s a šířka zubové mezery e jsou rozměry závislé na rozteči p . Tyto délky oblouků leží na roztečné kružnici vymezené bočními křivkami zubů:

$$s + e = p$$

pokud je nutné znát tloušťku zubu nebo šířku zubové mezery na libovolné kružnici d_y :

$$s_y + e_y = p_y$$

Roztečná kružnice d je kružnice, na které je rozteč p rovna normalizovanému výrobnímu nástroji $p = \pi \cdot m$ a úhel profilu evolventy roven úhlu profilu α výrobního nástroje. Roztečná kružnice dělí zub na část hlavovou o výšce hlavy zubu h_a a patní část zubu o výšce h_f . Roztečná kružnice se vypočítá ze vztahu:

$$d = 2 \cdot r = m \cdot z$$

Základní kružnice d_b je kružnice (evoluta) jednoznačně určující evolventní profil ozubeného kola.

$$d_b = 2 \cdot r_b = d \cdot \cos \alpha$$

Hlavová kružnice d_a je kružnice omezující vnější obrys ozubeného kola.

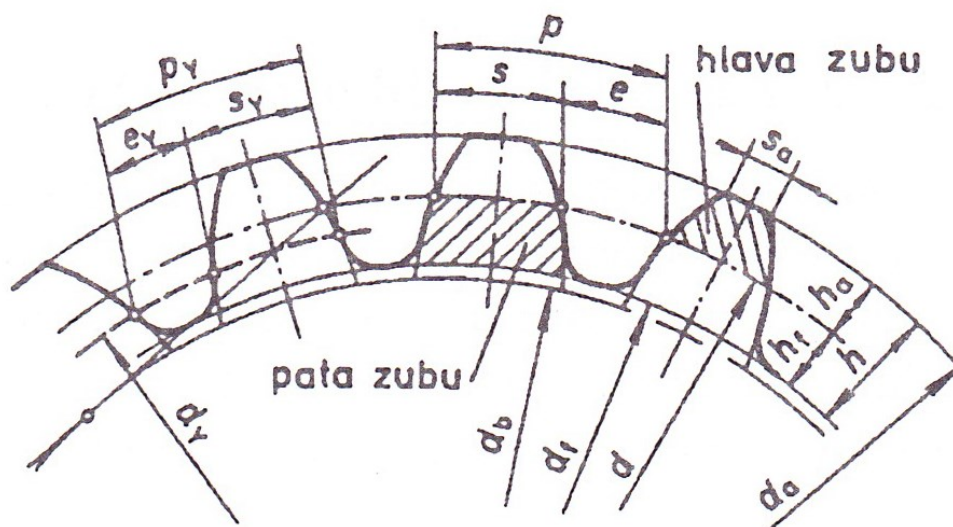
$$d_a = 2 \cdot r_a = d + 2 \cdot h_a$$

Patní kružnice d_f je kružnice omezující vnitřní obrys ozubeného kola.

$$d_f = 2 \cdot r_f = d - 2 \cdot h_f$$

Celková výška zubu značena h , výška hlavy zubu h_a a výška paty zubu h_f jsou dány šířkou příslušných mezikruží:

$$h = h_a + h_f = \frac{d_a - d_f}{2}; \quad h_a = \frac{d_a - d}{2}; \quad h_f = \frac{d - d_f}{2}$$

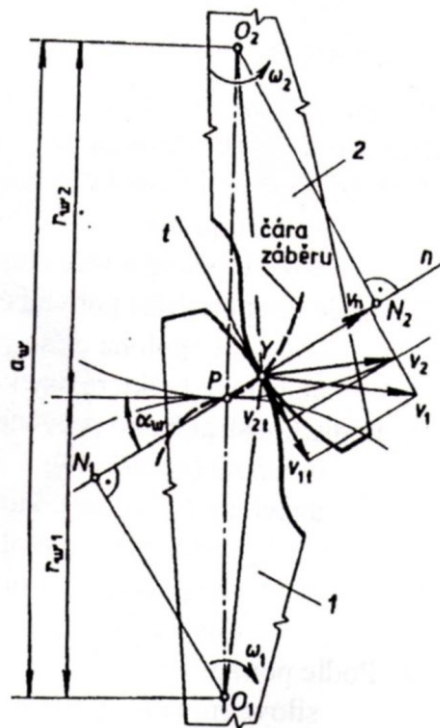


Obr. 6 - Nejdůležitější rozměry ozubeného kola [3]

Boční profil zubu je obrysová křivka, složená z hlavního profilu (evolventy) a z přechodové křivky, která tvoří hladký a zaoblený přechod mezi evolventou a patní kružnicí. [3]

2.2.3 Základní zákon ozubení

Kinematickou vazbu mezi dvěma středy otáčení O_1 a O_2 je možné vytvořit záběrem dvou vhodně tvarovaných profilů – palců (obr. 11). Spoluzabírající profily mají ve společném bodě Y společnou tečnu t a společnou normálu n . Bod Y , který přísluší členu 1 má absolutní rychlost $v_1 = O_1Y \cdot \omega_1$, příslušný ke členu 2 má rychlost $v_2 = O_2Y \cdot \omega_2$. Složky těchto rychlostí do společné normály a tečny jsou označeny jako v_{1n} , v_{2n} a v_{1t} , v_{2t} . Základní zákon ozubení vychází z požadavku trvalého záběru palců. Vyjadřuje závislost mezi geometrickými parametry spoluzabírajících profilů v bodě dotyku a okamžitým převodovým poměrem i . Pro zachování stálého dotyku je nezbytné, aby elementární posunutí obou profilů ve směru společné normály bylo stejné. To je splněno, pokud $v_{1n} = v_{2n} = v_n$. [3]



Obr. 7 - Základní zákon ozubení [3]

Pro vyjádření složek v_{1n} a v_{2n} z podobných trojúhelníků – tj.:

$$v_{1n} = v_1 \cdot \frac{O_1 \cdot N_1}{O_1 \cdot Y} = O_1 \cdot N_1 \cdot \omega_1, \quad v_{2n} = v_2 \cdot \frac{O_2 \cdot N_2}{O_2 \cdot Y} = O_2 \cdot N_2 \cdot \omega_2$$

Po dosazení a po využití úměry na paprscích svazku je možno dospět ke vztahu:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2 \cdot N_2}{O_1 \cdot N_1} = \frac{O_2 \cdot P}{O_1 \cdot P}$$

kde bod P je v tomto případě průsečík normály se spojnicí středů a je nazýván pólem relativního pohybu palců. Jeho relativní rychlost je stejná jak pro člen 1, tak pro člen 2. [3]

Základní zákon ozubení lze tedy formulovat: *Pro plynulý záběr dvou profilů je nezbytné, aby společná normála v bodě jejich dotyku procházela v každém okamžiku pólem relativního pohybu P.* [3]

Z hlediska technické praxe mají mimořádný význam profily speciálního tvaru, u nichž společná normála protíná spojnice středů stále ve stejném bodě, takže pól P je nehybný. Polo-diové křivky pak nabývají podoby valivých kružnic o poloměrech r_{w1} a r_{w2} a převodový poměr je konstantní při stálém záběru palců. [3]

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{w2}}{r_{w1}}$$

2.2.4 Hlavní prvky soukolí

Pokud máme soukolí složené z ozubeného kola 1 a 2, je toto charakterizováno těmito hlavními prvky:

- počtem zubů z_1 a z_2 a celkovým počtem zubů $z_\Sigma = z_1 + z_2$,
- součiniteli posunutí x_1 a x_2 a celkovým součinitelem posunutí $x_\Sigma = x_1 + x_2$,
- parametry základního profilu společnými pro obě kola m , α , h_a ,
- převodovým poměrem i ,
- osovou vzdáleností a_w bez boční vůle.

Převodový poměr i soukolí je v podstatě dán vztahem, který je platný pro dvojici evolventních profilů. Rozhodující je poměr mezi průměry základních kružnic d_{b1} a d_{b2} , které jsou s průměry kružnic roztečných d_1 a d_2 vázány vztahy:

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha = m \cdot z_1 \cdot \cos \alpha$$

$$d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha = m \cdot z_2 \cdot \cos \alpha$$

Převodový poměr můžeme tedy vyjádřit jako:

$$i_{1,2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_{b2}}{d_{b1}} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{d_{w2}}{d_{w1}} = \frac{z_2}{z_1}$$

Roztečná osová vzdálenost a je tedy: [3]

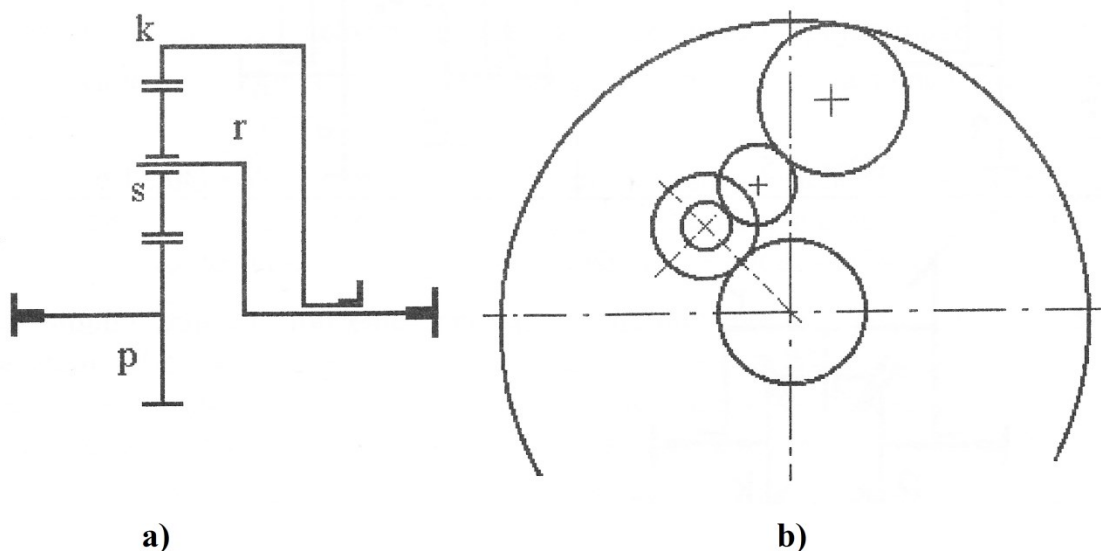
$$a = r_1 + r_2 = \frac{m}{2} \cdot (z_1 + z_2)$$

3 PLANETOVÉ PŘEVODOVKY

Planetová soukolí bývají tvořena dvěma hlavními prvky:

- Ozubenými koly
- Unašečem

Ozubená kola mohou být uložena dvěma způsoby. Ozubená kola je možné uložit souose s unašečem a centrální osou celého mechanismu. Takto se označují tzv. centrální ozubená kola. Pokud jsou centrální kola otočně uložena na unašeči, jsou nazývána satelity. Tyto kola mají možnost zabírat buď s centrálními koly, nebo navzájem mezi sebou. Kola, která jsou uložena na unašeči otočně (satelity), konají tzv. planetový pohyb, který je složen ze dvou rotací. Unašeč (r) a centrální kola jsou nazývány centrálními členy. Osu mezi nimi nazýváme centrální osou. Centrální kola s vnějším ozubením se nazývají planety (p). Centrální kolo s vnitřním ozubením je nazýváno jako korunové (k). Při nejjednodušším konstrukčním řešení zabírá satelit s ozubením planetového kola i korunového kola (obr. 12.a). Při složitější konstrukci pak satelity umístěné za sebou zabírají společně. Tyto satelity poté zabírají s různými centrálními koly (obr. 12.b). Planetové převody mohou skládat pohyby do jednoho nebo je naopak rozkládat z jednoho pohybu na více. [5]



Obr. 8 - Schéma jednoduchých planetových soukolí [5]

Mezi **výhody** planetových převodů řadíme vyšší životnost kol než u běžné převodovky, větší možnost kinematických variací a také možnost dosažení vysokého převodového poměru v jednom převodovém stupni. Výhodou jsou také menší rozměry a hmotnosti. [8]

K **nevýhodám** planetových převodovek patří složitější konstrukce a s tím spojené složitější výpočty při návrhu. Při výrobě jsou důležité vysoké požadavky na přesnost, od čehož se odvíjí vyšší výrobní náklady. [8]

3.1 Základní typy planetových převodů

Nejčastější rozdělení planetových převodovek je podle druhu hlavního člene. Podle toho se poté tyto převodovky dělí na:

- **Typ K-U**

Unašeč je uložen na jednom z vnějších hřídelí, přičemž druhá hřídel nese korunové kolo. Tento typ převodů s vyvedeným pohybem unašeče je nejčastější. Používají se jednoduché i dvojité satelity. Toto konstrukční řešení je vhodné pro silové převody, které mají vysokou mechanickou účinnost (obr. 13 a,b). Mohou přenášet vysoké převodové poměry. Toto uspořádání se uplatňuje hlavně jako nesilové (kinematické) poměry (obr. 13 c,d). [8]

- **Typ K-K**

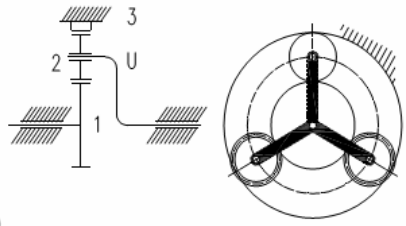
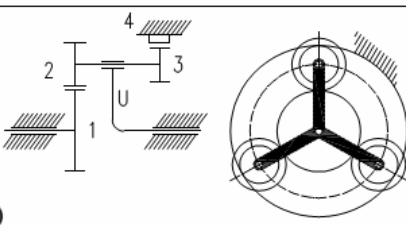
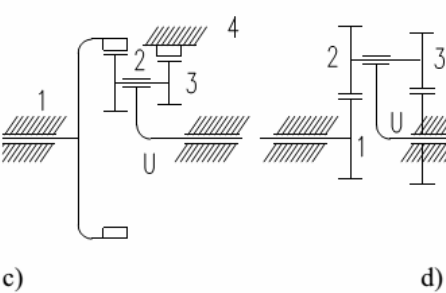
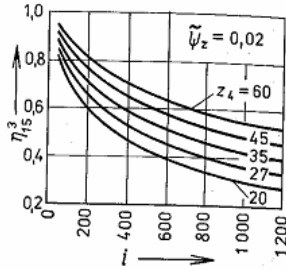
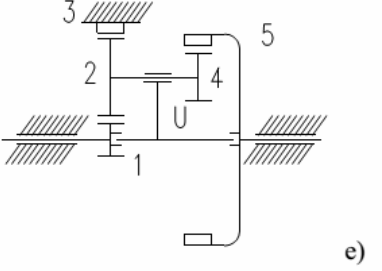
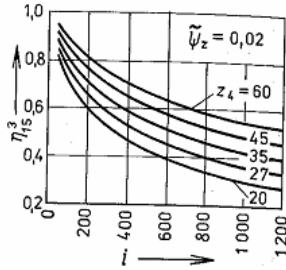
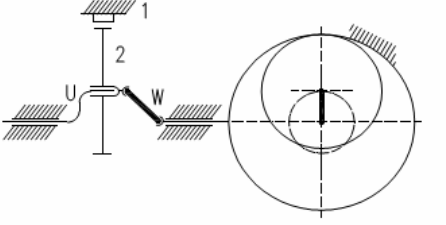
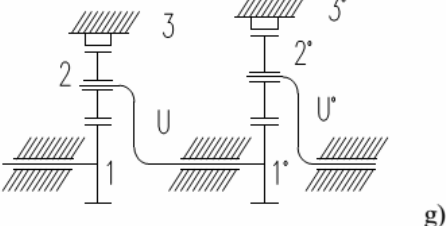
Tento typ planetového převodu má korunová kola umístěna na obou hřídelích. Unašeč je v tomto případě použit pouze jako opora satelitů a neúčastní se tedy převodu točivého momentu. Převádí se takto vyšší převodové poměry s nižší účinností (obr. 13 e). [8]

- **Typ U-S**

Pohyb satelitu je pohyb tzv. vyvedený. Unašeč je uložen na hnací hřídeli. Hřídel hnací a satelit je spojen pomocí přídavného mechanismu W. Tento přídavný mechanismus je hřídel se dvěma klouby, které mají homokinetické uspořádání. Takto můžeme dosáhnout velkých převodových poměrů s dobrou účinností. (obr. 13 f). [8]

- **Složené planetové převody**

Složené planetové převody vzniká řazením jednotlivých planetových převodů za sebou. Celkový převodový poměr a účinnost těchto mechanismů je dán součinem těchto převodů (obr. 13 g). [8]

K-U	 <p>a)</p>	$i_{1U}^3 = 1 + \frac{z_3}{z_1}$ <p>(28÷8)</p>	$\eta_{1U}^3 = 1 - \left \frac{i_{1U}^3 - 1}{i_{1U}^3} \right \tilde{\psi}_z$ <p>(0,96÷0,99)</p>
	 <p>b)</p>	$i_{1U}^4 = 1 + \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}$ <p>(1÷16)</p>	$\eta_{1U}^4 = 1 - \left \frac{i_{1U}^4 - 1}{i_{1U}^4} \right \tilde{\psi}_z$ <p>(0,96÷0,99)</p>
	 <p>c) d)</p>	$i_{1U}^4 = \frac{1}{1 - \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}}$ <p>c) (30÷100) ÷1500 d) ÷1500</p>	$\eta_{U1}^4 = \frac{1}{1 + \left 1 - i_{U1}^4 \right \tilde{\psi}_z}$ 
K-K	 <p>e)</p>	$i_{15}^3 = \frac{1 + \frac{z_3}{z_1}}{1 - \frac{z_3 \cdot z_4}{z_2 \cdot z_5}}$ <p>(15÷200) ÷1500</p>	
U-S	 <p>f)</p>	$i_{U2}^1 = \frac{z_2}{z_1 - z_2}$ <p>(15÷60)</p>	$\eta_{U2}^1 = (0,7 \div 0,94)$
Složené převody	 <p>g)</p>	$i_{1U'} = i_{1U}^3 \cdot i_{1'U'}^{3'}$ <p>(15÷60)</p>	$\eta_{1U'} = \eta_{1U}^3 \cdot \eta_{1'U'}^{3'}$ <p>(0,96÷0,97)</p>

Obr. 9 - Schémata základních typů planetových převodů [8]

4 HŘÍDELOVÉ SPOJKY

Strojní součásti sloužící k přenosu rotačního pohybu, výkonu a krouticího momentu z hnacího zařízení na hnané pomocí sousých a různoběžných hřídelů. Dalším využitím těchto spojek je možnost ochrany daného zařízení před přetížením, tlumení torzních kmitů, usnadnění montáže a k vyrovnávání výrobních nepřesností. Hřídelové spojky se podle způsobu přenosu krouticího momentu dělí na:

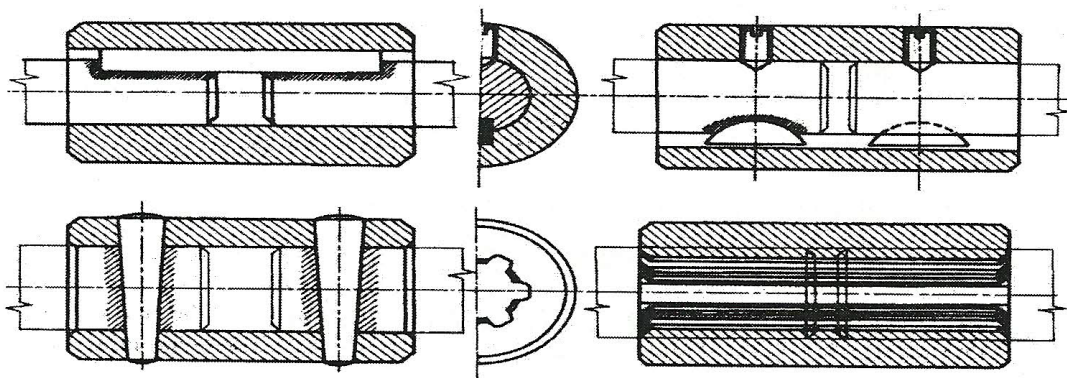
- Mechanické,
- Hydraulické,
- Elektrické,
- Magnetické.

Pro zajištění správného chodu navrhované spojky a technologického zařízení, je velmi nutné znát druh hnacího a hnaného zařízení, velikost přenášeného krouticího momentu a otáčky spojky. Podle těchto parametrů se zvolí vhodný druh spojky a její velikost. [1]

4.1 Typy spojek

4.1.1 Spojky pevné

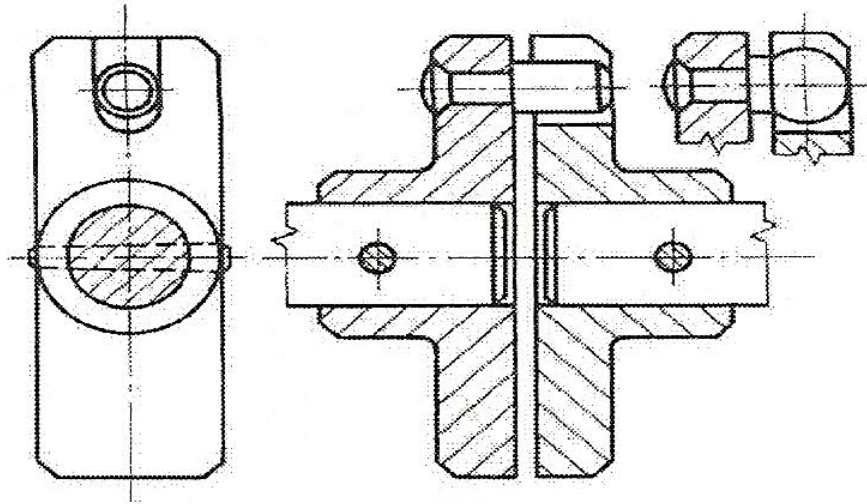
Tyto spojky spojují pevně a trvale dva hřídele tak, že nedojde k relativnímu pohybu mezi těmito hřídeli (nepružný přenos výkonu). Tento typ spojky vyžaduje dokonalou sousost mezi spojovanými hřídeli. Tyto spojky se vyznačují jednoduchostí a jsou levné. Rozdělují se na trubkové, korýtkové, přírubové, kotoučové a s čelními zuby. [1]



Obr. 10 - Konstrukční řešení trubkových spojek [1]

4.1.2 Spojky vyrovnávací (kompenzační)

Spojky tohoto typu mají výhodu v možnosti osové dilatace mezi hnacím a hnaným hřídelem (možnost větší úchytky v nesouososti). Mohou tedy vyrovnávat úhlové výchylky, radiální nebo axiální posuv a přesazení os. Základními typy jsou trubkové vyrovnávací, dilatační zubové, křížové, kloubové, univerzální zubové, univerzální řetězové a membránové spojky. [1]

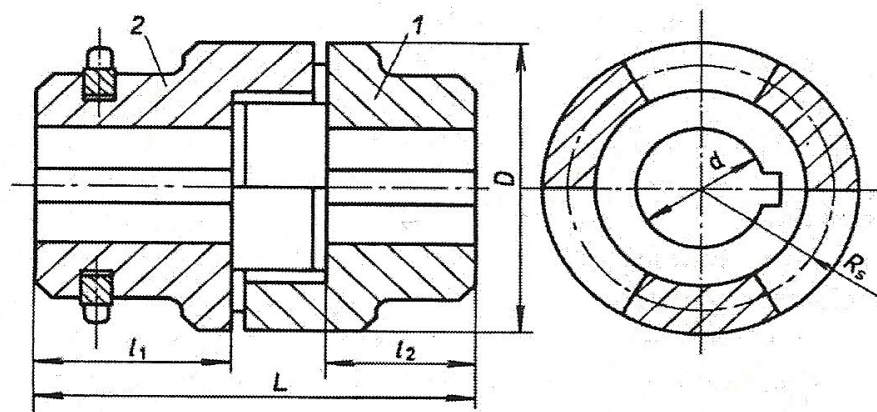


Obr. 11 - Kolíková vyrovnávací spojka [1]

4.1.3 Mechanické spojky

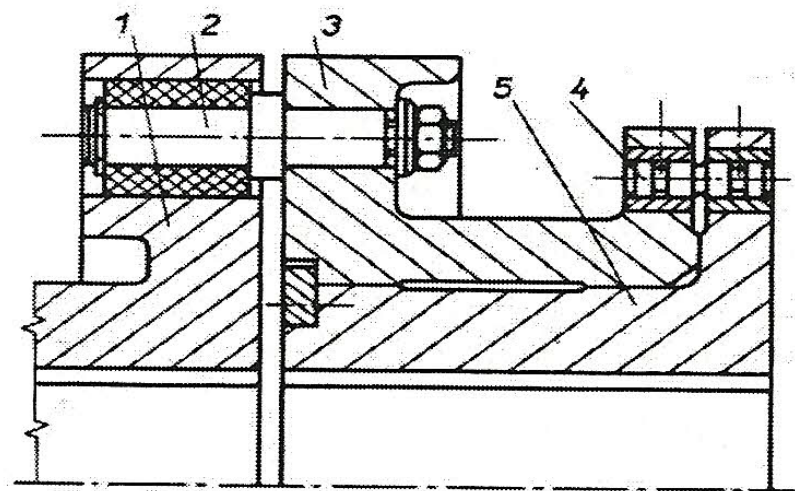
Tento typ spojky slouží hlavně k dočasnému (přerušovanému) spojení hřídelů za klidu nebo za pohybu. Tyto spojky se dále dělí na:

- **výsuvné spojky** – tyto spojky dovolují jak spojení, tak rozpojení hnacího a hnaného hřídele. Můžeme je rozdělit na zubové spojky, u kterých je krouticí moment přenášen ozubením na čelní nebo válcové ploše. Další variantou je třecí spojka, která přenáší krouticí moment pomocí činných ploch. Umožňují zapínání a vypínání i během provozu. [1]



Obr. 12 - Výsuvná spojka zubová [1]

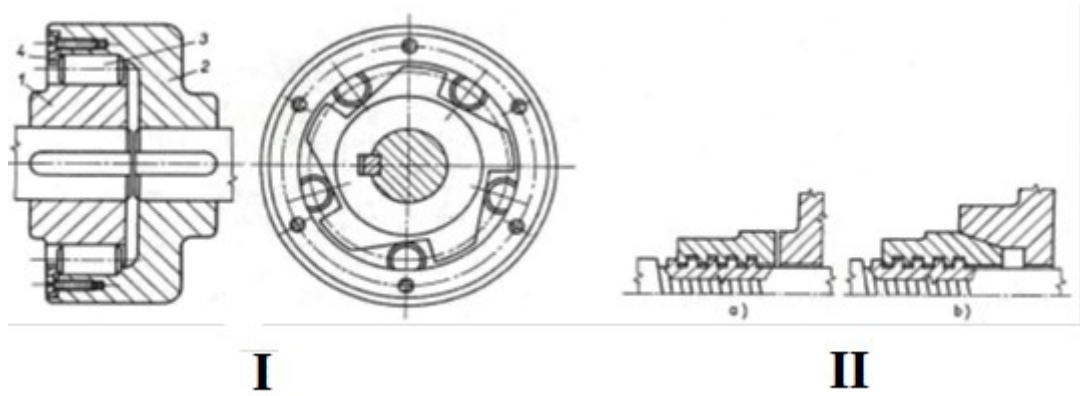
- **pojistné spojky** se zařazují do provozu z důvodu ochrany stroje před jeho přetížením. Jejich funkce spočívá v odpojení hnacího hřídele od hnaného. Při poklesu krouticího momentu dojde opět ke spojení hřídelí a stroj může fungovat dál. Pojistné spojky lze dále dělit na spojky s rozrušitelnými prvky (střížný kolík), spojky vysmekávací nebo spojky prokluzovací. [1]



Obr. 13 - Pojistná spojka se střížným kolíkem [1]

- **rozběhové spojky** jsou spojky s automatickým zapínáním po dosažení požadovaných otáček. Principem jejich činnosti je odstředivá síla. Používají se u strojů, u kterých je krouticí moment závislý na otáčkách (např. asynchronní motory, vznětové motory). [1]
- **volnoběžné spojky** dokážou spojit hnací a hnaný hřídel při otáčení pouze v jednom směru. Pokud se jedna část předbíhá, spojení se automaticky přeruší. Spojka tedy slouží dvěma způsoby. Ve směru otáčení se chová jako závora a proti směru otá-

čení jako volnoběžka. Rozdělujeme je z hlediska působení sil a konstrukce na radiální (obr. 18 I), kde k spojení hnací a hnané části slouží válečky. Druhý typ je axiální, kde hnací částí je šroub s posuvnou maticí, která má čelní (obr. 18 II a) nebo kuželovou (obr. 18 II b) třecí plochu. [1]



Obr. 14 - Volnoběžné spojky [1]

II. PRAKTICKÁ ČÁST

5 NÁVRH POHONU PLANETOVÉ PŘEVODOVKY

Cílem praktické části je návrh planetové převodovky podložený výpočtem ze zadaných vstupních hodnot.

5.1 Zadání

Převodový poměr	$i = 120$
Výkon	$P = 5 \text{ kW}$
Výstupní otáčky	$n = 20 \text{ min}^{-1}$

5.2 Pohon planetové převodovky

Jako pohon planetové převodovky jsem zvolil elektromotor od firmy Siemens označený 1LA7 131-2AA s těmito provozními parametry: [9]

Otáčky	$n_m = 2\,930 \text{ ot/min}$
Výkon	$P_m = 7,5 \text{ kW}$
Účinnost	$\mu_m = 88 \%$

5.2.1 Ověření skutečného výkonu elektromotoru při jeho účinnosti 88 %

Ověření výkonu, který dodává elektromotor, jsem provedl podle vzorce pro výpočet skutečného výkonu:

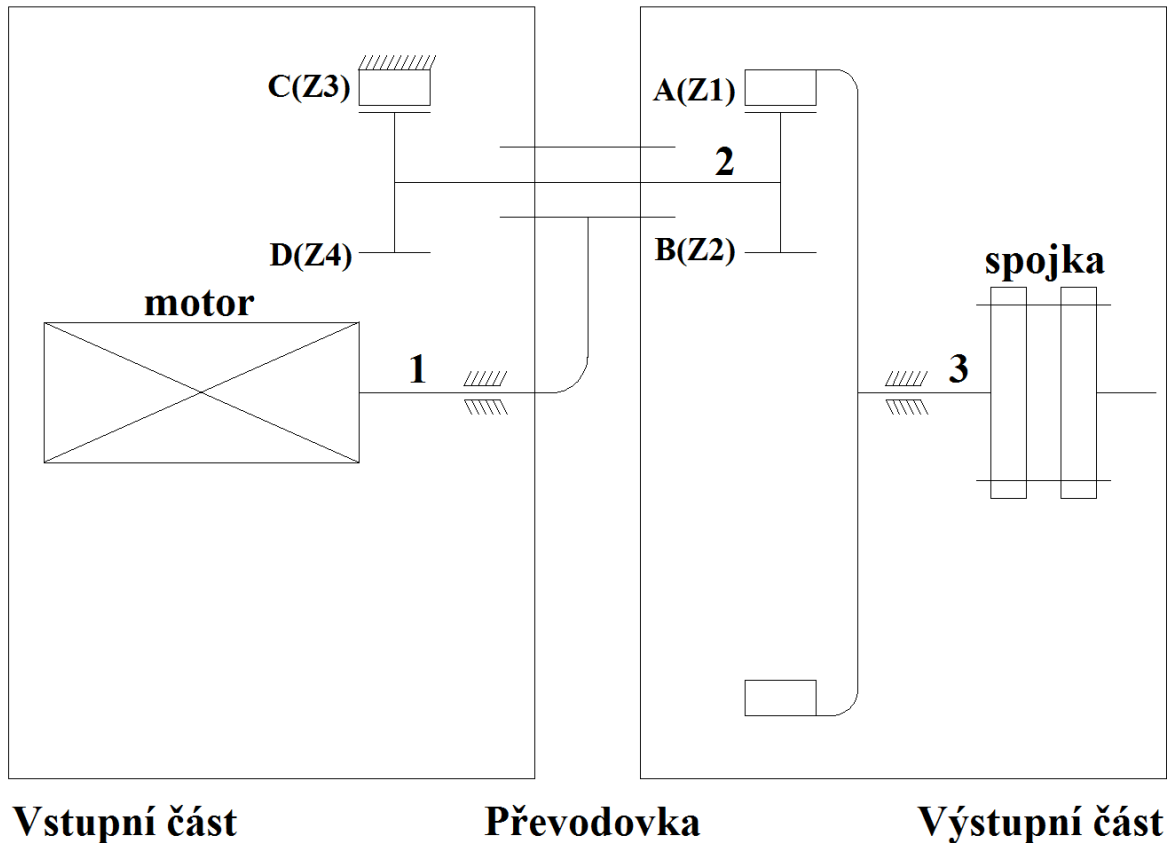
$$P_{skut} = \mu_m \cdot P_m = 0,88 \cdot 7,5 = 6,6 \text{ kW} \text{ [8]}$$

Dle výpočtu výše je zřejmé, že skutečný výkon elektromotoru bude 6,6 kW. Tento výkon je dostačující pro pohon planetové převodovky.

6 KONSTRUKCE PLANETOVÉ PŘEVODOVKY

Ze zadaného převodového poměru jsem zvolil planetovou převodovku typu K-U, která může přenášet převodové poměry pro velikosti 30 až 1500. Zadaný převodový poměr má velikost 1:120, což vyhovuje zvolenému typu planetové převodovky.

Schéma pohonu:



Obr. 15 - Schéma planetové převodovky s uspořádáním ozubených kol

Význam symbolů:

- 1 – hřídel 1
- 2 – hřídel 2
- 3 – hřídel 3
- A – korunové kolo výstupní (počet zubů z_1)
- B – satelit (počet zubů z_2)
- C – korunové kolo vstupní (počet zubů z_3)
- D – satelit (počet zubů z_4)

6.1 Základní parametry návrhu planetové převodovky

6.1.1 Počty zubů jednotlivých kol

U planetové převodovky zvolím počet zubů korunového kola a také obou satelitů. Z těchto hodnot dopočítám druhé korunové kolo. Uspořádání a značení kol je podle obr. 15.

$$i = \frac{i}{1 - \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}} \Rightarrow z_4 = \frac{i \cdot z_1 \cdot z_3 - z_1 \cdot z_3}{i \cdot z_2} \quad [5]$$

Volím počty zubů $Z_1 = 99$ zubů, $Z_2 = 25$ zubů a $Z_3 = 26$ zubů.

$$z_4 = \frac{i \cdot z_1 \cdot z_3 - z_1 \cdot z_3}{i \cdot z_2} = \frac{120 \cdot 99 \cdot 26 - 99 \cdot 26}{120 \cdot 25} = 105$$

6.1.2 Účinnost η

Podle obr. 9 [7] volím koeficient $\psi = 0,02$

$$\eta = \frac{1}{1 + |1 - i| \cdot \psi} = \frac{1}{1 + |1 - 120| \cdot 0,02} = 0,2959 \quad [5]$$

6.1.3 Krouticí momenty na vstupní a výstupní hřídeli

$$Mk_{vstup} = 159,2 \cdot \frac{P_m}{n_m} = 159,2 \cdot \frac{7500}{48,83} = 24452,2 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$Mk_{výstup} = Mk_{vstup} \cdot \eta \cdot i = 24452,2 \cdot 0,88 \cdot 120 = 2582152,3 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad [5]$$

6.1.4 Volba materiálu ozubených kol a jejich vlastnosti

Pro zjednodušení volím stejné materiály pro vstupní a výstupní části. Pro kontrolu ozubených kol na ohyb a otlačení vypočítám základní vlastnosti materiálu. Výpočet jsem provedl dle normy ČSN 01 4686.

- **Pastorek (satelit)** – materiál 12 050 zušlechtěno na $\sigma_{pt1} = 700$ MPa a povrch zaka-len na hodnotu tvrdosti HRC = 48.
- **Korunové kolo** – materiál 42 2660.6 zušlechtěno na $\sigma_{pt2} = 610$ MPa a povrch zaka-len na hodnotu HRC = 45.

6.2 Výstupní část převodovky

6.2.1 Modul ozubení výstupní části $m_{\text{výstup}}$

Pro výpočet jsem zvolil:

- Součinitel zatížení $K_f = 1,5$
- Poměrnou šířku věnce ψ_m z intervalu 10 – 20, volím $\psi_m = 15$

$$m_{\text{výstup}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot K_f \cdot M_{\text{výstup}} \cdot \frac{1}{3}}{\sigma_{FD2} \cdot \psi_m \cdot z_2}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 1,5 \cdot 2582152,3 \cdot \frac{1}{3}}{134,2 \cdot 15 \cdot 25}} = 3,72 \quad [7]$$

Podle normy ČSN 01 4608 volím modul ozubených kol na výstupu $m_{\text{výstup}} = 5 \text{ mm}$.

6.2.2 Hlavní rozměry ozubených kol výstupní části

- **Rozteč zubů ozubených kol:**

$$p = m_{\text{výstup}} \cdot \pi = 5 \cdot \pi = 15,7 \text{ mm} \quad [3]$$

- **Výška hlavy zubu:**

$$h_{\text{avýstup}} = m_{\text{výstup}} = 5 \text{ mm} \quad [3]$$

- **Výška paty zubu:**

$$h_{\text{fvýstup}} = 1,25 \cdot m = 1,25 \cdot 5 = 6,25 \text{ mm} \quad [3]$$

- **Tloušťka zubu:**

$$s_{\text{výstup}} = \frac{\pi \cdot m_{\text{výstup}}}{2} = \frac{\pi \cdot 5}{2} = 7,85 \text{ mm} \quad [3]$$

- **Šířka zubu:**

$$b_{\text{výstup}} = \psi_m \cdot m_{\text{výstup}} = 15 \cdot 5 = 75 \text{ mm} \quad [3]$$

- **Průměr patní kružnice:**

$$D_{f1} = (z_1 + 2,5) \cdot m_{\text{výstup}} = (99 + 2,5) \cdot 5 = 507,5 \text{ mm}$$

$$D_{f2} = (z_2 - 2,5) \cdot m_{\text{výstup}} = (25 - 2,5) \cdot 5 = 112,5 \text{ mm} \quad [3]$$

- **Průměr roztečné kružnice:**

$$D_1 = z_1 \cdot m_{\text{výstup}} = 99 \cdot 5 = 495 \text{ mm}$$

$$D_2 = z_2 \cdot m_{\text{výstup}} = 25 \cdot 5 = 125 \text{ mm} \quad [3]$$

- **Průměr hlavové kružnice:**

$$D_{a1} = D_1 - 2 \cdot h_{\text{avýstup}} = 495 - 2 \cdot 5 = 485 \text{ mm}$$

$$D_{a2} = D_2 + 2 \cdot h_{\text{avýstup}} = 125 + 2 \cdot 5 = 135 \text{ mm} \quad [3]$$

- **Vzdálenost os:**

$$a_{1,2} = \frac{D_1 - D_2}{2} = \frac{495 - 125}{2} = 185 \text{ mm} \quad [3]$$

6.2.3 Kontrola ozubených kol výstupní části dle ČSN 01 4686

a) Součinitele přidavných zatížení:

Součinitele přidavných zatížení jsou:

- Součinitele tvaru zubů – Y_{F1} , Y_{F2} ,
- Vrubové součinitele – $k_{\alpha1}$, $k_{\alpha2}$.

Pro kola s vnitřním ozubením platí:

$$Y_{F1} = \frac{2 \cdot z_1}{z_1 + 20} = \frac{2 \cdot 99}{99 + 20} = 1,66 \quad [7]$$

Pro kola s vnitřním ozubením platí $k_{\alpha1} = 2$

$$Y_{F2} = 2,4$$

$$k_{\alpha2} = 1,69 \quad [7]$$

b) Mez únavové pevnosti v ohybu:

$$\sigma_{cn1} = 0,6 \cdot \sigma_{pt1} = 0,6 \cdot 700 = 420 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{cn2} = 0,6 \cdot \sigma_{pt2} = 0,6 \cdot 610 = 366 \text{ MPa} \quad [7]$$

c) Vrubový součinitel:

$$\text{Pro korunové kolo: } k_{\beta1} = \mu_m \cdot k_{\alpha1} = 0,88 \cdot 2 = 1,8$$

$$\text{Pro satelit: } k_{\beta2} = \mu_m \cdot k_{\alpha2} = 0,88 \cdot 1,69 = 1,5 \quad [7]$$

d) Dovolené namáhání v ohybu:

Předběžně jsem zvolil pro korunové kolo i pro satelit tyto hodnoty:

- Součinitel bezpečnosti S_F z intervalu 1,5 – 2, volím $S_F = 2$,
- Součinitel jakosti povrchu Y_R z intervalu 0,6 – 1,2, volím $Y_R = 1,1$,
- Součinitel velikosti $Y_M = 1$. [7]

Pro ozubené kolo:

$$\sigma_{FD1} = \frac{\sigma_{cn1} \cdot Y_M \cdot Y_R}{S_{Fmin} \cdot k_{\beta1}} = \frac{420 \cdot 1 \cdot 1,1}{2 \cdot 1,8} = 128,3 \text{ MPa} \quad [7]$$

Pro satelit:

$$\sigma_{FD2} = \frac{\sigma_{cn2} \cdot Y_M \cdot Y_R}{S_{Fmin} \cdot k_{\beta2}} = \frac{366 \cdot 1 \cdot 1,1}{2 \cdot 1,5} = 134,2 \text{ MPa} \quad [7]$$

e) Poměrné hodnoty pro kontrolu a výpočet modulu:**Pro ozubené kolo:**

$$\frac{\sigma_{FD1}}{Y_{F1}} = \frac{128,3}{1,66} = 77,29$$

Pro ozubené kolo:

$$\frac{\sigma_{FD2}}{Y_{F2}} = \frac{134,2}{1,69} = 79,41 \quad [7]$$

Pro výpočet hodnoty modulu ozubených kol jsem použil poměr hodnot pro napětí v ohybu a tvaru zubu. Menší hodnotu tohoto poměru má ozubené kolo, což znamená, že se při výpočtu zaměříme na něj.

- **Kontrola na ohyb:**

$$F_T = \frac{M_{kvýstup} \cdot 2}{D_1 \cdot 3} = \frac{2582152,3 \cdot 2}{495 \cdot 3} = 3477,7 \text{ N}$$

$$\sigma_{F1} = \frac{K_F \cdot F_T \cdot Y_{F1}}{b_w \cdot m} = \frac{1,5 \cdot 3477,7 \cdot 1,66}{75 \cdot 5} = 23,1 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F2} = \frac{K_F \cdot F_T \cdot Y_{F2}}{b_w \cdot m} = \frac{1,5 \cdot 3477,7 \cdot 2,4}{75 \cdot 5} = 33,4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fkrit1} = \frac{\sigma_{cn1} \cdot Y_m \cdot Y_R}{k_{\beta1}} = \frac{420 \cdot 1 \cdot 1,1}{1,8} = 256,7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fkrit2} = \frac{\sigma_{cn2} \cdot Y_m \cdot Y_R}{k_{\beta2}} = \frac{366 \cdot 1 \cdot 1,1}{1,5} = 268,4 \text{ MPa}$$

$$S_{F1} = \frac{\sigma_{Fkrit1}}{\sigma_{F1}} = \frac{256,7}{23,1} = 11$$

$$S_{F2} = \frac{\sigma_{Fkrit2}}{\sigma_{F2}} = \frac{268,4}{33,4} = 8 \quad [3]$$

Součinitel bezpečnosti v ohybu pro korunové kolo 1 a pro satelit 2 vyhovuje.

- **Kontrola na otláčení:**

Součinitel vnějších dynamických sil $K_A = 1$,

Součinitel vnitřních dynamických sil $K_V = 1,2$,

Součinitel nerovnoměrnosti zatížení $K_{H\alpha} = 1$,

Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů $K_{H\beta} = 1,3$.

$$K_H = K_A \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} = 1 \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot 1,3 = 1,56 \quad [7]$$

Výpočet tlaku v ozubení:

Součinitel materiálu $Z_M = 275$

Součinitel tvaru zubů $Z_H = 1,59$

$$p_H = Z_M \cdot Z_H \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot F_T \cdot (i + 1)}{b \cdot D_2 \cdot i}} = 275 \cdot 1,59 \cdot \sqrt{\frac{1,56 \cdot 3513,3 \cdot (5,083)}{75 \cdot 125 \cdot 4,083}} = 373 \text{ MPa} [7]$$

Mez únavy na otláčení:

$$P_C = 17 \cdot HRC + 200 = 17 \cdot 45 + 200 = 965 \text{ MPa} \quad [7]$$

Kritické napětí na otláčení:

Součinitel jakosti (drsnosti) povrchu volím pro 7. stupeň přesnosti, tedy $Z_R = 0,95$,

Součinitel vlivu maziva volím $Z_L = 1$,

Součinitel vlivu obvodové rychlosti volím $Z_V = 1$.

$$\sigma_{Hkrit} = P_C \cdot Z_R \cdot Z_L \cdot Z_V = 965 \cdot 0,95 \cdot 1 \cdot 1 = 916,8 \text{ MPa} \quad [7]$$

Součinitel bezpečnosti v otláčení:

$$S_H = \frac{\sigma_{Hkrit}}{P_H} = \frac{916,8}{373} = 2,5 \quad [7]$$

Součinitel bezpečnosti v otláčení pro ozubená kola 1 a 2 je vyhovující.

6.3 Vstupní část převodovky

6.3.1 Modul ozubení vstupní části m_{vstup}

Pro výpočet jsem zvolil:

- Součinitel zatížení $K_f = 1,5$
- Poměrnou šířku věnce ψ_m z intervalu 10 – 20, volím $\psi_m = 15$

$$m_{vstup} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot K_f \cdot M_{vstup} \cdot \frac{1}{3}}{\sigma_{FD2} \cdot \psi_m \cdot z_3}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 1,5 \cdot 2582152,3 \cdot \frac{1}{3}}{128,3 \cdot 15 \cdot 26}} = 3,72 \quad [7]$$

Podle normy ČSN 01 4608 volím modul ozubených kol na výstupu $m_{vstup} = 5$ mm.

6.3.2 Hlavní rozměry ozubených kol vstupní části

Pro splnění podmínek, které zaručují stejnou osovou vzdálenost, je nutné provést korekci rozměrů pastorku v planetové převodovce. Volím tedy koeficient $x = 2,5$. [7]

- **Rozteč zubů ozubených kol:**

$$p = m_{vstup} \cdot \pi = 5 \cdot \pi = 15,7 \text{ mm} \quad [3]$$

- **Výška hlavy zubu:**

$$h_{a3} = m_{vstup} \cdot (1 + x) = 5 \cdot (1 + 2,5) = 17,5 \text{ mm}$$

$$h_{a4} = m_{vstup} = 5 \text{ mm} \quad [7]$$

- **Výška paty zubu:**

$$h_{f3} = h_{a4} + v_n = 5 + 0,25 \cdot 5 = 6,25 \text{ mm}$$

$$h_{f4} = m_{vstup} - (1,25 - x) \cdot m_{vstup} = 5 - (1,25 - 2,5) \cdot 5 = 11,25 \text{ mm} \quad [7]$$

- **Tloušťka zubu:**

$$s_{vstup} = \frac{\pi \cdot m_{vstup}}{2} = \frac{\pi \cdot 5}{2} = 7,85 \text{ mm} \quad [3]$$

- **Šířka zubu:**

$$b_{vstup} = \psi_m \cdot m_{vstup} = 15 \cdot 5 = 75 \text{ mm} \quad [3]$$

- **Průměr roztečné kružnice:**

$$D_3 = z_3 \cdot m_{\text{výstup}} = 26 \cdot 5 = 130 \text{ mm}$$

$$D_4 = z_4 \cdot m_{\text{výstup}} = 105 \cdot 5 = 525 \text{ mm} \quad [3]$$

- **Průměr patní kružnice:**

$$D_{f3} = D_3 - (2,25 - 2 \cdot x) \cdot m_{\text{vstup}} = 130 - (2,25 - 2 \cdot 2,5) \cdot 5 = 116,25 \text{ mm}$$

$$D_{f4} = D_4 + (2,5 \cdot m_{\text{vstup}}) = 525 + (2,5 \cdot 5) = 537,5 \text{ mm} \quad [7]$$

- **Průměr hlavové kružnice:**

$$D_{a3} = D_3 + 2 \cdot h_{a3} = 130 - 2 \cdot 12,5 = 105 \text{ mm}$$

$$D_{a4} = D_4 - 2 \cdot h_{a4} = 525 - 2 \cdot 5 = 515 \text{ mm} \quad [3]$$

- **Průměr valivé kružnice:**

$$D_{v3} = z_3 \cdot m_{\text{vstup}} + 2 \cdot x \cdot m_{\text{vstup}} = 26 \cdot 5 + 2 \cdot 2,5 \cdot 5 = 155 \text{ mm}$$

$$D_{v4} = D_4 = 525 \text{ mm} \quad [7]$$

- **Vzdálenost os:**

$$a_{3,4} = \frac{D_4 - D_{v3}}{2} = \frac{525 - 155}{2} = 185 \text{ mm} \quad [7]$$

6.3.3 Kontrola ozubených kol vstupní části dle ČSN 01 4686

Pro výpočet jsem zvolil:

- Součinitel zatížení $K_f = 1,5$
- Poměrnou šířku věnce ψ_m z intervalu 10 – 20, volím $\psi_m = 15$
- Součinitel bezpečnosti S_F z intervalu 1,5 – 2, volím $S_F = 2$,
- Součinitel jakosti povrchu Y_R z intervalu 0,6 – 1,2, volím $Y_R = 1,1$,
- Součinitel velikosti $Y_M = 1$. [7]

a) Koeficienty přídatných zatížení:

$$Y_{F3} = 1,5$$

$$Y_{F4} = \frac{2 \cdot z_4}{z_4 + 20} = \frac{2 \cdot 105}{105 + 20} = 1,68 \quad [7]$$

$$k_{a3} = 1,7$$

$$k_{a4} = 2 \quad [7]$$

b) Výpočet vrubového součinitele:

$$\text{Pro korunové kolo: } k_{\beta 3} = \mu_m \cdot k_{\alpha 3} = 0,88 \cdot 1,7 = 1,5$$

$$\text{Pro satelit: } k_{\beta 4} = \mu_m \cdot k_{\alpha 4} = 0,88 \cdot 2 = 1,76 \quad [7]$$

c) Výpočet meze únavové pevnosti v ohybu:

$$\sigma_{cn3} = 0,6 \cdot \sigma_{pt3} = 0,6 \cdot 610 = 366 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{cn4} = 0,6 \cdot \sigma_{pt4} = 0,6 \cdot 700 = 420 \text{ MPa} \quad [7]$$

- Kontrola na ohyb:**

$$F_T = \frac{M_{kvýstup} \cdot 2}{D_4 \cdot 3} = \frac{2582152,3 \cdot 2}{525 \cdot 3} = 3278,9 \text{ N}$$

$$\sigma_{F3} = \frac{K_F \cdot F_T \cdot Y_{F3}}{b_w \cdot m} = \frac{1,5 \cdot 3278,9 \cdot 1,5}{75 \cdot 5} = 19,7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F4} = \frac{K_F \cdot F_T \cdot Y_{F4}}{b_w \cdot m} = \frac{1,5 \cdot 3278,9 \cdot 1,68}{75 \cdot 5} = 22 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fkrit3} = \frac{\sigma_{cn3} \cdot Y_m \cdot Y_R}{k_{\beta 3}} = \frac{366 \cdot 1 \cdot 1,1}{1,5} = 268,4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fkrit4} = \frac{\sigma_{cn4} \cdot Y_m \cdot Y_R}{k_{\beta 4}} = \frac{420 \cdot 1 \cdot 1,1}{1,76} = 262,5 \text{ MPa}$$

$$S_{F3} = \frac{\sigma_{Fkrit3}}{\sigma_{F3}} = \frac{268,4}{19,7} = 8$$

$$S_{F4} = \frac{\sigma_{Fkrit4}}{\sigma_{F4}} = \frac{262,5}{22} = 12 \quad [3]$$

Součinitel bezpečnosti v ohybu pro korunové kolo 4 a pro satelit 3 vyhovuje.

- Kontrola na otláčení:**

Součinitel vnějších dynamických sil $K_A = 1$,

Součinitel vnitřních dynamických sil $K_V = 1,2$,

Součinitel nerovnoměrnosti zatížení $K_{H\alpha} = 1$,

Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů $K_{H\beta} = 1,3$.

$$K_H = K_A \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} = 1 \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot 1,3 = 1,56 \quad [7]$$

Tlak v ozubení:

Součinitel materiálu $Z_M = 275$

Součinitel tvaru zubů $Z_H = 1,59$

$$p_H = Z_M \cdot Z_H \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot F_T \cdot (i + 1)}{b \cdot D_3 \cdot i}} = 275 \cdot 1,59 \cdot \sqrt{\frac{1,56 \cdot 3278,9 \cdot (5,083)}{75 \cdot 130 \cdot 4,083}} = 353 \text{ MPa} [7]$$

Mez únavy na otláčení:

$$P_c = 17 \cdot HRC + 200 = 17 \cdot 45 + 200 = 965 \text{ MPa} \quad [7]$$

Kritické napětí na otláčení:

Součinitel jakosti (drsnosti) povrchu volím pro 7. stupeň přesnosti, tedy $Z_R = 0,95$,

Součinitel vlivu maziva volím $Z_L = 1$,

Součinitel vlivu obvodové rychlosti volím $Z_V = 1$.

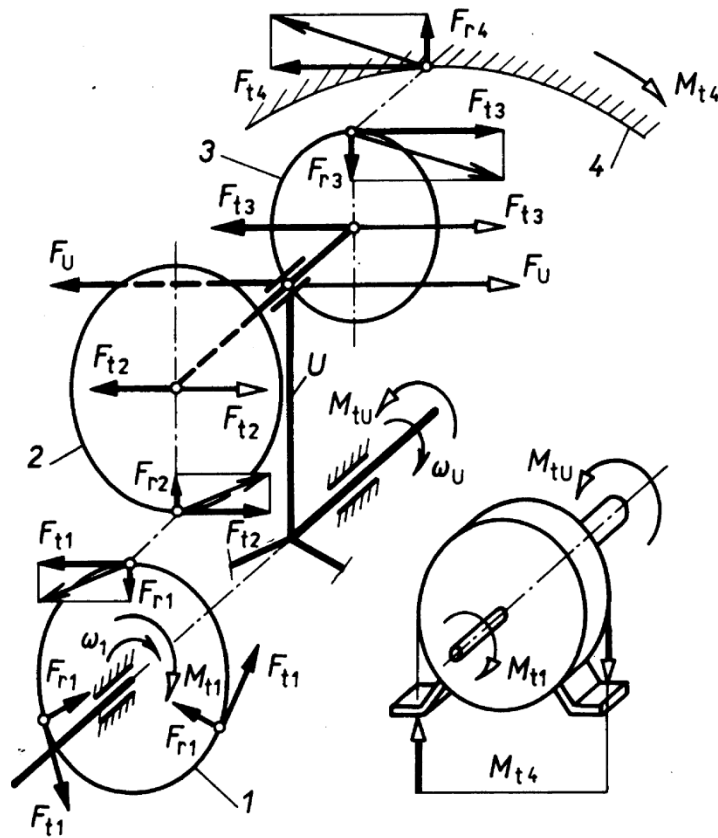
$$\sigma_{Hkrit} = P_c \cdot Z_R \cdot Z_L \cdot Z_V = 965 \cdot 0,95 \cdot 1 \cdot 1 = 916,8 \text{ MPa} \quad [7]$$

Součinitel bezpečnosti v otláčení:

$$S_H = \frac{\sigma_{Kkrit}}{P_H} = \frac{916,8}{353} = 2,6 \quad [7]$$

Součinitel bezpečnosti v otláčení pro ozubená kola 3 a 4 je vyhovující.

6.4 Silové poměry



Obr. 16 - Silové poměry v ozubení [7]

$$M_{t1} = M_{k_{\text{výstup}}} \Rightarrow M_{t1} = 2582152,3 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$F_{t1} = \frac{M_{t1}}{a_k \cdot \frac{D_1}{2}} = \frac{2582152,3}{3 \cdot \frac{495}{2}} = 3477,6 \text{ N} \quad F_{t1} = F_{t2}$$

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha = 3477,6 \cdot \tan 20 = 1265,7 \text{ N} \quad F_{r1} = F_{r2}$$

$$F_{N1} = \frac{F_{t1}}{\cos \alpha} = \frac{3477,6}{\cos 20} = 3700,8 \text{ N} \quad F_{N1} = F_{N2}$$

$$F_{t2} \cdot \frac{D_2}{2} = F_{t3} \cdot \frac{D_{v3}}{2} \Rightarrow F_{t3} = \frac{F_{t2} \cdot D_2}{D_{v3}} = \frac{3477,6 \cdot 125}{155} = 2804,5 \text{ N}$$

$$F_{r3} = F_{t3} \cdot \tan \alpha = 2804,5 \cdot \tan 20 = 1020,8 \text{ N}$$

$$F_{N3} = \frac{F_{t3}}{\cos \alpha} = \frac{2804,5}{\cos 20} = 2984,5 \text{ N. [7]}$$

6.5 Hřídele planetové převodovky

Pro snadnější návrh hřídelů a jednodušší výpočty volím stejný materiál pro všechny hřídele, a to materiál 11 600 s těmito vlastnostmi:

- $\tau_{DK} = 80 \text{ MPa}$
- $\sigma_{DO} = 150 \text{ MPa}$

6.5.1 Hřídel 3 na výstupu z převodovky

$$\tau_{DK} \leq \frac{Mk_{výstup}}{W_k} = \frac{Mk_{výstup}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} \Rightarrow d_3 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot Mk_{výstup}}{\pi \cdot \tau_{DK}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2582152,3}{\pi \cdot 80}}$$

$$= 54,78 \text{ mm} \quad [1]$$

Průměr hřídele volím $d_3 = 65 \text{ mm}$

a) Volba ložiska pro hřídel 3:

Volím životnost ložisek $L_H = 25\,000$

$$F_{e3} = V \cdot X \cdot F_{R1} + Y \cdot F_{ax} = 1 \cdot 1 \cdot 1265,7 + 0 = 1265,7 \text{ N}$$

$$C_{n3} = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot L_h \cdot n_3}{10^6}} \cdot F_{e3} = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 25\,000 \cdot 20}{10^6}} \cdot 1265,7 = 3932,8 \text{ N} \quad [5]$$

Dle výpočtu výše volím pro hřídel 3 (výstupní hřídel) 2 ložiska 6013 dle ČSN 02 4630.

b) Volba pera pro hřídel 3:

- $\tau_{DK} = 80 \text{ MPa}$
- $p_{DOV} = 60 \text{ MPa}$

Kontrola pera na stříh:

$$F_{S3} = \frac{2 \cdot M_{kvýstup}}{d_3} = \frac{2 \cdot 2582152,3}{65} = 79\,450,8 \text{ N}$$

$$\tau_{S3} = \frac{F_{S3}}{S_{S3}} \leq \tau_{DK} \Rightarrow S_{S3} = \frac{F_{S3}}{\tau_{DK}} = \frac{79\,450,8}{80} = 993,1 \text{ mm}^2$$

$$S_{S3} = b \cdot l_{I3} \Rightarrow l_{I3} = \frac{S_{S3}}{b} = \frac{993,1}{18} = 55,2 \text{ mm} \quad [1]$$

Kontrola pera na otláčení:

$$p = \frac{F_{S3}}{S_{O3}} \leq p_{DOV} \Rightarrow S_{O3} = \frac{F_{S3}}{p_{DOV}} = \frac{75\,450,8}{60} = 1\,257,5 \text{ mm}^2$$

$$l_{H3} = \frac{2 \cdot S_{O3}}{h} = \frac{2 \cdot 1\,257,5}{11} = 228,6 \text{ mm} \quad [1]$$

Pro hřídel 3 na výstupu z převodovky volím 3 pera 18e7 x 11 x 80 dle ČSN 02 2562.

6.5.2 Hřídel 2 pro satelity

$$M_{k2} = \frac{F_{t2} \cdot D_2}{2} = \frac{3477,6 \cdot 125}{2} = 217\,350 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\tau_{DK} \leq \frac{M_{k2}}{W_k} = \frac{M_{k2}}{\frac{\pi \cdot d_2^3}{16}} \Rightarrow d_2 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k2}}{\pi \cdot \tau_{DK}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 217\,350}{\pi \cdot 80}} = 24,0 \text{ mm} \quad [1]$$

Průměr hřídele volím $d_2 = 40 \text{ mm}$

a) Volba ložiska pro hřídel 2:

Volím životnost ložisek $L_H = 25\,000$

$$\sum F_{iy} = 0 \Rightarrow -F_{t2} + R_A - F_{t3} = 0$$

$$R_A = F_{t2} + F_{t3} = 3477,6 + 2804,5 = 6\,282,1 \text{ N}$$

$$F_{e2} = V \cdot X \cdot R_A + Y \cdot F_{ax} = 1 \cdot 1 \cdot 6\,282,1 + 0 = 6\,282,1 \text{ N}$$

$$i_{1,2} = \frac{n_1}{n_2} \Rightarrow n_2 = \frac{n_1}{i_{1,2}} = \frac{2\,930}{4,083} = 718 \text{ ot/min}$$

$$C_{n2} = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot L_h \cdot n_2}{10^6}} \cdot F_{e2} = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 25\,000 \cdot 718}{10^6}} \cdot 6\,282,1 = 64\,393,7 \text{ N} \quad [5]$$

Dle výpočtu výše volím pro hřídel 2 (hřídel pro satelity) 2 ložiska NU 408 dle ČSN 02 4670.

b) Volba pera pro hřídel 3:

- $\tau_{DK} = 80 \text{ MPa}$
- $p_{DOV} = 60 \text{ MPa}$

Kontrola pera na stříh:

$$F_{S2} = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d_2} = \frac{2 \cdot 210\,786}{40} = 10\,539,3 \text{ N}$$

$$\tau_{S2} = \frac{F_{S2}}{S_{S2}} \leq \tau_{DK} \Rightarrow S_{S2} = \frac{F_{S2}}{\tau_{DK}} = \frac{10\,539,3}{80} = 131,7 \text{ mm}^2$$

$$S_{S2} = b \cdot l_{I2} \Rightarrow l_{I2} = \frac{S_{S2}}{b} = \frac{131,7}{12} = 11 \text{ mm} \quad [1]$$

Kontrola pera na otláčení:

$$p = \frac{F_{S2}}{S_{O32}} \leq p_{DOV} \Rightarrow S_{O2} = \frac{F_{S2}}{p_{DOV}} = \frac{10\,539,3}{60} = 175,7 \text{ mm}^2$$

$$l_{II2} = \frac{2 \cdot S_{O2}}{h} = \frac{2 \cdot 175,7}{8} = 43,9 \text{ mm} \quad [1]$$

Pro hřídel 2 volím pero 10e7 x 8 x 63 dle ČSN 02 2562.

6.5.3 Hřídel 1 na vstupu do převodovky

$$\tau_{DK} \leq \frac{Mk_{vstup}}{W_k} = \frac{Mk_{vstup}}{\frac{\pi \cdot d_1^3}{16}} \Rightarrow d_1 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot Mk_{vstup}}{\pi \cdot \tau_{DK}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 24452,2}{\pi \cdot 80}} = 11,6 \text{ mm} \quad [1]$$

Průměr hřídele volím $d_1 = 40 \text{ mm}$

a) Volba ložiska pro hřídel 1:

Volím životnost ložisek $L_H = 25\,000$

$$\sum F_{iy} = 0 \Rightarrow R_A + R_B = 0$$

$$R_B = -R_A = -6\,282,1 \text{ N}$$

$$F_{e1} = V \cdot X \cdot R_B + Y \cdot F_{ax} = 1 \cdot 1 \cdot 6\,282,1 + 0 = 6\,282,1 \text{ N}$$

$$C_{n2} = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot L_h \cdot n_1}{10^6}} \cdot F_{e1} = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 25\,000 \cdot 2930}{10^6}} \cdot 6\,282,1 = 102\,902,2 \text{ N} \quad [5]$$

Dle výpočtu výše volím pro hřídel 1 (vstupní hřídel) 2 ložiska NU 2308 dle ČSN 02 4670.

b) Volba pera pro hřídel 1:

- $\tau_{DK} = 80 \text{ MPa}$

- $p_{DOV} = 60 \text{ MPa}$

Kontrola pera na stříh:

$$F_{S1} = \frac{2 \cdot M_{kvstup}}{d_1} = \frac{2 \cdot 24452,2}{40} = 1\,222,6 \text{ N}$$

$$\tau_{S1} = \frac{F_{S1}}{S_{S1}} \leq \tau_{DK} \Rightarrow S_{S1} = \frac{F_{S1}}{\tau_{DK}} = \frac{1\,222,6}{80} = 15,3 \text{ mm}^2$$

$$S_{S1} = b \cdot l_{I1} \Rightarrow l_{I1} = \frac{S_{S1}}{b} = \frac{15,3}{12} = 1,3 \text{ mm} \quad [1]$$

Kontrola pera na otláčení:

$$p = \frac{F_{S1}}{S_{O1}} \leq p_{DOV} \Rightarrow S_{O1} = \frac{F_{S1}}{p_{DOV}} = \frac{1\,222,6}{60} = 20,4 \text{ mm}^2$$

$$l_{II1} = \frac{2 \cdot S_{O1}}{h} = \frac{2 \cdot 20,4}{8} = 5,1 \text{ mm} \quad [1]$$

Pro hřídel 1 volím pero 12e7 x 8 x 28 dle ČSN 02 2562.

6.6 Doplnující geometrické podmínky

6.6.1 Podmínka pro stejné osové vzdálenosti

$$a_{1,2} = a_{3,4} \Rightarrow 185 \text{ mm} = 185 \text{ mm} \Rightarrow \text{podmínka je splněna} \quad [7]$$

6.6.2 Podmínka smontovatelnosti

$$z_1 = k \cdot a_k \Rightarrow k = \frac{z_1}{a_k} = \frac{99}{3} = 33$$

$$z_4 = q \cdot a_k \Rightarrow q = \frac{z_4}{a_k} = \frac{105}{3} = 35 \quad [7]$$

Podmínka smontovatelnosti je splněna, jelikož z_1 a z_4 jsou celými násobky počtu satelitů.

6.6.3 Podmínka vůle mezi satelity

Volím minimální vůli $v_{\min} = 1,5 \text{ mm}$

$$v = \frac{360}{a_k} \geq v_{\min}$$

$$\sin \frac{v_{min}}{2} = \frac{\frac{D_{a2} + v_{min}}{2}}{a_{1,2}} = \frac{D_{a2} + v_{min}}{2 \cdot a_{1,2}} \Rightarrow v_{min} = \arcsin \left(\frac{D_{a2} + v_{min}}{2 \cdot a_{1,2}} \right)$$

$$v_{min} = \arcsin \left(\frac{135 + 1,5}{2 \cdot 185} \right) 22^{\circ}09'$$

$$v = \frac{360}{a_k} \geq v_{min} \sim \frac{360}{3} \geq 22^{\circ}09' \quad [7]$$

Podmínka vůle mezi jednotlivými satelity je splněna.

7 POJISTNÁ SPOJKA

Jako zabezpečovací zařízení pro planetovou převodovku jsem zvolil pojistnou spojku se střížnými kolíky, které se při přetížení přestřihnou a nedojde tak k poničení převodového ústrojí.

Jako maximální kroutící moment, který bude bezpečný pro planetovou převodovku jsem zvolil kroutící moment na výstupní hřídeli.

7.1 Průměr střížného kolíku

Kolíky jsou vyrobeny z oceli 12 061 a $\tau_{ms} = 120 \text{ MPa}$

Volím 2 kolíky a vzdálenost kolíků od osy hřídele volím $R = 120 \text{ mm}$. Vypočítám průměry střížných kolíků.

$$M_{výstup} = F_t \cdot R \Rightarrow F_t = \frac{M_{výstup}}{R} = \frac{2582152,3}{120} = 21\,518 \text{ N}$$

$$\tau = \frac{F_t}{S} = \tau_{ms}; S = \frac{\pi \cdot d_k^2}{4}$$

$$\tau = \frac{F_t}{\frac{\pi \cdot d_k^2}{4} \cdot 2} = \tau_{ms} \Rightarrow d_k = \sqrt{\frac{2 \cdot F_t}{\pi \cdot \tau_{ms}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 21\,518}{\pi \cdot 120}} = 10,7 \text{ mm}$$

Pro pojistnou spojku se střížnými kolíky volím 2 kolíky o průměru 10,7 mm.

ZÁVĚR

V této práci jsem se zabýval návrhem a konstrukcí planetové převodovky a pojistné spojky. Planetová převodovka byla navržena pro výkon 5 kW, převodový poměr 120 a výstupní otáčky 20 min^{-1} .

Při návrhu planetové převodovky jsem zvolil vhodný elektromotor a poté navrhl dle příslušných vzorců jednotlivé konstrukční součásti planetové převodovky.

K pohonu celé soustavy jsem zvolil elektromotor od firmy Siemens označený 1LA7 131-2AA s výkonem 7,5 kW, a výstupními otáčkami 2 930 ot/min. Po přepočtu, zda tento motor j možné použít jsem zjistil, že je dostačující. Spojení elektromotoru a planetové převodovky je zajištěno hřídelovou spojkou.

Při samotném výpočtu planetové převodovky jsem nejdříve dle přenášeného převodového poměru zvolil typ převodovky. Poté jsem zvolil a dopočítal počty zubů korunových kol a satelitů a také jejich kontrola na ohyb a otláčení. Dále jsem navrhl a vypočítal hřídele, ložiska a také pera pro přenos krouticího momentu.

Proti přetížení a zničení planetové převodovky jsem navrhl pojistnou spojku se střížnými kolíky, které se přestříhnou a před dalším spuštěním je nutné tyto kolíky vyměnit.

V konstrukční části této práce jsem zhotovil sestavu převodovky a použil jsem co nejvíce normalizovaných dílů. Dále jsem doložil výkresovou dokumentaci hnací jednotky a kusovník. Vše bylo vytvořeno ve studentské verzi programu Autodesk Inventor Professional 2015.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] VOLEK, F. *Základy konstruování a části strojů I*. Vyd. 1. Zlín: Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, 2009, 167 s. ISBN 978-80-7318-654-8.
- [2] VOLEK, F. *Základy konstruování a části strojů II: Mechanismy strojů*. Vyd. 1. Zlín: Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, 2009, 89 s. ISBN 80-7318-111-8.
- [3] ŠVEC, V. *Části a mechanismy strojů: mechanické převody*. Praha: České vysoké učení technické, 1999. ISBN 80-01-01934-9.
- [4] KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1860-3.
- [5] SVOBODA, J. *Planetové převody*. Praha: České vysoké učení technické, 1998. ISBN 80-01-01830-X.
- [6] VELIČKOVÁ, E. *Stroje a zařízení*. Ostrava: Sdružení požárního a bezpečnostního inženýrství, 2012. ISBN 978-80-7385-113-2.
- [7] BOLEK, A. a KOCHMAN, J. *Části strojů*. 5., přeprac. vyd. (1. v SNTL). Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1990. Technický průvodce.
- [8] ZAORAL, R. *Hnací jednotka s planetovou převodovkou a pojistnou spojkou*. Zlín: Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, 2014, 56 s.
- [9] Elektromotory. *Elektromotory Siemens:: 1LA7* [online]. [cit. 2017-04-23]. Dostupné z: http://www.elektromotory.com/upload/file/katalog_1la7.pdf.

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

a	Vzdálenost os.
b	Šířka.
D	Průměr roztečné kružnice.
d	Průměr.
D _a	Průměr hlavové kružnice.
D _f	Průměr patní kružnice.
D _v	Průměr valivé kružnice.
F	Síla.
F _t	Tečná složka síly.
F _N	Normálová složka síly.
h	Výška.
h _a	Výška hlavy zubu.
h _f	Výška paty zubu.
i	Převodový poměr.
K _a	Součinitel vnějších dynamických sil.
k _β	Vrubový součinitel.
k _f	Součinitel zatížení.
K _{Hα}	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení
K _{Hβ}	Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů
K _v	Součinitel vnitřních dynamických sil.
l	Délka.
L _h	Trvanlivost ložisek.
m	Modul.
M _k	Krouticí moment.

n	Otáčky.
O	Osa.
P	Výkon.
P	Rozteč.
P_C	Mez únavy na otláčení.
p_H	Velikost tlaku v ozubení.
p_{DOV}	Dovolené namáhání na tlak.
R	Poloměr.
S	Plocha.
s	Tloušťka.
S_f	Tloušťka zubů.
t	Rozteč.
v	Obvodová rychlost.
x	Jednotkové posunutí základního profilu.
Y	Součinitel.
z	Počet zubů.
Z_H	Součinitel tvaru zubu.
Z_M	Součinitel materiálu.
Z_R	Součinitel jakosti povrchu.
Z_V	Součinitel vlivu obvodové rychlosti.
v	Vůle mezi satelity.
μ	Účinnost.
π	Ludolfovo číslo.
σ_{pt}	Pevnost.
σ_{DO}	Dovolené namáhání v ohybu.

τ	Pevnost.
ψ_m	Poměrná šířka zubů.
ω	Úhlová rychlost.
τ_{ms}	Pevnost ve střihu

SEZNAM OBRÁZKŮ

<i>Obr. 1 - Základní schéma</i>	12
<i>Obr. 2 - Profily řemenů a jejich charakteristické rozměry [3]</i>	14
<i>Obr. 3 - Nejčastěji používané druhy řemenů [1]</i>	16
<i>Obr. 4 - Nejčastěji používané řetězy [1]</i>	16
<i>Obr. 5 - Základní typy ozubených převodů [1]</i>	19
<i>Obr. 6 - Nejdůležitější rozměry ozubeného kola [3]</i>	22
<i>Obr. 7 - Základní zákon ozubení [3]</i>	23
<i>Obr. 8 - Schéma jednoduchých planetových soukolí [5]</i>	25
<i>Obr. 9 - Schémata základních typů planetových převodů [8]</i>	27
<i>Obr. 10 - Konstrukční řešení trubkových spojek [1]</i>	28
<i>Obr. 11 - Kolíková vyrovnávací spojka [1]</i>	29
<i>Obr. 12 - Výsuvná spojka zubová [1]</i>	30
<i>Obr. 13 - Pojistná spojka se střížným kolíkem [1]</i>	30
<i>Obr. 14 - Volnoběžné spojky [1]</i>	31
<i>Obr. 15 - Schéma planetové převodovky s uspořádáním ozubených kol</i>	34
<i>Obr. 16 - Silové poměry v ozubení [7]</i>	44

SEZNAM TABULEK

<i>Tab. 1 - Rozdělení mechanických převodů [2]</i>	13
<i>Tab. 2 - Normalizovaná řada modulů [3]</i>	21

SEZNAM PŘÍLOH

BP-TZ-A2-00	SESTAVA PŘEVODOVKY
BP-TZ-A3-01	KORUNOVÉ KOLO Z1
BP-TZ-A3-02	OZUBENÉ KOLO Z2
BP-TZ-A3-03	OZUBENÉ KOLO Z3
BP-TZ-A3-04	KORUNOVÉ KOLO Z4
BP-TZ-A3-05	UNAŠEČ SATELITŮ
BP-TZ-A3-06	HŘÍDEL 1
BP-TZ-A3-07	HŘÍDEL 2
BP-TZ-A3-08	HŘÍDEL 3
BP-TZ-A4-09	DISTANČNÍ TRUBKA 1
BP-TZ-A4-10	DISTANČNÍ TRUBKA 2
BP-TZ-A3-11	PŘÍRUBA VSTUPNÍ ČÁSTI
BP-TZ-A3-12	PŘÍRUBA VÝSTUPNÍ ČÁSTI MALÁ
BP-TZ-A3-13	PŘÍRUBA VÝSTUPNÍ ČÁSTI VELKÁ
BP-TZ-A2-14	PŘEVODOVÁ SKŘÍŇ
BP-TZ-A2-15	ZÁKLADNÍ DESKA
BP-TZ-A4-16	PODSTAVA MOTORU
BP-TZ-A3-17	UNAŠEČ SPOJKY
BP-TZ-A4-18	STŘIŽNÝ KOLÍK
BP-TZ-A4-19	PODPĚRA 4. HŘÍDELE SPODNÍ
BP-TZ-A4-20	PODPĚRA 4. HŘÍDELE VRCHNÍ
BP-TZ-A3-21	HŘÍDEL 4
BP-TZ-A3-22	HŘÍDELOVÁ SPOJKA