

Zabezpečovací pohon se šnekovou převodovkou

Stanislav Ježek

Bakalářská práce
2017



Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta technologická

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta technologická
Ústav výrobního inženýrství
akademický rok: 2016/2017

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Stanislav Ježek**
Osobní číslo: **T14100**
Studijní program: **B3909 Procesní inženýrství**
Studijní obor: **Technologická zařízení**
Forma studia: **prezenční**

Téma práce: **Zabezpečovací pohon se šnekovou převodovkou**

Zásady pro vypracování:

1. Vypracujte literární studii na dané téma
2. Navrhněte konstrukci pohonu; převodovku pro výkon 10 kW a výstupní otáčky 50 min⁻¹
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 2017

Termín odevzdání bakalářské práce:

19. května 2017

Ve Zlíně dne 30. ledna 2017



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



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

Příjmení a jméno: JEŽEK STANISLAV.....

TECHNOLOGICKÁ
Obor: ZARIZENI.....

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 obhajoby¹⁾;
- 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. 3²⁾;
- beru na vědomí, že podle § 60³⁾ 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 § 60³⁾ 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 19.5.2017.....

Ješek

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 nevdělečně 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 přihlídí k výši výdělku dosaženého školou nebo školským či vzdělávacím zařízením z užití školního díla podle odstavce 1.

ABSTRAKT

Tato práce se zabývá studiem ozubených převodů, druhy pohonných jednotek, uložením hřídelů a hřídelovými spojkami. Literární část je zaměřena na obecný přehled jednotlivých částí daného mechanismu.

Praktická část této práce se zabývá výpočtem hřídelové spojky, šnekové převodovky a řemenice. Výstupem této praktické části je model převodovky, navržený dle zadání, doplněný výkresovou dokumentací.

Klíčová slova:

Převodové mechanismy, ozubené převody, šneková převodovka, šnekové ozubení, třecí spojka, řemenové převody.

ABSTRACT

This work deals with the study of gears, type of propulsion units, bearings shafts and shaft couplings. Literary part is focused on general overview of the various parts of the mechanism.

The practical part deals with calculation of shaft couplings, worm gear and re-changer. The output of this model is the practical part of the gearbox, designed according to the assignment, complete with drawings.

Keywords:

Gear mechanisms, toothed gears, worm gear box, worm gears, fiction clutch, belt drive.

Zde bych chtěl poděkovat Ing. Františku Volkovi CSc., za rady a připomínky k tvoření mé bakalářské práce. Současně chci poděkovat mé rodině a přátelům za podporu.

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

OBSAH

ÚVOD	11
I TEORETICKÁ ČÁST	12
1 PŘEVODY	13
1.1 ZÁKLADNÍ VZTAHY	13
1.1.1 Převodový poměr	13
1.1.2 Účinnost	14
1.1.3 Silové poměry	15
1.2 PŘEVODY OZUBENÝMI KOLY	15
1.2.1 Rozdělení ozubených kol	16
1.2.2 Materiály ozubených kol.....	17
1.2.3 Převodové skříně	18
1.2.4 Čelní ozubená soukolí	19
1.2.4.1 Evolventní ozubení	20
1.2.4.2 Cykloidní ozubení.....	21
1.2.5 Kuželová soukolí valivá.....	21
1.2.6 Šneková soukolí	21
1.2.6.1 Šneková soukolí s válcovým šnekem	22
1.2.6.2 Šneková soukolí s globálním šnekem.....	23
1.3 ŘEMENOVÉ PŘEVODY	23
1.3.1 Druhy řemenů.....	23
1.3.1.1 Ploché řemeny.....	24
1.3.1.2 Klínové řemeny.....	24
1.3.2 Úprava řemenového převodu	25
2 ULOŽENÍ HŘÍDELŮ	26
2.1 VALIVÁ LOŽISKA	26
2.1.1 Dělení valivých ložisek	27
2.1.2 Materiály valivých ložisek	28
2.1.3 Trvanlivost ložiska	29
3 HŘÍDELOVÉ SPOJKY	30
3.1 FUNKCE SPOJEK.....	30
3.2 ROZDĚLENÍ SPOJEK.....	30
3.2.1 Mechanicky neovládané spojky	30
3.2.1.1 Nepružné spojky	30
3.2.1.2 Pružné spojky.....	32
3.2.2 Mechanicky ovládané spojky	33
3.2.2.1 Výsuvné spojky.....	33
3.2.2.2 Pojistné spojky	34
3.2.2.3 Rozběhové spojky.....	35
4 HNACÍ JEDNOTKY	36
4.1 ROZDĚLENÍ JEDNOTEK.....	36
4.2 STŘÍDAVÉ MOTORY	36
4.2.1 Synchronní motory.....	36

4.2.2	Asynchronní motory.....	37
4.3	STEJNOSMĚRNÉ MOTORY.....	37
II	PRAKTICKÁ ČÁST	39
5	ZADÁNÍ	40
5.1	SCHÉMA	40
5.2	SOFTWARE MITCALC	41
6	VOLBA ELEKTROMOTORU.....	42
6.1	VÝKON ELEKTROMOTORU	42
7	ŘEMENOVÝ PŘEVOD	43
8	OZUBENÉ PŘEVODY.....	45
8.1	ŠNEKOVÉ SOUKOLÍ	45
8.2	ČELNÍ OZUBENÍ	47
9	NÁVRH HŘÍDELÍ.....	49
9.1	HŘÍDEL 1	49
9.2	HŘÍDEL 2	50
9.3	HŘÍDEL 3	52
10	LOŽISKA.....	54
10.1	LOŽISKO 1	54
10.2	LOŽISKO 2	55
10.3	LOŽISKO 3	56
10.4	LOŽISKO 4	56
10.5	LOŽISKO 5	57
10.6	LOŽISKO 6	58
11	TVAROVÉ SPOJE HŘÍDELE S NÁBOJEM.....	59
11.1	PERA PRO ŘEMENICE	59
11.2	PERO PRO ŠNEKOVÉ KOLO	59
11.3	PERA PRO VELKÉ ČELNÍ OZUBENÉ KOLO	60
11.4	PERA PRO SPOJKU	60
11.5	ROVNOBOKÉ DRÁŽKOVÁNÍ U SPOJKY	61
12	TŘECÍ LAMELOVÁ SPOJKA	62

12.1	PŘENÁŠENÝ VÝKON.....	62
12.2	KROUTÍCÍ MOMENT VÝSTUPNÍHO HŘÍDELE SPOJKY.....	62
12.3	ROZMĚRY TŘECÍCH KOL	62
12.4	VELIKOST PŘÍTLAČNÉ SÍLY	62
12.5	OVLÁDACÍ PRUŽINA	62
12.6	MĚRNÝ TLAK VE STYKOVÝCH PLOCHÁCH	63
12.7	PŘENÁŠENÝ VÝKON.....	64
13	MONTÁŽ A MAZÁNÍ	65
	ZÁVĚR	66
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....	67
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK.....	68
	SEZNAM OBRÁZKŮ	70
	SEZNAM TABULEK.....	72
	SEZNAM PŘÍLOH.....	74

ÚVOD

Při rozmyšlení na jaké téma, bych měl psát bakalářskou práci, jsem byl v rozpacích. Rozhodoval jsem se mezi konstrukcí vstřikovací formy a konstrukcí převodovky. Po dlouhém rozhodování a rozmýšlení jsem se rozhodl, jakožto strojař, na konstrukci převodovky. Po domluvě s vedoucím práce, padlo rozhodnutí právě na převodovku šnekovou.

Šnekovými převody se lidé zabývali již v dávných dobách. Jako první jej popsal Archimédes, ale lidé jej znali už dávno před tím. Později se touto problematikou blíže zabýval vědec Leonardo Da Vinci, který dospěl k poznatku, že šneky s malým stoupáním jsou samosvorné. Velký rozmach ozubených kol nastal až ve 20. století. Znalosti dovolily zdokonalit výrobu ozubení.

Tím se dostáváme až do dnešní doby, kdy máme mnoho druhů šnekových i globoidních soukolí. Jednotlivé druhy se od sebe odlišují konstrukcí, technologií výroby a geometrií ozubení. Výrobci to ale mají bohužel těžké. Musí tlačit cenu výroby co nejnižší, aby obstály ve velké konkurenci firem. Bohužel levné výrobky příliš nevydrží a to hraje pro výrobce, kteří tak mohou stále prodávat nové a nové produkty.

Teoretická část této práce se zabývá zejména převody, uložením hřídelů, spojkami a také hnacími jednotkami. Jednotlivá témata jsou velmi rozsáhlá a jsou o nich napsány nespočetné strany knih, proto se snažím pouze nastínit čtenáři danou problematiku. Sestava se skládá z elektromotoru, převodovky a pojistné třecí spojky.

V praktické části se budu zabývat výpočtem daných strojních součástí a výstupem této bakalářské práce bude vymodelovaný model sestavy doplněný o výkresovou dokumentaci. Výpočty budou provedeny moderním způsobem ve výpočtovém programu MITCalc a následně vymodelovány v programu Autodesk Inventor 2016.

Mým cílem bude postupovat co možná nejefektivněji, s využitím technických a ekonomických hledisek.

I. TEORETICKÁ ČÁST

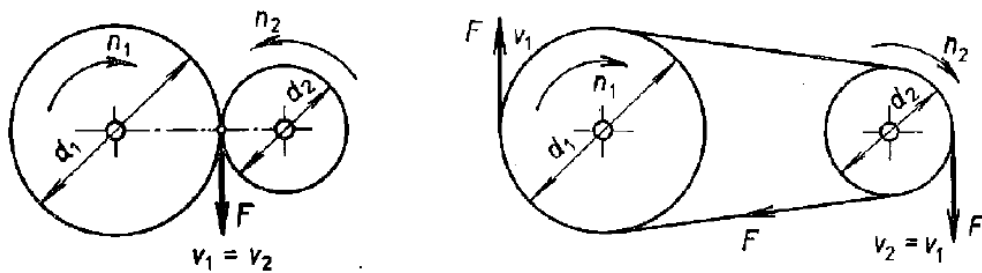
1 PŘEVODY

Převodový mechanismus umožňuje přenos sil, kroutícího momentu, energie, případně rozděluje energii přiváděnou z hnacího stroje na pracovní zařízení. Hlavní důvod použití převodů mezi motorem a strojem je ten, že pro pohon výrobních zařízení se většinou používají asynchronní motory s pevně stanoveným počtem otáček. Tyto otáčky ve většině případů nesouhlasí s rychlostmi a často ani s druhem pohybu pracovního mechanismu, automatického prvku nebo nástroje. Převody můžeme klasifikovat podle způsobu přenosu energie na převody mechanické, hydraulické, elektrické, pneumatické, magnetické a kombinované. Nejčastěji používanou skupinou převodů jsou převody mechanické, jež jsou konstrukčně nejjednodušší a nejspolehlivější. Mechanické převody můžeme rozdělit takto:

- tvarové (bez skluzu)
- třecí (se skluzem)

Tvarové spojení můžeme dále členit na přímé (kontaktní) a na nepřímé (s druhým členem). Mezi převody s tvarovým stykem patří ozubené převody, k nepřímým převodům ozubenými řemeny a řetězové převody.

Třecí spojení může být přímé (kontaktní), kam patří třecí převody, nebo nepřímé (s druhým členem), do této skupiny patří řemenové a lanové převody. [1]



Obr. 1 Příklad převodu s přímým a nepřímým přenosem pohybu [3]

1.1 Základní vztahy

1.1.1 Převodový poměr

Velikost převodu je vyjádřena jako poměr úhlové rychlosti hnacího členu ω_1 k úhlové rychlosti hnaného členu ω_2 . Přičemž úhlové rychlosti jsou přímo úměrné jejich otáčkám n . Pro tento poměr platí vztah:

$$i_{1,2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad (1)$$

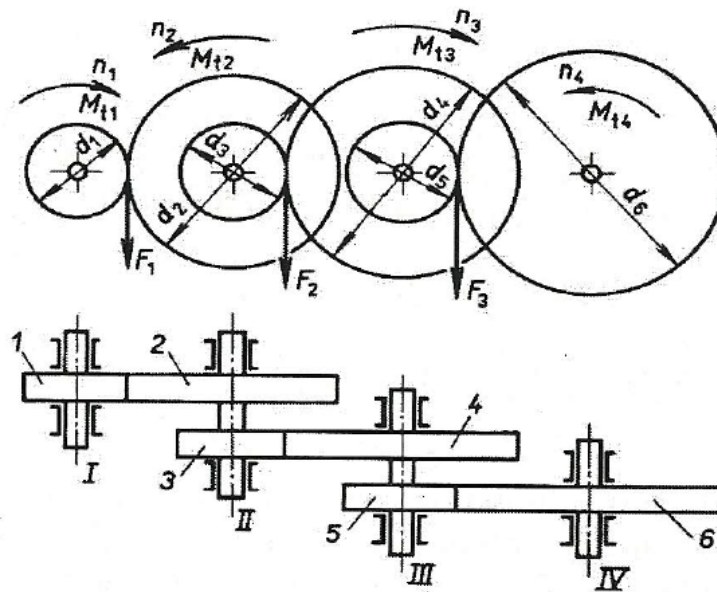
Převodový poměr může kolísat například u převodů s kluzem, mezi které patří třecí a řemenové. Pro vyjádření konstantní hodnoty převodu se zavádí tzv. převodové číslo u :

$$u = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{n_1}{n_2} \quad (2)$$

Pro ideální převod bez kluzu platí $u = i$.

Uspořádáním několik převodů za sebou nám vznikne složený převod, který lze matematicky vyjádřit takto:

$$i = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \dots i_n \quad (3)$$



Obr. 2 Schéma uspořádání několika převodů [2]

1.1.2 Účinnost

U skutečných převodů se se vždy objevují ztráty v důsledku tření dotýkajících částí, také ztráty třením v uložení a při brodění v mazací kapalině. Proto zavádíme pojem účinnost, která je dána poměrem výstupního výkonu P_2 a vstupního výkonu P_1 :

$$\eta_{1,2} = \frac{P_2}{P_1} \quad (4)$$

Účinnost bývá 0,3 až 0,98. [2]

1.1.3 Silové poměry

Obvodová síla F a obvodová rychlost v , musí být na obou kolech stejná, jestliže nechceme, aby došlo k poruše soukolí (Obr. 1):

$$F = \frac{2 \cdot Mk_1}{D_1} = \frac{2 \cdot Mk_2}{D_2} = \frac{P}{v} [N] \quad (5)$$

$$v = \pi \cdot D_1 \cdot n_1 = \pi \cdot D_2 \cdot n_2 [m \cdot s^{-1}] \quad (6)$$

Na (Obr. 1) je vlevo ozubený převod a vpravo řemenový převod. [4]

1.2 Převody ozubenými koly

Jedná se o převody s tvarovým stykem. Tyto převody jsou nejpoužívanější a nejdůležitější v technické praxi. Převod probíhá bez skluzu, z toho vyplývá, že obvodová rychlost na hnaném kole se rovná rychlosti na kole hnacím. Menší kolo se nazývá pastorek a větší se nazývá kolo. Přenos kroutícího momentu se uskutečňuje tlakem v zubech do sebe zabírajících kol. Se zvětšujícím se průměrem ozubeného kola dochází i ke změně otáček kol. [1]

Výhody:

- Poměrně malé rozměry
- Dobrá spolehlivost a životnost
- Dobrá mechanická účinnost
- Přesné dodržení převodového poměru
- Možnost přenosu velkých výkonů
- Schopnost dosažení vysokých převodů
- Malá náročnost na údržbu

Nevýhody:

- Poměrně složitá a drahá výroba
- Vyšší nároky na přesnost a tuhost uložení

- Hluk a chvění
- Tuhá vazba neumožňuje tlumení rázů [5]

1.2.1 Rozdělení ozubených kol

Podle relativního pohybu základních členů rozlišujeme:

- Valivá soukolí – osy hnacích a hnaných hřídelů jsou rovnoběžné
- Šroubová soukolí – osy kol jsou mimoběžné

Podle vzájemné polohy os jsou kola:

- Rovnoběžná
- Různoběžná
- Mimoběžná

Podle tvaru boční čáry zubů jsou to kola se zuby:

- Přímými zuby
- Šikmými zuby
- Dvojitě šikmými zuby
- Šípovými zuby
- Dvojitě šípovými zuby
- Kola se zakřivenými zuby
- Kola se šroubovými zuby

Podle čelní profilové křivky zubů kola s ozubením:

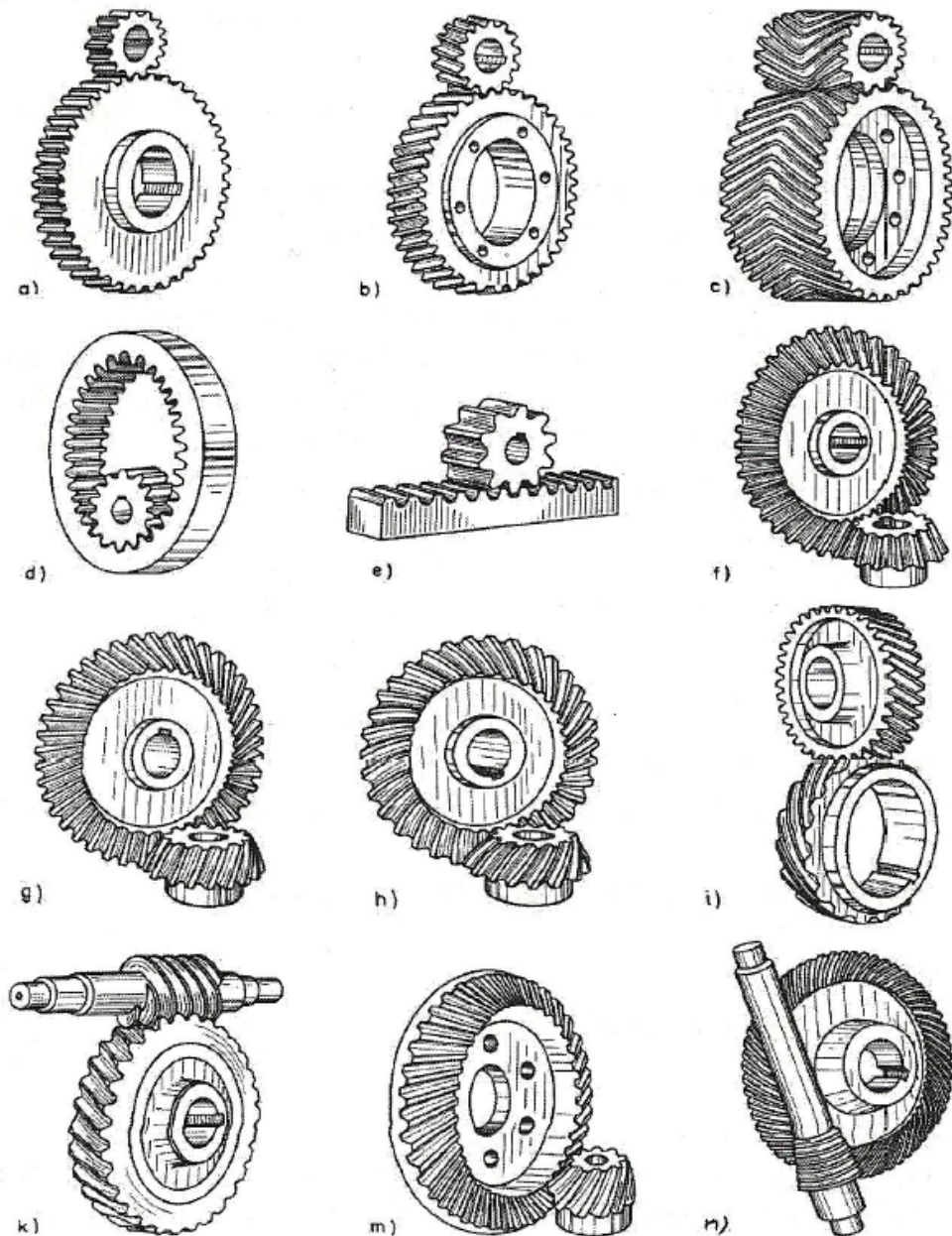
- Evolventním
- Cykloidním
- Zvláštním [5]

Podle počtu převodových stupňů:

- Jednostupňové
- Dvou a více stupňové

Podle konstrukčního provedení:

- Otevřené (nezakryté)
- Uzavřené (ve skříni) [4]



Obr. 3 Schéma některých druhů převodů [2]

1.2.2 Materiály ozubených kol

Volba materiálu závisí zejména na velikostech přenášených sil a obvodové rychlosti. Dále pak na požadované životnosti, hmotnosti, ceny, počtu vyráběných kusů apod.

Materiály mohou být:

- Šedá litina – pro menší namáhání a nízké obvodové rychlosti

- Ocel na odlitky – pro kola větších průměrů
- Konstrukční oceli – pro ozubená kola nepříliš vhodné
- Zušlechtěné oceli – 12 050, 12 060
- Oceli k povrchovému kalení – 11 600, 12 050
- Cementační oceli – 12 010, 12020, 16 220
- Nitridační oceli – 14 340, 15 330
- Nekovové materiály – tvrzené dřevo, plasty [4]

1.2.3 Převodové skříně

U otevřených převodů není žádná převodová skříň. Opakem jsou převody uzavřené. Tyto převody vkládáme do převodové skříně. Jsou to strojní celky pro přenos a přeměnu výkonu, kroutícího momentu a otáček zpravidla pomocí ozubeného soukolí, jež je uloženo v dané skříni.

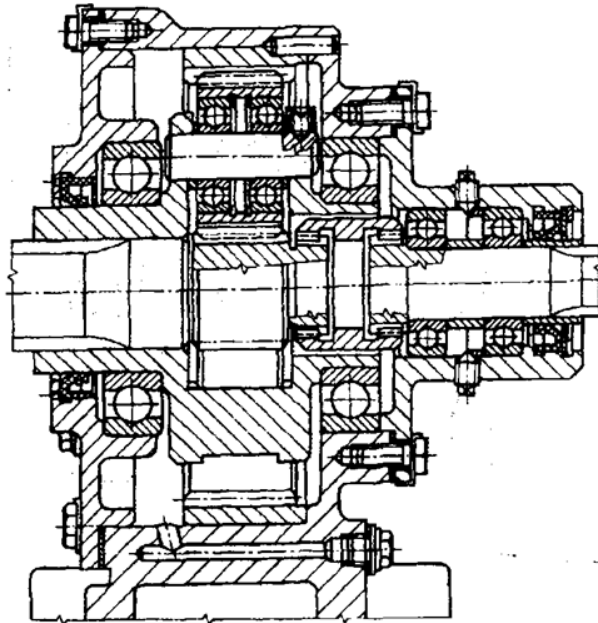
Konstrukce skříně je ovlivněna druhem použitého převodu, velikostí, vzájemnou polohou os. Velikost převodového poměru je ovlivněna koncepcí skříně a také maximálním možným (doporučeným) převodovým číslem u . Tato převodová čísla jsou shrnuta do následující tabulky (Tab. 1). [1]

Tab. 1 Tabulka převodových čísel pro různé převody

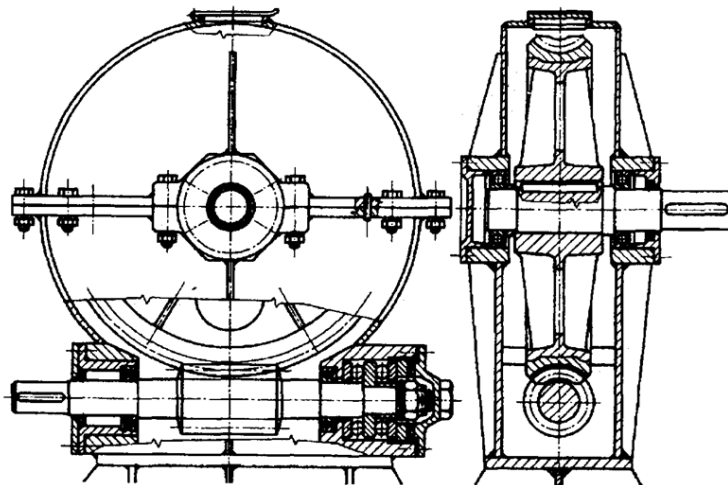
Druh převodu:	Převodové číslo u
Ozubené kola	1 : 6 (max. 15)
Šnekové převody	1 : 50 (max. 100)
Řetězy	1 : 6 (max. 10)
Ploché řemeny	1 : 10 (max. 15)
Klínové řemeny	1 : 8 (max. 15)
Poly V	1 : 10

Řešením omezenosti převodového čísla je použití různých druhů převodů a také planetových nebo harmonických převodů.

Na následujících obrázcích (Obr. 4) konstrukce planetové převodovky a (Obr. 5) konstrukce šnekové převodovky můžeme vidět možná uspořádání.



Obr. 4 Konstrukce planetové převodovky [1]

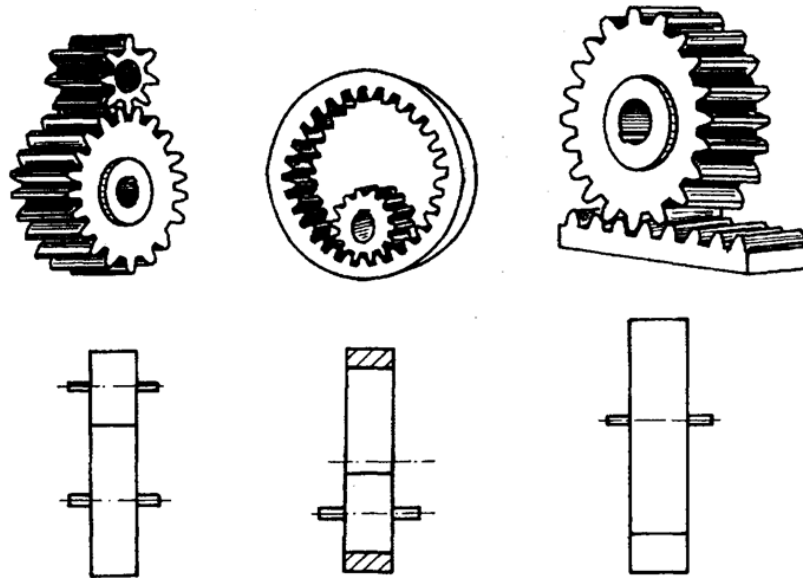


Obr. 5 Konstrukce šnekové převodovky [1]

1.2.4 Čelní ozubená soukolí

Tato soukolí spojují převodem dva rovnoběžné hřídele, následujícím ozubením (Obr. 6):

- Vnější – skládá se z pastorku s vnějším ozubením a z ozubeného kola s ozubením vnějším
- Vnitřním – skládá se z pastorku s vnějším ozubením a z kola s ozubením vnitřním
- Hřebenovým

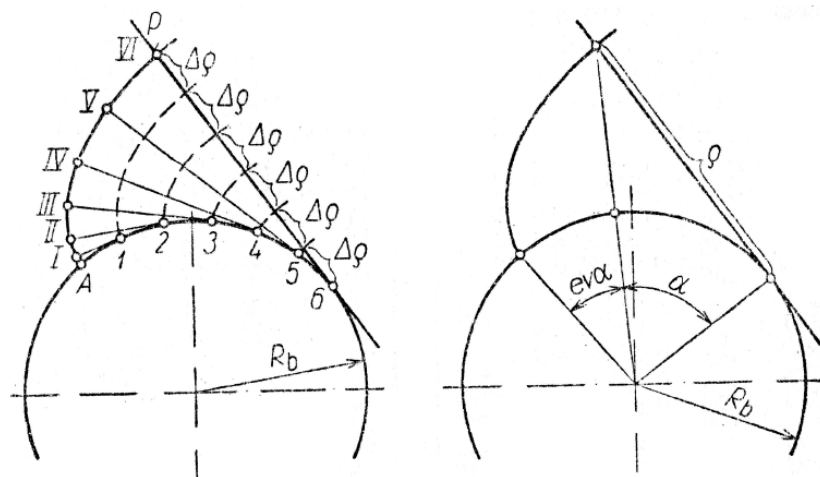


Obr. 6 Čelní ozubení [1]

V praxi velmi používaná jsou čelní ozubení s přímými zuby. Ozubení vznikne odvalováním dvou válců po sobě. Zuby se dotýkají přímkově.

1.2.4.1 Evolventní ozubení

Toto ozubení se používá pro valivá soukolí jak čelní, tak kuželová. Zuby evolventního ozubení se vyrábějí odvalovacím způsobem, jenž je plynulý a rychlý. Křivka profilu zuby je tvořena libovolným bodem tvořící přímky p , jež se odvaluje po základní kružnici (Obr. 7). [2]



Obr. 7 Evolventní profil zuby [11]

Evolventní ozubení se využívá s výhodou většího úhlu záběru, než je tomu u ozubení cykloidního. Z toho vyplývá i nižší počet zubů, aniž by došlo k podříznutí paty zuby.

1.2.4.2 Cykloidní ozubení

S cykloidním ozubením se v praxi příliš nesetkáváme, protože jejich výroba je drahá a pracná, korekce zubů se těžko provádějí, vzdálenost os musí být velmi přesně zachována, čehož se těžce docíluje. Má výhody v rovnoměrnějším chodu a menším opotřebením. [2]

1.2.5 Kuželová soukolí valivá

Slouží k vytvoření kinematické a silové vazby mezi hřídeli různoběžnými – nejčastěji při úhlu os 90° . Ve strojírenském odvětví často využívané a vyznačují se množstvím konstrukčních variant a také mnohotvárností ozubení.

Podle tvaru zubů se rozlišují na kola se zuby:

- Přímými
- Šikmými
- Zakřivenými

Oproti válcovým kolům, jsou tato ozubení náročnější na výrobu. Při výrobě těchto ozubených kol se vyžadují speciální stroje a nástroje. Pro větší rychlosti a zatížení se používají kola se zuby šikmými a zakřivenými. Jejich výhodou je klidnější, tišší chod a vyšší pevnost a trvanlivost. [9]

1.2.6 Šneková soukolí

Tato soukolí slouží k vytvoření silové a kinematické vazby mezi hřídeli mimoběžnými. Šnekové soukolí lze považovat za zvláštní případ soukolí šroubového válcového. Úhel mimoběžných os bývá nejčastěji 90° . Šířka kola překračuje několikanásobně roztečný průměr, takže ozubený člen připomíná jednochodý nebo vícechodý šroub, tento člen je označován jako šnek a spolu zabírající člen jako šnekové kolo. [9]

Výhody:

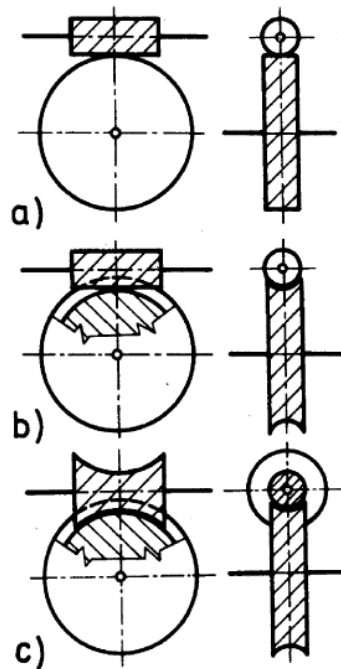
- Malé rozměry, kompaktní uspořádání konstrukce a nízká hmotnost
- Možnost dosažení samosvornosti
- Tichý chod při libovolných otáčkách (nejtišší převod)
- Větší počet zubů v záběru
- Možnost přenášení velkých výkonů ($P = 50 \div 60 \text{ kW}$)
- Možnost dosažení velkých převodových čísel

Nevýhody:

- Drahá a náročná výroba tohoto ozubení
- Nutné intenzivní chlazení
- Větší skluz v ozubení, jež vede k vyšším ztrátám třením
- Nižší účinnost, účinnost klesá s rostoucím převodovým číslem
- Nižší životnost vinou opotřebení ozubení [5]

Šneková soukolí lze rozdělit podle tvaru těles následovně:

- Soukolí válcová – šnek i šnekové kolo mají tvar válců (obr. 8a)
- Soukolí smíšená – šnek je válcový, kolo je globoidní (obr. 8b)
- Soukolí globoidní – šnek i šnekové kolo mají tvar globoidů (obr. 8c)



Obr. 8 Šneková soukolí [9]

1.2.6.1 Šneková soukolí s válcovým šnekem

Jedná se o nejčastější typ šnekových převodů silových. Teoretické křivkový dotyk v ozubení se dosahuje tím, že ozubení šnekového kola se vyrábí odvalovacím způsobem šroubovou frézou, která je tvarovou kopií šneku. [9]

1.2.6.2 Šneková soukolí s globálním šnekem

V současné době představují nejdokonalejší silové šnekové převody. Mají výhodu v tom, že jejich únosnost je až 3krát vyšší než je tomu u rozměrově a materiálově srovnatelných převodů se šnekem válcovým. Jako tomu už tak bývá, mají i nevýhody, a to v tom že výroba je dražší, nároky na přesnost a výrobu jsou vysoké. [9]

1.3 Řemenové převody

Tyto převody slouží pro přenos malých, středních ve výjimečných případech i velkých výkonů na velké vzdálenosti, a to zpravidla mezi dvěma rovnoběžnými hřídeli. K přenosu otáček, sil a kroutících momentů se využívá řemene. Tyto převody patří mezi převody třecí. Velikost tření a tím i velikost přenášeného výkonu je ovlivněna napětím řemene. Převodový poměr dostaneme poměrem průměrů hnané a hnací řemenice. [1]

Výhody řemenových převodů:

- Jedním řemenem můžeme pohánět několik hřídelů
- Nízké nároky na přesnost výroby a montáž
- Nízké opotřebení řemenic
- Velká obvodová rychlost
- Pokud dojde k přetížení, mohou zastat funkci kluzné spojky
- Velmi nízká hlučnost
- Tlumí kmitání a chvění

Nevýhody řemenových převodů:

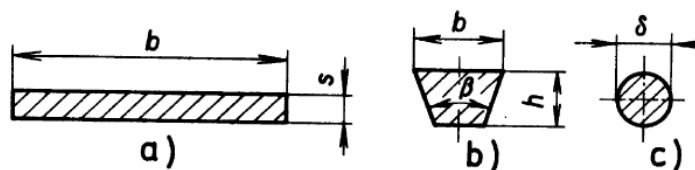
- Nutnost předpětí řemenu, jež způsobuje namáhání hřídelů ohybem
- Velké zatížení ložisek
- Nestálý převodový poměr
- Nižší účinnost
- Vytahování řemenu [9]

1.3.1 Druhy řemenů

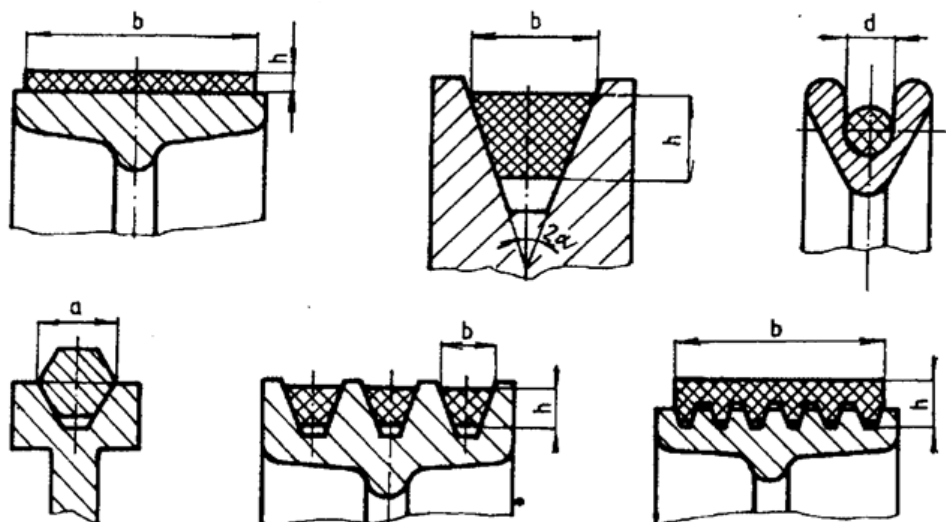
Řemeny lze rozdělit podle tvaru průřezu následovně:

- Ploché (Obr. 9a)
- Klínové (Obr. 9b)

- Kruhové (Obr. 9c)



Obr. 9 Průřezy řemenů [9]



Obr. 10 Druhy řemenů [9]

1.3.1.1 Ploché řemeny

Tyto řemeny se nejčastěji zhotovují z hovězí kůže (kruponu) buď jako jednoduché (jednovrstvé) nebo jako dvojitě (slepené z dvou vrstev). Dále se používají řemeny pryžové, ve kterých se pro zpevnění využívá konopných tkanin. V neposlední řadě se setkáváme s řemeny z textilu a plastu.

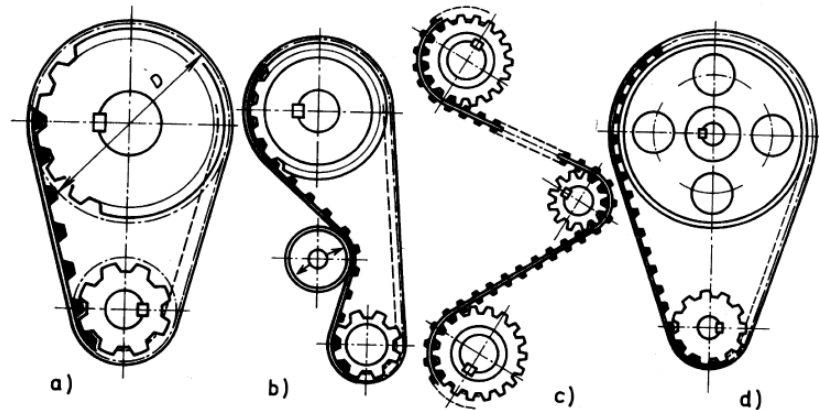
Spojování řemenů v nekonečný pás se provádí lepením, šitím apod. Nejčastěji se však řemeny dodávají v uzavřených pásech, kde už se neprovádí spojování.

1.3.1.2 Klínové řemeny

Řemeny s klínovým průřezem mají profil lichoběžníku. Tyto řemeny se vyrábějí z pryže vyztužené několika vrstvami textilních pásů nebo kordem popřípadě dráty. Klínový řemen se v drážkách řemenic dotýká svými boky, čímž se zvyšují součinitel tření. [1]

Moderním klínovým řemen je řemen drážkový, který je na následujícím obrázku (Obr. 11). Tento řemen spojuje výhodné vlastnosti řemene plochého a klínového. Tyto řemeny jsou

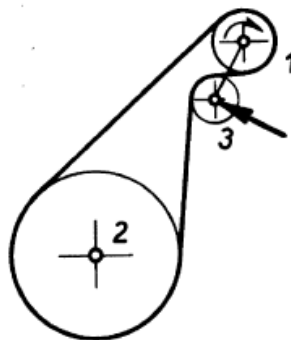
ohebnější než řemeny klínové a v důsledku toho mohou pracovat na velmi malých průměrech řemenic.



Obr. 11 Drážkové klínové řemeny [9]

1.3.2 Úprava řemenového převodu

U řemenových převodů se nejčastěji používá otevřené opásání, při kterém se oba hřídele otáčejí v témže směru. Nejvhodnějším upořádáním je tzv. otevřený vodorovný řemenový převod u kterého se osy hřídelů nacházejí ve stejné výšce. Při konstrukci řemenového převodu musíme uspořádat tak, aby hnací řemenice byla dole. Pokud nám konstrukce nedovolí vodorovný řemenový převod, musíme jej uspořádat šikmo nebo svisle, používá se napínací kladka (obr. 12). [9]



Obr. 12 Napínací kladka (3) [9]

2 ULOŽENÍ HŘÍDELŮ

Toto uložení zajišťuje přesný otáčivý pohyb hřídelových čepů a také přenos zatížení na jiné strojní součásti. Toto uložení umožňují ložiska.

Ložiska lze rozdělit do dvou základních typů:

- Valivá – otáčivý pohyb je umožněn díky valivým tělískům
- Kluzná – stýkající se součásti po sobě kloužou nebo je mezi nimi vrstva maziva

Pokud lze předpokládat vysoké otáčky a nízké zatížení můžeme použít magnetických ložisek nebo ložisek pneumatických.

Ložiska používáme ke snížení tření při relativním pohybu dvou součástí. Vysoké tření se se projevuje zahřátím strojních součástí, maziva a také prostředí, ve kterém se mechanismus nachází. Tření způsobuje také opotřebení součástí. [1], [2]

2.1 Valivá ložiska

Valivá ložiska umožňují vzájemný otáčivý pohyb součástí ve strojích. Pohyb přenášejí do ložiska valivá tělíška, která jsou uložena v mezeře mezi dvěma kroužky pevně uloženými na hřídeli a v sousedním otvoru strojní součásti sloužící k uložení.

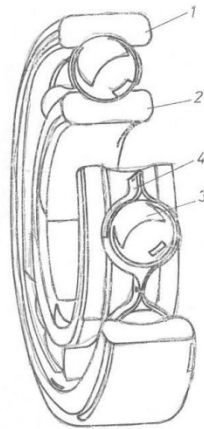
Výhody valivých ložisek:

- Malé tření
- Lepší mechanická účinnost
- Nezvyšují rozběhový moment stroje
- Není nutné zaběhávání
- Jsou vhodná pro vysoké otáčky
- Přenos sil v libovolném směru
- Snadná montáž
- Menší osová vzdálenost než u kluzných ložisek

Nevýhody valivých ložisek:

- Vyšší hmotnost
- Větší vnější průměry než u ložisek kluzných
- Vyžadují větší přesnost při výrobě [6]

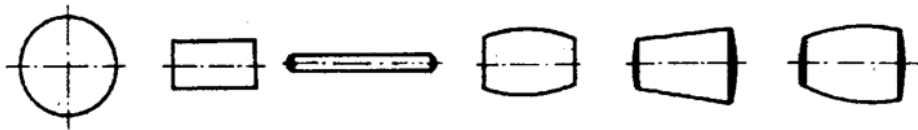
Valivá ložiska se zpravidla skládají ze dvou kroužků, valivých tělísek a klece. Schéma na následujícím obrázku (Obr. 13). Rovnoměrné rozdělení valivých tělísek zajistí klec.



1- vnější kroužek, 2- vnitřní kroužek, 3- valivé tělísko, 4- klec

Obr. 13 Části valivého ložiska [10]

Jako valivých tělísek se používá kuliček, válečků, jehel, soudečků, kuželíků (Obr. 14). Podle těchto tělísek se pak jednotlivé druhy nazývají (kuličková, válečková...).



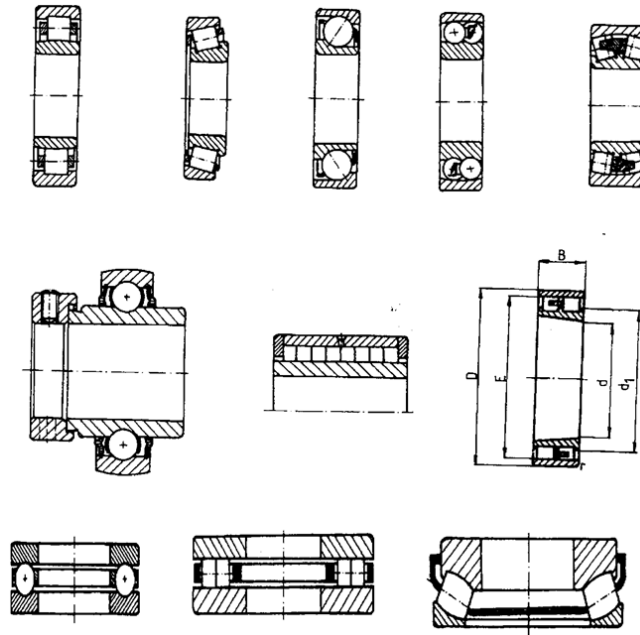
Obr. 14 Druhy valivých tělísek [1]

2.1.1 Dělení valivých ložisek

Podle směru sil, které mohou ložiska zachycovat, lze ložiska rozdělit na ložiska radiální a axiální. Některá ložiska mohou zachytit síly radiální (přenáší síly kolmo na osu hřídele) i axiální (přenáší síly ve směru osy hřídele).

Dále mohou být ložiska jednořadá nebo dvouřadá. Také je můžeme rozdělit podle tvarového styku na bodová nebo přímková. [6]

Jednořadá radiální kuličková ložiska jsou nejrozšířenějším typem. Mohou přenášet jak radiální tak axiální síly a jsou vhodná pro vysoké otáčky. Různá provedené ložisek můžeme vidět na obrázku (Obr. 15).



Obr. 15 Konstrukční provedení ložisek [1]

Jak už bylo uvedeno, ložiska se mohou rozdělit podle tvaru valivých tělísek na:

- Ložiska kuličková (jednořadá, s kosouhlým stykem, dvouřadá, naklápěcí)
- Ložiska válečková – pro přenos velkého zatížení v radiálním směru
- Ložiska soudečková – schopnost vyrovnání naklonění hřídele
- Ložiska jehlová – použití tam, kde pro nedostatek místa nepoužijeme válečková
- Ložiska kuželíková – přenos radiálního i axiálního zatížení [10]

2.1.2 Materiály valivých ložisek

Na jejich materiál jsou kladeny zvláštní požadavky. Materiál musí být schopen vydržet vysoké střídavé namáhání, jež v ložisku vzniká a způsobuje ve stykových plochách vysoké napětí. Ocel pro valivá ložiska nesmí mít žádné mikroskopické vady. Kroužky a valivá tělesa jsou nejčastěji vyráběna z chromované oceli třídy 14. Někdy jsou vyráběna z cementační oceli.

Vývoj plastů umožnil jeho použití i pro valivá ložiska. Plastová ložiska lze použít do agresivního prostředí. Tato ložiska mají výhodu v tom, že jsou lehčí, mají dobré kluzné vlastnosti a dobré tlumící účinky. [1], [6]

2.1.3 Trvanlivost ložiska

Požadované funkce není schopné plnit ložisko do nekonečna, proto zavádíme pojem trvanlivost ložiska. Je stanovena počtem otáček nebo počtem pracovních hodin, než se projeví počátek únavy materiálu. Základní trvanlivost je vyjádřena vztahem:

$$L_n = \left(\frac{C}{F_v}\right)^m \text{ [milioů otáček]} \quad (7)$$

kde C je základní dynamická únosnost $[N]$, F_v dynamické ekvivalentní zatížení ložiska $[N]$ a hodnota m pro bodový styk $m = 3$, pro styk přímkový $m = 10/3$.

V technické praxi se často trvanlivost udává v provozních hodinách:

$$L_h = \frac{L_n \cdot 10^6}{3600 \cdot n} \text{ [hod.]} \quad (8)$$

Kde n jsou otáčky za sekundu $[s^{-1}]$.

3 HŘÍDELOVÉ SPOJKY

Jsou to strojní součásti, které přenášejí rotační pohyb nebo kroutící moment z hnacího hřídele na hnaný, jejichž osy mohou být souosé i různoběžné. Základní části spojky jsou hnací, hnaný a spojující člen.

3.1 Funkce spojek

- Přenos kroutícího momentu
- Ochrana před přetížením
- Tlumení kmitů
- Plynulý rozběh strojů
- Vyrovnání odchylek souososti [2]

3.2 Rozdělení spojek

Spojky se vyrábějí v nejrůznějších provedeních a pro zajištění požadované funkce je třeba zvolit správnou variantu.

Můžeme je rozdělit takto:

- Mechanicky neovládané
- Mechanicky ovládané
- Elektrické
- Hydraulické
- Magnetické

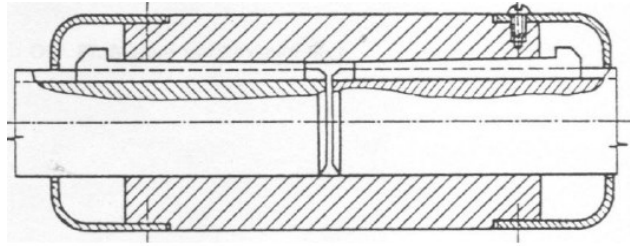
3.2.1 Mechanicky neovládané spojky

Tyto spojky neumožňují rozpojení hřídele za klidu ani za provozu zařízení.

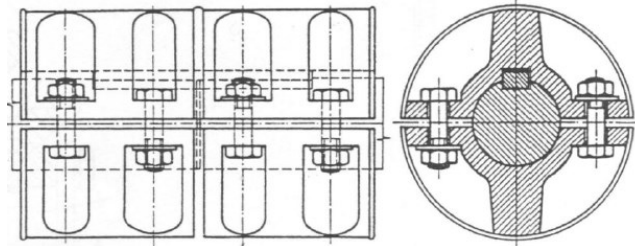
3.2.1.1 *Nep pružné spojky*

Spojení hřídelů je tuhé, z toho vyplývá, že přenášejí i nárazy a nerovnoměrnosti zatížení. Nep pružné spojky se dále dělí na pevné a vyrovnávací.

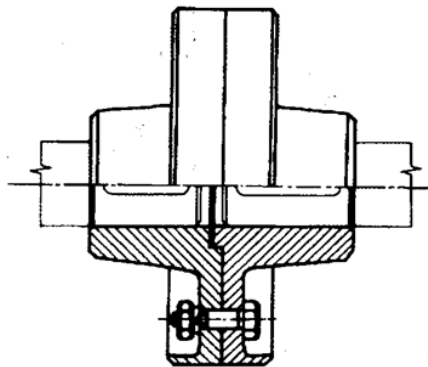
U pevných spojek jsou trvale pevně spojeny dva hřídele, tak že je zabráněno jejich vzájemnému pohybu. Jsou konstrukčně jednoduché a levné. Kroutící moment se přenáší třením, pery, kolíky atd. Jsou v různých provedeních na následujících obrázcích. [2]



Obr. 16 Trubková spojka [3]

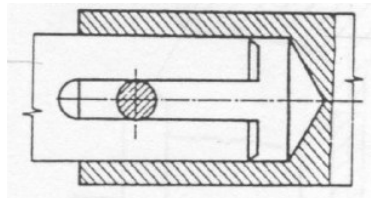


Obr. 17 Korýtková spojka [3]

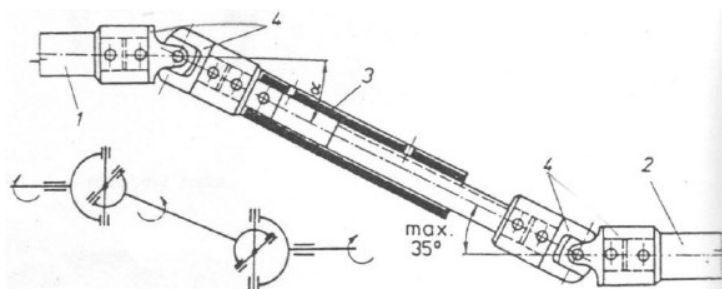


Obr. 18 Kotoučová spojka [1]

U vyrovnávacích spojek jsou možné dilatace, přesazení, úhlové výchylky apod. Jejich provedení můžeme vidět na následujících obrázcích.



Obr. 19 Axiální trubková spojka [3]

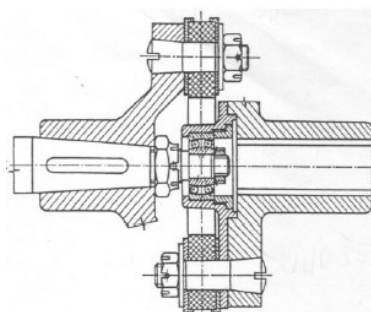


Obr. 20 Kloubová spojka čepová

3.2.1.2 Pružné spojky

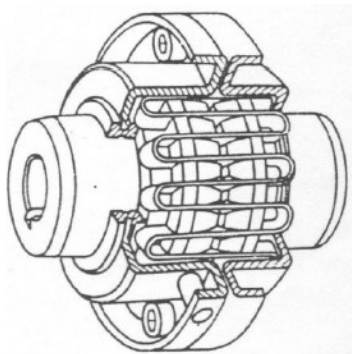
K přenosu točivého momentu dochází pomocí pružných spojovacích elementů, které jsou vyrobeny z pryže, plastu a oceli. Mají schopnost tlumit rázy, vibrace, nesouososti a úhlové výchylky. Jsou schopny akumulovat kinetickou energii soustavy v pružných člancích, kterou převedou na energii tepelnou a deformační práci. [2]

Polygonová (Hardyho) spojka má na koncích obou hřídelů unášče, které jsou proti sobě pootočené a navzájem propojeny pružným kotoučem.



Obr. 21 Polygonová spojka [3]

Pružinová spojka je provedena spojením přírub pomocí pásové pružiny naskládané hadovitým způsobem. Dovoluje menší nesouosost hřídelů a tlumí rázy a kmity. [3]



Obr. 22 Pružinová spojka [3]

3.2.2 Mechanicky ovládané spojky

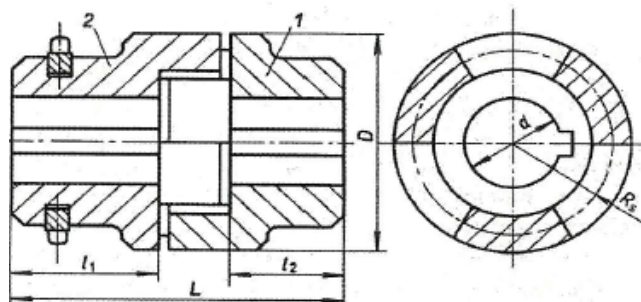
U těchto spojek můžeme přerušit práci stroje a znovu zapnout.

3.2.2.1 Výsuvné spojky

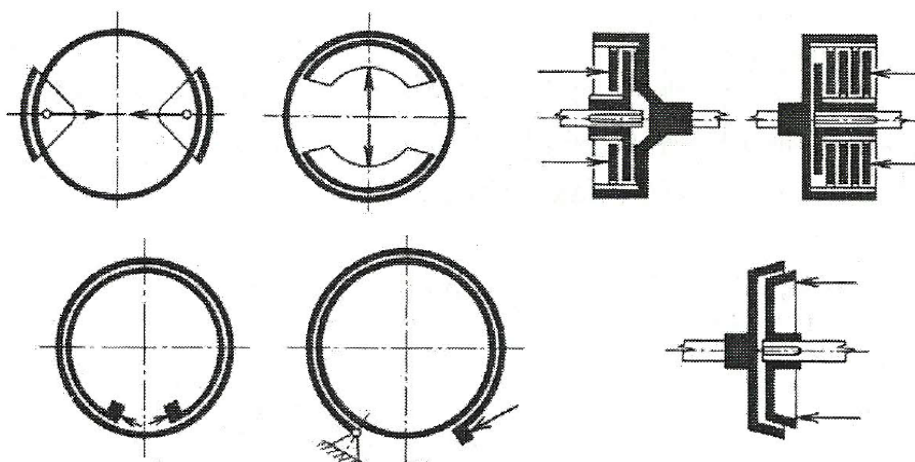
Spojení lze provést buď za klidu, a to u zubových spojek nebo za pohybu, k čemuž dochází u třecích spojek. U zubových spojek dochází k přenosu tvarovým stykem, zatímco u třecích, vlivem třecích sil na stykové ploše spojky. Třecí spojky dovolují regulaci přítláčné síly a musí mít souosost hřídelů.

Mohou být ovládaný:

- Mechanicky
- Hydraulicky
- Pneumaticky
- Elektricky [6]



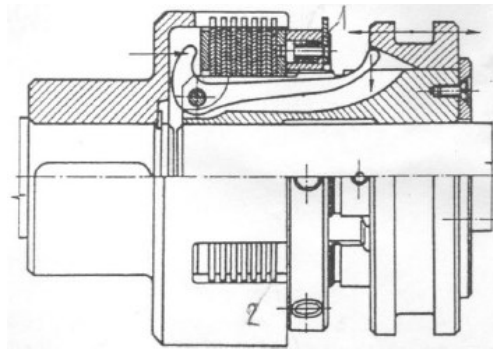
Obr. 23 Zubová výsuvná spojka [2]



Obr. 24 Různé tvary třecích ploch spojek [2]

Jednou z třecích spojek je lamelová třecí spojka, která má větší počet třecích ploch a tím pádem může mít i menší rozměry. Lamelová třecí spojka dovoluje plynulý záběr bez rázů.

Lamely se musí mazat, neboť třením vzniká velké množství tepla a mohlo by dojít k zadření. [3]

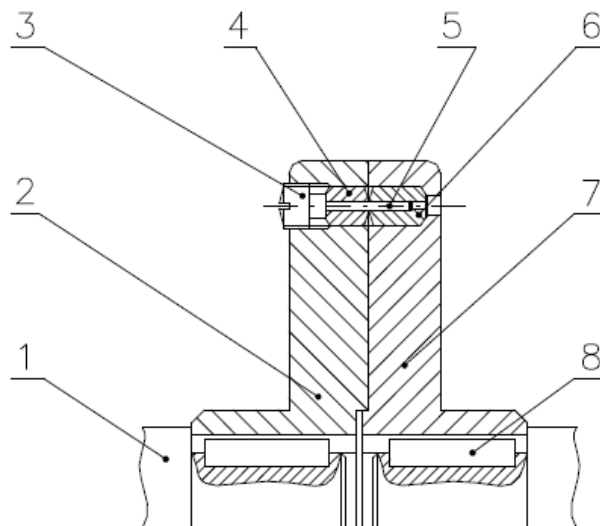


Obr. 25 Lamelová třecí spojka [3]

3.2.2.2 Pojistné spojky

Vznikly za účelem zabránění přetížení stroje. Nejčastější a nejjednodušší je pojištění střížným kolíkem, u kterého dojde k přestřížení v zúženém místě, pokud dojde k přetížení. Střížných kolíků může být větší počet pokud potřebujeme přenášet větší krouticí moment.

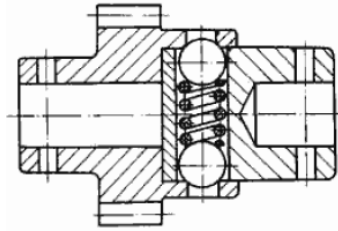
Pojistná kolíková spojka je na následujícím obrázku (Obr. 26) a skládá se z těchto částí: hřídel (1), příruba (2,7), pojistný šroub (3), vložka (4,6), střížný kolík (5), pero (8). [12]



Obr. 26 Pojistná kolíková spojka [12]

Prokluzovací spojka je tvořena přítlačnou deskou a kotoučem, jež jsou k sobě přitlačeny pružinami, a pokud dojde k překročení určitého krouticího momentu, dojde k prokluznutí.

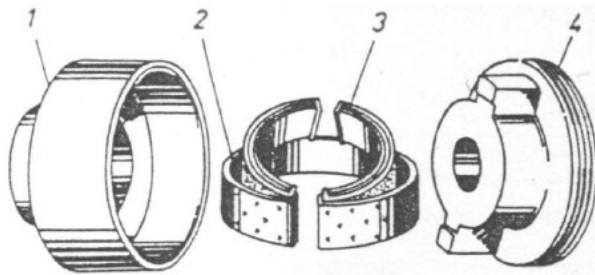
Vysmekovací spojka funguje tak, že dojde k zatlačení kuliček a spojka se tak protočí a tím ochrání stroj před velkým kroutícím momentem. [12]



Obr. 27 Kuličková vysmekovací spojka [12]

3.2.2.3 Rozběhové spojky

Umožňují rozběh strojů, které se těžko rozbíhají. Při startu je spojka v rozpojeném stavu a po dosažení požadovaných otáček a výkonu se spojka sepne. Využívá k tomu odstředivému účinku segmentů, které jsou přitlačovány k vnitřnímu obvodu hnacího kotouče. [1]



Obr. 28 Rozběhová spojka [3]

4 HNACÍ JEDNOTKY

Elektromotory jsou zařízení, která jsou schopna přeměňovat elektrickou energii na energii mechanickou. Pokud použijeme střídavého proudu, nazýváme je motory střídavé, pokud proudu stejnosměrného jsou to motory stejnosměrné. Elektromotor má dvě základní části – stator a rotor. Statorem bývá většinou vnější část motoru, která se nepohybuje. Rotor je pohyblivý a je uvnitř. Obě části se skládají z magnetického obvodu a elektrického vinutí. Střídavé motory dále dělíme na synchronní (rychlost otáčení přímo závislá na napájecím kmitočtu) a na asynchronní (rychlost otáčení při zatížení je nižší o skluz). [13]

4.1 Rozdělení jednotek

Tab. 2 Základní rozdělení elektromotorů

Střídavé	Synchronní	Alternátory	
		Motory	
	Asynchronní	Indukční	Motory Generátory
		Komutátorové	
Stejnoseměrné	Dynama	S cizím buzením S derivačním buzením	
	Motory	Se sériovým buzením S kompaundním buzením	

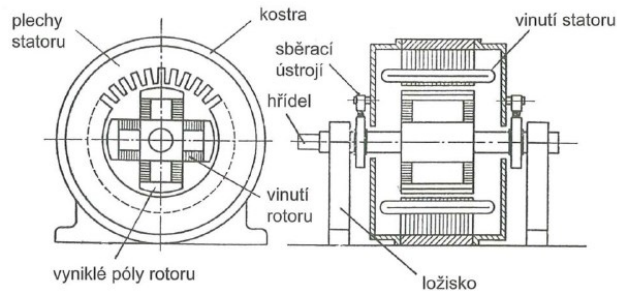
4.2 Střídavé motory

Podle počtu fází dělíme tyto motory na jednofázové a třífázové. U těchto motorů je točivé magnetické pole a smysl jeho otáčení totožný se smyslem otáčení rotoru. Změnou sledu fází můžeme docílit opačných otáček. Střídavé motory dále dělíme na Synchronní a asynchronní. [3]

4.2.1 Synchronní motory

Princip spočívá v tom, že rotující elektromagnetické pole statoru a rotoru musí být v synchronu – otáčení stejnou rychlostí, která je dána frekvencí napájecího napětí. Synchronní

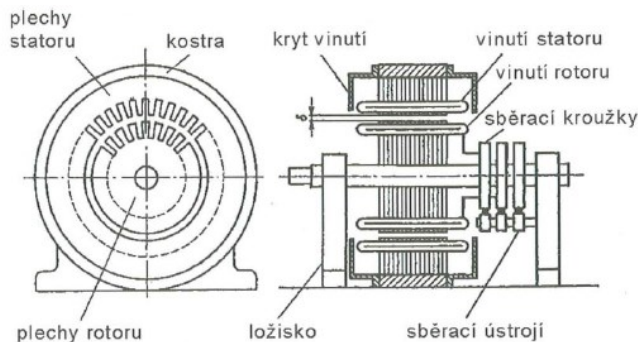
motory nám umožňují přesné nastavení otáček a velký rotační moment což jsou velké výhody. Naproti tomu má motor velkou nevýhodu v tom, že při přetížení se zastaví. [3]



Obr. 29 Synchronní motor [3]

4.2.2 Asynchronní motory

V průmyslu nejčastěji používaný motor je třífázový asynchronní motor. Jeho výhody spočívají v jednoduché konstrukci, nízkých pořizovacích nákladech a dobré regulaci otáček. Princip spočívá v tom, že střídavý proud prochází cívkami a vzniká tak rotující magnetické pole, které otáčí rotorem. Rotor se otáčí pomaleji, aby došlo k indukci proudu, a z toho důvodu dochází ke skluzu otáček. [3]

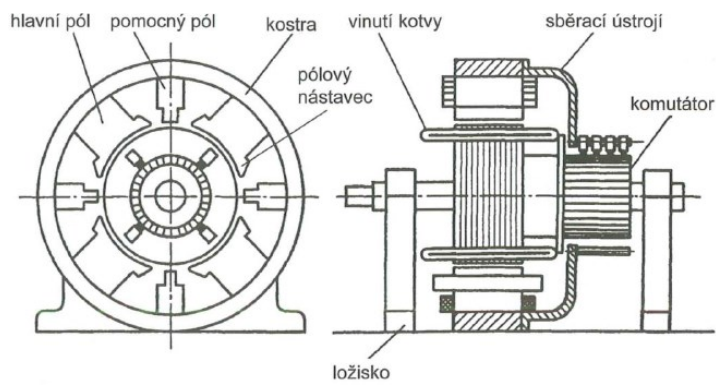


Obr. 30 Asynchronní motor [3]

4.3 Stejnoseměrné motory

Jsou to motory, které byly používány dříve než motory střídavé a používají se dodnes. Mají stacionární magnetické pole. Směr otáčení můžeme změnit opačným zapojením vinutí statoru a rotoru. Tyto motory mají výhodu v tom, že jsou otáčky závislé na napětí a díky tomu lze otáčky snadno regulovat. Jsou konstrukčně složitější a mají větší rozměry. Nevýhodou je, že vzniká jiskření, které může být příčinou výbuch. Jednotlivé typy motorů jsou

vedeny v tabulce rozdělení elektromotorů (Tab. 2). Schéma stejnosměrného motoru je na následujícím obrázku (Obr. 31). [3]



Obr. 31 Stejnsměrný motor [3]

II. PRAKTICKÁ ČÁST

5 ZADÁNÍ

Cílem této bakalářské práce je návrh zabezpečovacího pohonu se šnekovou převodovkou, dále doplněný řemenovým převodem a třecí lamelovou spojkou. K většině výpočtů je použit software MITCalc.

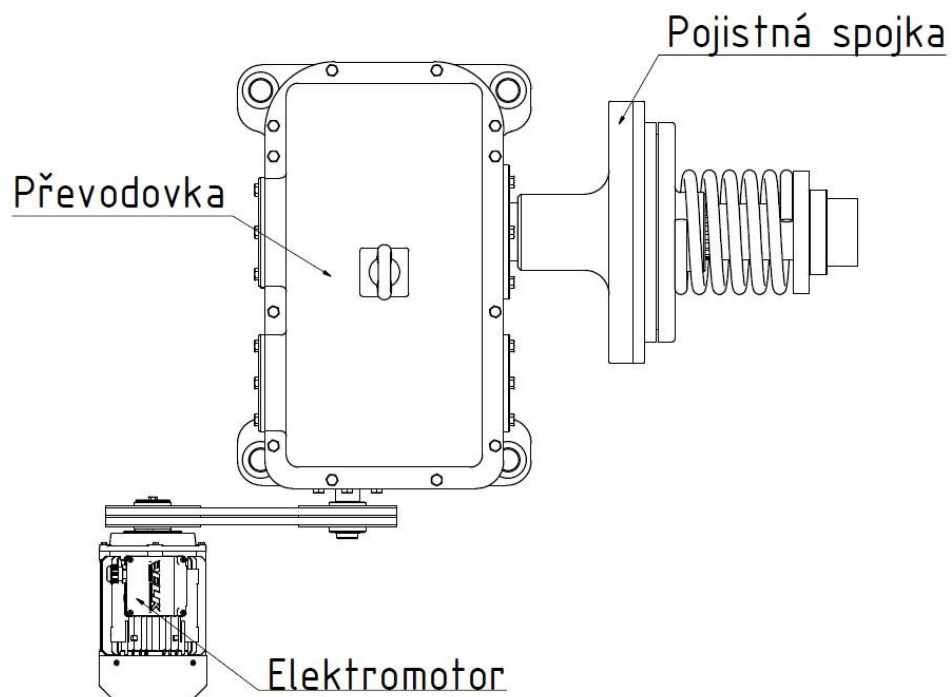
Zadané hodnoty:

- Výkon $P = 10 \text{ kW}$
- Výstupní otáčky $n = 50 \text{ min}^{-1}$

Volím:

- Trvanlivost ložisek $L_h = 50\,000 \text{ h}$
- Typ zatížení Plynulé
- Provoz Jednosměrný
- Převodový poměr $i = 58,8$

5.1 Schéma




Obr. 32 Schéma pohonu

5.2 Software MITCalc

MITCalc je sada strojírenských, průmyslových a technických výpočtů pro každodenní praxi. Přesně a rychle provede návrhem součásti, řešením technického problému či výpočtem strojírenského uzlu. Program funguje na bázi výpočtu v Excelu.

Software obsahuje návrhové a kontrolní výpočty například: čelní ozubení, kuželové ozubení, šnekové ozubení, planetový převod, klínové řemeny, ozubené řemeny řetězové převody, ložiska, nosníky, vzpěr, desky, skořepiny, hřídele, pružiny, šroubový spoj, spojení hřídelí apod.

Také spolupracuje se 2D i 3D CAD systémy (AutoCAD, Autodesk Inventor, SolidWorks, SolidEdge, Pro/Engineer...). Umožňuje vykreslení navrženého řešení ve 2D nebo vložení příslušných 3D modelů a jejich sestav.

 **Čelní ozubení s přímými a šikmými zuby [mm/ISO]**

i	Výpočet bez chyb.	Pastorek	Kolo		
ii	<input type="checkbox"/> Informace o projektu				
?	Kapitola vstupních parametrů				
1.0	<input checked="" type="checkbox"/> Volba základních vstupních parametrů				
1,1	Přenášený výkon	Pw [kW]	11,210	11,095	
1,2	Otáčky pastorku / kola	n [/min]	280,00	50,0	[/min]
1,3	Krouticí moment (pastorek / kolo)	Mk [Nm]	382,34	2119,22	[Nm]
1,4	Požadovaný převodový poměr / z tabulky	i	5,600		
1,5	Skutečný převodový poměr / odchylka	i	5,600	0,00%	
2.0	<input checked="" type="checkbox"/> Volba materiálů, režimu zatížení, provozních a výrobních parametrů.				
2.1	Označení materiálu podle normy :		CSN		
2.2	Materiál pastorku :		E,F...Konstrukční ocel ušlechtilá 14140 (Rm=785 MPa) povrchově kalená po bo		
2.3	Materiál kola :		E,F...Konstrukční ocel ušlechtilá 14140 (Rm=785 MPa) povrchově kalená po bo		
2.4	Typ zatížení převodovky od hnacího stroje		A...Plynulé		
2.5	Typ zatížení převodovky od poháněného stroje		A...Plynulé		
2.6	Typ uložení soukolí		A. Oboustraně symetricky uložené soukolí - typ 1		
2.7	Stupeň přesnosti - ISO1328 Ra max v max.		6.....(Ra max.= 0,8 / v max.= 15)		
2.8	Koeficient jednorázového přetížení	KAS	2,00		
2.9	Požadovaná životnost	Lh	50000		[h]
2.10	Koeficient bezpečnosti (dotyk/ohyb)	SH / SF	1,30	1,60	

Obr. 33 Ukázka prostředí programu MITCalc

Výsledky jsou zde jen shrnuty, kompletní výsledky jednotlivých výpočtů jsou v příloze.

6 VOLBA ELEKTROMOTORU

Z nabídky elektromotorů [14] jsem zvolil třífázový asynchronní motor **SIEMENS 1LE1002-1DA33-4AA4**, určený k pohonu průmyslových zařízení. Lze jej používat pro prostředí mírného klimatu, ve zvláštních provedeních i v jiných klimatických podmínkách. Parametry motoru jsou v následující tabulce:

Tab. 3 Parametry elektromotoru

Typová řada:	1LA7
Velikost (osová výška):	160 mm
Výkon:	15,00 kW
Otáčky:	2 940 min ⁻¹
Počet pólů:	Dvoupólový
Napěti:	400 / 690V 50Hz
Krytí:	IP 55
Kostra:	Hliníková
Pro teplotu okolí:	od -30°C do + 40°C
Třída izolace:	F
Pro nadmořskou výšku:	do 1000 m
Pro trvalé zatížení:	S1
Standardní nátěr:	Odstín RAL 7030

6.1 Výkon elektromotoru

Dáno: $P_N = 15 \text{ kW}$

$$\eta = 88,5 \%$$

$$P_1 = P_N \cdot \eta = 1500 \cdot 0,885 = 13275 \text{ W}$$

Model motoru byl vložen do celkové sestavy z [15].

7 ŘEMENOVÝ PŘEVOD

V následující tabulce jsou vstupní parametry řemenového převodu:

Tab. 4 Vstupní parametry řemenového převodu

		Řemenice 1	Řemenice 2	Jednotka
Přenášený výkon / výkon rozdělený na řemenice	P	13,275	12,84	[kW]
Otáčky řemenic	n	2940,0	2800,0	[/min]
Převodový poměr	i		1,050	
Krouticí moment	Mk	43,12	43,78	[Nm]
Součinitel skluzu		1,03	1,03	[%]
Účinnost		96,7	96,7	[%]

Volím řemen z knihovny programu s označením **Řemen SPA – 1120 ISO 4184**



Obr. 34 Řemenový převod

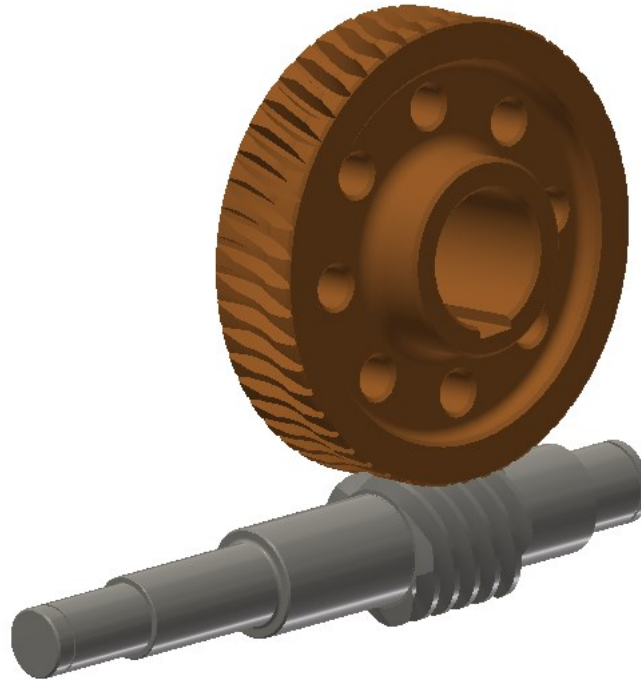
Celkové výsledky jsou shrnuty v tabulce (Tab. 5). Kompletní výsledky jsou dostupné v příloze: A_01-Řemenice.pdf

Tab. 5 Výsledky návrhu řemenového převodu

Průměr malé řemenice	150 [mm]
Průměr velké řemenice	155,9 [mm]
Obvodová rychlost	23,09 [m/s]
Osová vzdálenost	319,51 [mm]
Počet klínových řemenů	2 [-]
Ohybová frekvence	41 [1/s]
Úhel opásání malé ř.	178,94 [°]
Úhel opásání velké ř.	181,06 [°]
Celková síla na hřídel (ložiska)	1015,77 [N]
Předpětí	507,9 [N]

8 OZUBENÉ PŘEVODY

8.1 Šnekové soukolí



Obr. 35 Šnekový převod

Zvolil jsem typ soukolí s válcovým šnekem a globoidním kolem. Dále jsem zvolil převodový poměr $i = 10$, materiál šneku konstrukční ocel legovaná dle ČSN 14 223 cementovaná a kalená a materiál šnekového kola bronz CuSn12Ni2-C-GZ (DIN EN 1982).

V tabulce (Tab. 6) jsou uvedeny vstupní parametry pro výpočet.

Tab. 6 Vstupní parametry šnekového převodu

		Šnek	Šnekové kolo
Přenášený výkon	P_w [kW]	12,84	11,21
Otáčky šneku / šnekového kola	n [/min]	2800	280
Krouticí moment (šnek / kolo)	M_k [Nm]	43,7987	382,3129
Požadovaný převodový poměr / z tabulky	i	10	
Skutečný převodový poměr / odchylka	i	10	0

Základní výsledky jsou shrnuty v tabulce (Tab. 7). Kompletní výsledky jsou dostupné v příloze: B_01-Šnekové ozubení.pdf

Tab. 7 Základní výsledky šnekového ozubení

	Šnek	Šnekové kolo
Počet zubů	5 (zvoleno)	50
Průměr roztečné kružnice	67,0522 [mm]	209,5382 [mm]
Délka šneku/šířka kola	68 [mm]	50,54 [mm]
Materiál	ČSN 14 223	DIN EN 1982
Osová vzdálenost	138,29 [mm]	
Axiální síla	3649,1 [N]	1306,4 [N]
Radiální síla	1504,1 [N]	1504,1 [N]

Zvolil jsem modul ozubení $m = 4$ mm, od toho se dále odvíjejí další hodnoty ozubení.

Tab. 8 Hodnoty ozubení 1

Typ šneku	ZN (N) obecné
Modul	4 [mm]
Výška hlavy zubu	4 [mm]
Výška paty zubu	5 [mm]
Celková účinnost	87,29 [%]
Úhel stoupání	17,35 [°]
Úhel záběru	20 [°]

Tab. 9 Koefficienty bezpečnosti daného soukolí

Bezpečnost proti opotřebení	4,57
Bezpečnost proti pittingu	1,58

Bezpečnost proti nedovolenému průhybu	33,38
Bezpečnost proti únavovému lomu	9,78
Bezpečnost proti přehřátí	1,48

8.2 Čelní ozubení



Obr. 36 Čelní soukolí

Zvolil jsem čelní soukolí s přímými zuby, převodový poměr $i = 5,6$. Materiál pastorku a ozubeného kola konstrukční ocel ČSN 14 140 povrchově kalená po boku.

V následující tabulce (Tab. 10) jsou vstupní parametry pro výpočet ozubení.

Tab. 10 Vstupní parametry výpočtu čelního soukolí

Přenášený výkon	Pw [kW]	11,21	11,09
Otáčky pastorku / kola	n [/min]	280	50
Krouticí moment (pastorek / kolo)	Mk [Nm]	382,34	2119,22
Požadovaný převodový poměr / z tabulky	i	5,6	
Skutečný převodový poměr / odchylka	i	5,6	0

Základní výsledky jsou shrnuty v tabulce (Tab. 11). Kompletní výsledky jsou dostupné v příloze: C_01-Čelní ozubení.pdf

Tab. 11 Základní výsledky čelního ozubení

	Pastorek	Kolo
Počet zubů	15	84
Průměr roztečné kružnice	75 [mm]	420 [mm]
Průměr hlavové kružnice	85 [mm]	430 [mm]
Průměr patní kružnice	62,5 [mm]	407,5 [mm]
Šířka kola	79 [mm]	77 [mm]
Materiál	ČSN 14 140	ČSN 14 140
Osová vzdálenost	247,5 [mm]	
Axiální síla	0 [N]	0 [N]
Radiální síla	3710,9 [N]	3710,9 [N]

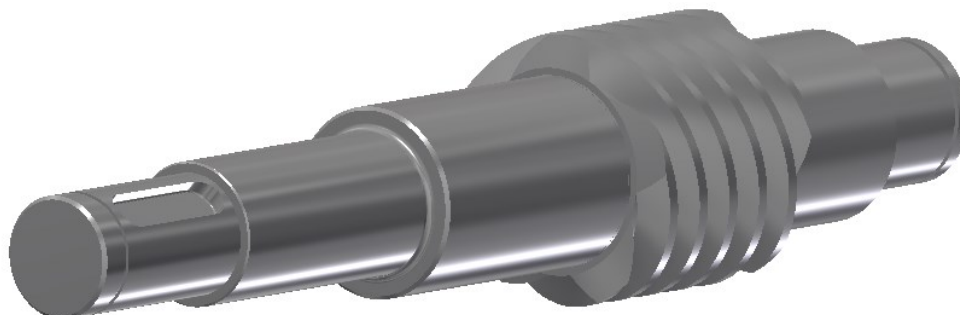
Zvolil jsem modul ozubení $m = 5$ mm, od toho se dále odvíjejí další hodnoty ozubení.

Tab. 12 Hodnoty ozubení 2

Modul	5 [mm]
Výška hlavy zubu	5 [mm]
Výška paty zubu	6,25 [mm]
Rozteč	14,76 [mm]
Úhel záběru	20 [°]

9 NÁVRH HŘÍDELÍ

9.1 Hřídel 1



Obr. 37 Vstupní hřídel – šneková hřídel

Hřídel je namáhána na krut a ohyb. Materiál je totožný jako u šneku konstrukční ocel legovaná dle ČSN 14 223 ($R_m = 880 \text{ MPa}$).

Tab. 13 Vstupní parametry výpočtu šnekové hřídele

Přenášený výkon	12,84	[kW]
Otáčky hřídele	2800	[/min]
Krouticí moment	43,79	[Nm]
Předběžný min. průměr	20,56	[mm]
Zvolený min. průměr	32	[mm]

Reakce v podporách (ložiskách 1 a 2) jsou uvedeny v následující tabulce (Tab. 14).

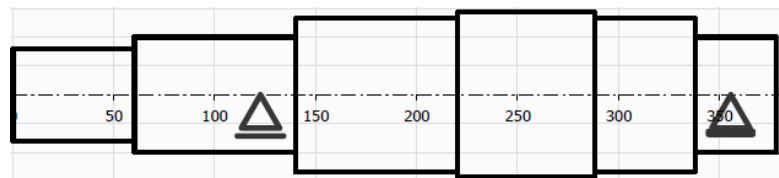
Tab. 14 Reakce v podporách

	x	Součet y+z	
Reakce v podpoře R1	0	1418,1	[N]
Reakce v podpoře R2	3649	925	[N]

Základní výsledky jsou shrnuty v tabulce (Tab. 15) a (Tab. 16). Kompletní výsledky jsou dostupné v příloze: D_01-Hřídel 1.pdf

Tab. 15 Výsledky výpočtu hřídele 1

Maximální průhyb	0,0247 [mm]
Maximální zkroucení	0,0262 [°]
Max.napětí v ohybu	12 [MPa]
Max.napětí v krutu	6 [MPa]
Max.redukované napětí	13,5 [MPa]
Min.statická bezpečnost	28,75
Min.dynamická bezpečnost	14,35

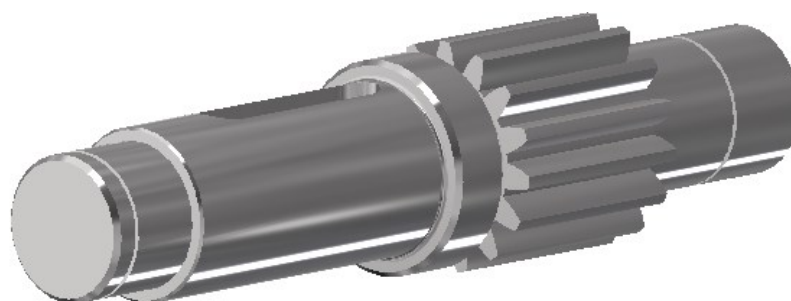


Obr. 38 Vstupní hřídel schéma

Tab. 16 Rozměry hřídele 1

Délka	60	80	80	68	50	40	[mm]
Průměr	34	40	53	57	53	40	[mm]

9.2 Hřídel 2



Obr. 39 Hřídel 2 – pastorek

Hřídel je namáhána na krut a ohyb. Materiál je totožný jako u ozubeného kola konstrukční ocel legovaná dle ČSN 14 140 ($R_m = 770$ MPa).

Tab. 17 Vstupní parametry výpočtu pastorku

Přenášený výkon	11,21	[kW]
Otáčky hřídele	280	[/min]
Krouticí moment	382,34	[Nm]
Předběžný min. průměr	42,03	[mm]
Zvolený min. průměr	55	[mm]

Reakce v podporách (ložiskách 3 a 4) jsou uvedeny v následující tabulce (Tab. 18).

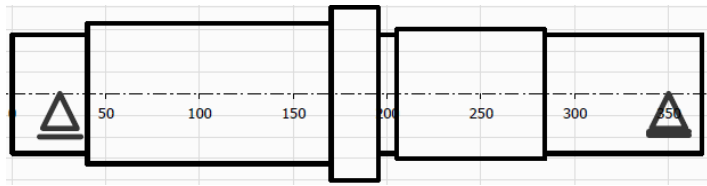
Tab. 18 Reakce v podporách

	x	Součet y+z	
Reakce v podpoře R1	0	1474	[N]
Reakce v podpoře R2	1306	2541	[N]

Základní výsledky jsou shrnuty v tabulce (Tab. 19) a (Tab. 20). Kompletní výsledky jsou dostupné v příloze: D_02-Hřídel 2.pdf

Tab. 19 Výsledky výpočtu hřídele 2

Maximální průhyb	0,0156 [mm]
Maximální zkroucení	0,0512 [°]
Max.napětí v ohybu	13,9 [MPa]
Max.napětí v krutu	11,7 [MPa]
Max.redukované napětí	23,1 [MPa]
Min.statická bezpečnost	14,10
Min.dynamická bezpečnost	8,81

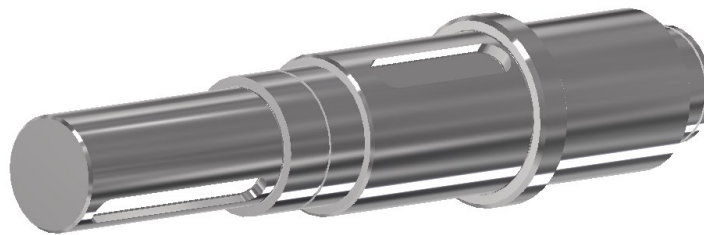


Obr. 40 Pastorek schéma

Tab. 20 Rozměry hřídele 2

Délka	40	130	25	10	79	84	[mm]
Průměr	55	65	80	55	60	55	[mm]

9.3 Hřídel 3



Obr. 41 Hřídel 3 – výstupní hřídel

Hřídel je namáhána na krut a ohyb. Materiál volím ocel legovaná dle ČSN 12 061 ($R_m = 680$ MPa).

Tab. 21 Vstupní parametry výpočtu pastorku

Přenášený výkon	11,1	[kW]
Otáčky hřídele	50	[/min]
Krouticí moment	2119,15	[Nm]
Předběžný min. průměr	73,95	[mm]
Zvolený min. průměr	80	[mm]

Reakce v podporách (ložiskách 5 a 6) jsou uvedeny v následující tabulce (Tab. 22).

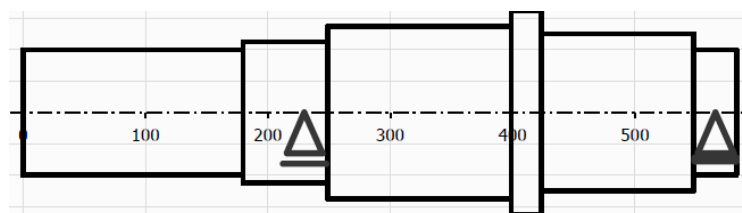
Tab. 22 Reakce v podporách

	x	Součet y+z	
Reakce v podpoře R1	0	1863	[N]
Reakce v podpoře R2	0	663	[N]

Základní výsledky jsou shrnuty v tabulce (Tab. 23) a (Tab. 24). Kompletní výsledky jsou dostupné v příloze: D_03-Hřídel 3.pdf

Tab. 23 Výsledky výpočtu hřídele 3

Maximální průhyb	0,0033 [mm]
Maximální zkroucení	0,0410 [°]
Max.napětí v ohybu	1,6 [MPa]
Max.napětí v krutu	21,1 [MPa]
Max.redukované napětí	31,2 [MPa]
Min.statická bezpečnost	8,58
Min.dynamická bezpečnost	10,43

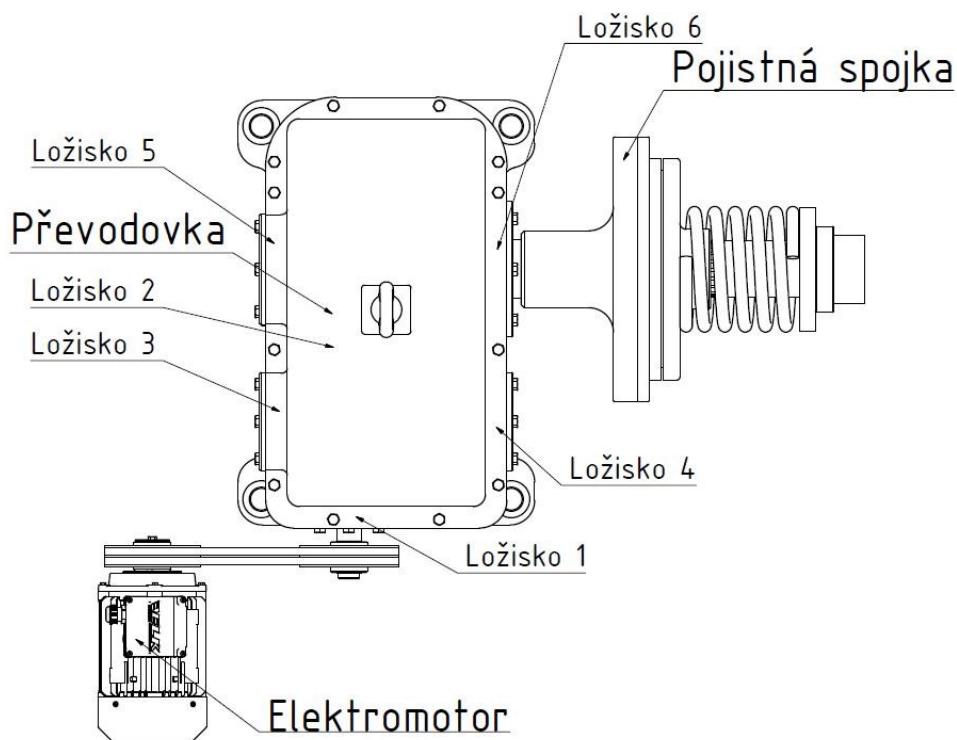


Obr. 42 Výstupní hřídel schéma

Tab. 24 Rozměry hřídele 3

Délka	180	69	150	25	124	35	[mm]
Průměr	80	90	110	130	100	80	[mm]

10 LOŽISKA



Obr. 43 Schéma umístění ložisek

10.1 Ložisko 1

Toto ložisko je namáháno silami od řemenice a šneku, proto volím ložisko kuželíkové jednořadé umožňující axiální zařízení. Kompletní výsledky jsou dostupné v příloze: E_01-Ložisko 1.pdf

V následující tabulce jsou vstupní parametry (Tab. 25).

Tab. 25 Vstupní hodnoty pro výpočet ložiska

Otáčky	n	2800	[/min]
Radiální zatížení	Fr	1418,1	[N]
Axiální zatížení	Fa	0	[N]
Součinitel přidavných dynamických sil		1,32	
Trvanlivost ložiska	Lh	50000	[h]

Volím ložisko s označením **LOŽISKO 32308 B ČSN 02 4720**, jeho parametry jsou uvedeny v následující tabulce (Tab. 26).

Tab. 26 Parametry ložiska 1

Základní dynamická únosnost	C	123000	[N]
Dynamické ekvivalentní zatížení	P	1871,9	[N]
Základní trvanlivost	L10h	6814473	[h]
Základní statická únosnost	C0	153000	[N]

10.2 Ložisko 2

Toto ložisko je namáháno silami od řemenice a šneku, proto volím ložisko kuželíkové jednořadé umožňující axiální zařízení. Kompletní výsledky jsou dostupné v příloze: E_02-Ložisko 2.pdf

V následující tabulce jsou vstupní parametry (Tab. 27).

Tab. 27 Vstupní hodnoty pro výpočet ložiska

Otáčky	n	2800	[/min]
Radiální zatížení	Fr	925	[N]
Axiální zatížení	Fa	3649	[N]
Součinitel přidavných dynamických sil		1,32	
Trvanlivost ložiska	Lh	50000	[h]

Volím ložisko s označením **LOŽISKO 32308 B ČSN 02 4720**, jeho parametry jsou uvedeny v následující tabulce (Tab. 28).

Tab. 28 Parametry ložiska 2

Základní dynamická únosnost	C	123000	[N]
Dynamické ekvivalentní zatížení	P	5786,7	[N]
Základní trvanlivost	L10h	158345	[h]
Základní statická únosnost	C0	153000	[N]

10.3 Ložisko 3

Toto ložisko je namáháno silami od šnekového kola a od kola s čelním ozubením, volím kuličkové ložisko jednořadé. Kompletní výsledky jsou dostupné v příloze: E_03-Ložisko 3.pdf

V následující tabulce jsou vstupní parametry (*Tab. 29*).

Tab. 29 Vstupní hodnoty pro výpočet ložiska

Otáčky	n	280	[/min]
Radiální zatížení	Fr	1474	[N]
Axiální zatížení	Fa	0	[N]
Součinitel přidavných dynamických sil		1,32	
Trvanlivost ložiska	Lh	50000	[h]

Volím ložisko s označením **LOŽISKO 6311 ČSN 02 4630**, jeho parametry jsou uvedeny v následující tabulce (*Tab. 30*).

Tab. 30 Parametry ložiska 3

Základní dynamická únosnost	C	76500	[N]
Dynamické ekvivalentní zatížení	P	1945,7	[N]
Základní trvanlivost	L10h	3617824	[h]
Základní statická únosnost	C0	47500	[N]

10.4 Ložisko 4

Toto ložisko je namáháno silami od šnekového kola a od kola s čelním ozubením, volím kuličkové ložisko jednořadé. Kompletní výsledky jsou dostupné v příloze: E_04-Ložisko 4.pdf

V následující tabulce jsou vstupní parametry (*Tab. 31*).

Tab. 31 Vstupní hodnoty pro výpočet ložiska

Otáčky	n	280	[/min]
Radiální zatížení	Fr	2541	[N]
Axiální zatížení	Fa	1306	[N]
Součinitel přidavných dynamických sil		1,32	
Trvanlivost ložiska	Lh	50000	[h]

Volím ložisko s označením **LOŽISKO 6311 ČSN 02 4630**, jeho parametry jsou uvedeny v následující tabulce (Tab. 32).

Tab. 32 Parametry ložiska 4

Základní dynamická únosnost	C	76500	[N]
Dynamické ekvivalentní zatížení	P	5136,5	[N]
Základní trvanlivost	L10h	196641	[h]
Základní statická únosnost	C0	47500	[N]

10.5 Ložisko 5

Toto ložisko je namáháno silami od kola s čelním ozubením, volím kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem jednořadé (stykový úhel 40°). Kompletní výsledky jsou dostupné v příloze: E_05-Ložisko 5.pdf

V následující tabulce jsou vstupní parametry (Tab. 33).

Tab. 33 Vstupní hodnoty pro výpočet ložiska

Otáčky	n	50	[/min]
Radiální zatížení	Fr	663	[N]
Axiální zatížení	Fa	0	[N]
Součinitel přidavných dynamických sil		1,32	
Trvanlivost ložiska	Lh	50000	[h]

Volím ložisko s označením **LOŽISKO 7216 ČSN 02 4645 B**, jeho parametry jsou uvedeny v následující tabulce (Tab. 34).

Tab. 34 Parametry ložiska 5

Základní dynamická únosnost	C	80000	[N]
Dynamické ekvivalentní zatížení	P	875,2	[N]
Základní trvanlivost	L10h	254581464	[h]
Základní statická únosnost	C0	72000	[N]

10.6 Ložisko 6

Toto ložisko je namáháno silami od kola s čelním ozubením, volím kuličkové ložisko jednořadé. Kompletní výsledky jsou dostupné v příloze: E_06-Ložisko 6.pdf

V následující tabulce jsou vstupní parametry (Tab. 35).

Tab. 35 Vstupní hodnoty pro výpočet ložiska

Otáčky	n	50	[/min]
Radiální zatížení	Fr	1863	[N]
Axiální zatížení	Fa	0	[N]
Součinitel přidavných dynamických sil		1,32	
Trvanlivost ložiska	Lh	50000	[h]

Volím ložisko s označením **LOŽISKO 6219 ČSN 02 4630**, jeho parametry jsou uvedeny v následující tabulce (Tab. 36).

Tab. 36 Parametry ložiska 6

Základní dynamická únosnost	C	108000	[N]
Dynamické ekvivalentní zatížení	P	2459,2	[N]
Základní trvanlivost	L10h	28233743	[h]
Základní statická únosnost	C0	81500	[N]

11 TVAROVÉ SPOJE HŘÍDELE S NÁBOJEM

11.1 Pera pro řemenice

Materiál per jsem zvolil ocel 11 500 ($p_D = 130$ MPa), v následující tabulce jsou zadané a vypočtené hodnoty (Tab. 37). Pera volím pro obě řemenice stejná.

Zvolený typ pera ČSN 02 2562.

Kompletní výsledky jsou dostupné v příloze: F_01-Pero 1.pdf

Tab. 37 Návrh per pro řemenice

Přenášený výkon	12,84	[kW]
Otáčky hřídele	2800	[/min]
Krouticí moment	43,79	[Nm]
Minimální délka pera	43,6	[mm]
Zvolená délka pera	45	[mm]
Průměr hřídele	34	[mm]
Počet per	1	[-]

Volím pero s označením **PERO 12e7 × 8 × 45 ČSN 02 2562**

11.2 Pero pro šnekové kolo

Materiál pera jsem zvolil ocel 11 500 ($p_D = 130$ MPa), v následující tabulce jsou zadané a vypočtené hodnoty (Tab. 38).

Zvolený typ pera ČSN 02 2562.

Kompletní výsledky jsou dostupné v příloze: F_02-Pero 2.pdf

Tab. 38 Návrh pera pro šnekové kolo

Přenášený výkon	11,21	[kW]
Otáčky hřídele	280	[/min]

Krouticí moment	382,31	[Nm]
Minimální délka pera	87,6	[mm]
Zvolená délka pera	90	[mm]
Průměr hřídele	60	[mm]
Počet per	1	[-]

Volím pero s označením **PERO 20e7 × 12 × 90 ČSN 02 2562**

11.3 Pera pro velké čelní ozubené kolo

Materiál pera jsem zvolil ocel 11 500 ($p_D = 130$ MPa), v následující tabulce jsou zadané a vypočtené hodnoty (Tab. 39).

Zvolený typ pera ČSN 02 2562.

Kompletní výsledky jsou dostupné v příloze: F_03-Pero 3.pdf

Tab. 39 Návrh per pro čelní ozubené kolo

Přenášený výkon	11,1	[kW]
Otáčky hřídele	50	[/min]
Krouticí moment	2118,9	[Nm]
Minimální délka pera	118	[mm]
Zvolená délka pera	125	[mm]
Průměr hřídele	110	[mm]
Počet per	2	[-]

Volím pero s označením **PERO 28e7 × 16 × 125 ČSN 02 2562**

11.4 Pera pro spojku

Materiál pera jsem zvolil ocel 11 600 ($p_D = 200$ MPa), v následující tabulce jsou zadané a vypočtené hodnoty (Tab. 40).

Zvolený typ pera ČSN 02 2562.

Kompletní výsledky jsou dostupné v příloze: F_04-Pero 4.pdf

Tab. 40 Návrh pera pro spojku

Přenášený výkon	11,1	[kW]
Otáčky hřídele	50	[/min]
Krouticí moment	2118,9	[Nm]
Minimální délka pera	135,4	[mm]
Zvolená délka pera	160	[mm]
Průměr hřídele	80	[mm]
Počet per	2	[-]

Volím pero s označením **PERO 22e7 × 14 × 160 ČSN 02 2562**

11.5 Rovnoboké drážkování u spojky

Jedná se o spojení hřídele s hnanou částí spojky. V následující tabulce jsou zadané a vypočtené hodnoty (Tab. 41).

Zvolil jsem rovnoboké drážkování dle ČSN 01 4942.

Kompletní výsledky jsou dostupné v příloze: F_05-Drážkování.pdf

Tab. 41 Drážkovaná hřídel

Přenášený výkon	11,1	[kW]
Otáčky hřídele	50	[/min]
Krouticí moment	2119,4	[Nm]
Minimální délka drážkování	20,5	[mm]
Zvolená délka pera	110	[mm]
Průměr hřídele	95	[mm]
Počet drážek	20	[-]

Volím **ROVNOBOKÉ DRÁŽKOVÁNÍ 20 × 82 e8 × 92 a11 × 6 f8 ČSN 01 4942**

12 TŘECÍ LAMELOVÁ SPOJKA

Zvolil jsem třecí lamelovou spojku

12.1 Přenášený výkon

Účinnost spojky $\eta_s = 0,8$

Výkon na výstupu z převodovky $P_4 = 11100 \text{ W}$

$$P_5 = \eta_s \cdot P_4 = 0,8 \cdot 11100 = 8880 \text{ W}$$

12.2 Kroucí moment výstupního hřídele spojky

$$M_{k5} = \frac{P_4 \cdot \eta_s}{2\pi \cdot n_4} = \frac{11100 \cdot 0,8 \cdot 60}{2\pi \cdot 50} = 1695,955 \text{ Nm}$$

12.3 Rozměry třecích kol

Volím litinová kola s nalepeným obložení $f = 0,4$.

Volím rozměry třecích kol:

$$D_1 = 320 \text{ mm} \Rightarrow R_1 = 160 \text{ mm}$$

$$D_2 = 200 \text{ mm} \Rightarrow R_2 = 100 \text{ mm}$$

$$R_s = \frac{R_1 + R_2}{2} = \frac{160 + 100}{2} = 130 \text{ mm}$$

12.4 Velikost přitlačné síly

Počet kol $i = 3$

$$F_z = \frac{M_{k5}}{R_s \cdot f \cdot i} = \frac{1695955}{130 \cdot 0,4 \cdot 3} = 10871,6 \text{ N}$$

12.5 Ovládací pružina

Volím materiál pružinová ocel 14260 s následujícími parametry:

$$R_m = 1370 \text{ MPa}$$

$$G = 78\,500 \text{ MPa}$$

$$\tau_{Dk} = 0,28 \cdot R_m = 0,28 \cdot 1370 = 383,6 \text{ MPa}$$

Střední průměr:

$$D_s = 2 \cdot D = 2 \cdot 92 = 184 \text{ mm}$$

Přítlačná síla:

$$F_p = 1,2 \cdot F_z = 1,2 \cdot 10871,6 = 13045,8 \text{ N}$$

Průměr pružiny:

$$d_p = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot F_p \cdot D}{\pi \cdot \tau_{Dk}}} = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 13045,8 \cdot 92}{\pi \cdot 383,6}} = 19,97 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow \text{volím } d_p = 20 \text{ mm}$$

Výpočet počtu závitů:

$$z = n + n_z = 3 + 2 = 5$$

Délka v dosedovém stavu:

$$l_d = 1,05 \cdot z \cdot d_p = 1,05 \cdot 5 \cdot 20 = 105 \text{ mm}$$

Výpočet stlačení:

$$y = \frac{8 \cdot D_s^3 \cdot D}{G \cdot d_p^4} = \frac{8 \cdot 184^3 \cdot 92}{78500 \cdot 20} = 155,29 \text{ mm}$$

Délka pružiny ve volném stavu:

$$l_o = l_d + 0,1 + d_p \cdot n + y = 105 + 0,1 + 20 \cdot 3 + 155,29 = 320,39$$

Délka v pracovním stavu:

$$l_p = l_o - y = 320,39 - 155,29 = 165,1 \text{ mm}$$

12.6 Měrný tlak ve stykových plochách

Musí platit $p < p_D$; $p_D = (0,15 - 0,3) \text{ MPa}$

$$p = \frac{F_p}{S} = \frac{F_p}{\frac{\pi \cdot (D_1^2 - D_2^2)}{4}} = \frac{13045,8}{\frac{\pi \cdot (320^2 - 200^2)}{4}} = 0,26619 \text{ MPa}$$

Platí $p < p_D$

12.7 Přenášený výkon

$$M_t = \frac{2\pi \cdot p \cdot f \cdot i}{3} \cdot (R_1^3 - R_2^3) = \frac{2\pi \cdot 0,26619 \cdot 0,4 \cdot 3}{3} \cdot (160^3 - 100^3)$$
$$= 2071250,126 \text{ Nmm}$$

$$P' = \frac{2\pi \cdot n \cdot M_t}{60} = \frac{2\pi \cdot 50 \cdot 2071,250}{50} = 10845,04 \text{ W}$$

13 MONTÁŽ A MAZÁNÍ

Pohon se skládá z řemenového převodu, dále pak ze šnekového soukolí s globoidním kolem a válcovým šnekem, z čelního soukolí s přímými zuby a na výstupu je třecí pojistná spojka.

První řemenice je nasazena na výstupní hřídeli motoru a spojena perem a zajištěna pojistným kroužkem. Druhá řemenice je na vstupní hřídeli převodovky, je spojena perem a zajištěna pojistným kroužkem.

Na vstupní hřídeli se nachází šnek, který je v jednom kuse s hřídelí, tato hřídel je uložena v kuželíkových ložiscích. Nad šnekem se nachází globoidní šnekové kolo, které je spojeno s druhou hřídelí perem a zajištěno trubkou. Na druhé hřídeli se rovněž nachází hnací čelní ozubené kolo, které je vyrobeno jako jeden kus s touto hřídelí. Druhá hřídel je uložena v jednořadých kuličkových ložiscích. Na výstupní hřídeli převodovky je hnané čelní ozubené kolo, které je spojeno dvěma pery a zajištěno trubkou proti posunutí. Výstupní hřídel je uložena v kuličkovém ložisku a v ložisku s kosoúhlým stykem.

Vstupní a výstupní konce hřídelů jsou utěsněny gufery, aby bylo zabráněno vniku nečistot do olejové lázně.

Převodová skříň je vyrobena z litiny a skládá se ze dvou částí. Spodní část je opatřena výpustím šroubem a olejoznakem pro kontrolu výšky hladiny oleje. Na vrchní části se nachází oko pro snadnou manipulaci pomocí jeřábu. Toto oko navíc slouží i k dolévání a výměně oleje.

Hladina oleje je po výšku osy šnekové hřídele a tím je zajištěno dostatečné mazání. Ložiska jsou mazána rozstříkem oleje. Druhý převod je mazán velkým kolem, které se brodí v oleji.

Pro mazání volím olej určený pro šnekové převodovky ISO PG 460.

ZÁVĚR

Ve své práci se v první části zabývám studiem hlavních částí zabezpečovacího pohonu, jako jsou: převody, uložení hřídelů, spojky a hnací jednotky. Každé téma je pouze nastíněno, aby byl čtenář uveden do dané problematiky, a je doplněno o obrázky.

V praktické části jsem dle zadaných hodnot navrhl zabezpečovací pohon, který se skládá z motoru, řemenového převodu, šnekové převodovky a pojistné spojky.

Postup byl následující, nejdříve jsem zvolil motor s dostatečným výkonem. Následně jsem navrhl řemenový převod, ve výpočtovém softwaru MITCalc, který přenáší výkon z motoru na převodovku. Poté jsem navrhoval, šnekový převod a převod čelním ozubenými koly. Pro tyto převody jsem také navrhl hřídele, spojení hřídele s nábojem a uložení těchto hřídelů. I tyto výpočty byly provedeny v softwaru MITCalc, který umožňuje rychlou editaci a nalezení co možná nejoptimálnějšího řešení. Tyto výsledky jsou shrnuty v příslušných tabulkách. Převodová skříň je vyrobena z litiny a skládá se ze dvou částí (vrchní a spodní).

Dále jsem pro zajištění proti přetížení navrhl pojistnou třecí spojku, u které jsem navrhoval zejména přítlačnou pružinu a hlavní rozměry spojky.

Z ekonomických důvodů, jsem volil co nejvíce součástí normalizovaných, stejně jako se provádí v praxi.

Výstupem této práce je vymodelovaný model pohonu v programu Autodesk Inventor 2016, a z něj následně vytvořena výkresová dokumentace. Tato výkresová dokumentace se nachází v příloze stejně jako kompletní výsledky výpočtů provedených v programu.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] LUKOVICS, I., L. SÝKOROVÁ a F. VOLEK. *Části a mechanismy strojů*. Vysoké učení technické v Brně Fakulta technologická ve Zlíně, 1999. ISBN 80-214-1566-5.
- [2] VOLEK, F. *Základy konstruování a části strojů I*. Zlín: Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, 2009, 166 s. ISBN 978-80-7318-654-8.
- [3] ŠIŠKA, M. *Hnací jednotka se šnekovou převodovkou a pojistnou spojkou*. Zlín, 2012. Bakalářská práce. Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně. Vedoucí práce F. Volek.
- [4] HRADILOVÁ, P. *Zabezpečovací pohon výrobního zařízení se šnekovou převodovkou a pojistnou spojkou*. Zlín, 2013. Bakalářská práce. Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně. Vedoucí práce F. Volek.
- [5] *SPS_prazak* [online]. 2013 [cit. 2016-11-11]. Dostupné z: http://www.sps-ko.cz/documents/SPS_prazak/
- [6] BOLEK, A. a J. KOCHMAN. *Části strojů*. Vyd. 5., přeprac. (v SNTL 1. vyd.). Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1989. Technický průvodce. ISBN 80-030-0046-7.
- [7] KLETEČKA, J. a P. FOŘT. *Technické kreslení*. 2., opr. vyd. Brno: Computer Press, 2007. Učebnice (Computer Press). ISBN 978-80-251-1887-0.
- [8] LEINVEBER, J. a P. VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [9] BOLEK, A. a J. KOCHMAN. *Části strojů*. 5., přeprac. vyd. (v SNTL 1. vyd.). Praha: SNTL, 1990. Technický průvodce. ISBN 80-030-0426-8.
- [10] KONVIČNÁ, I. In: *Sossoukyjov* [online]. [cit. 2016-11-18]. Dostupné z: http://www.sossoukyjov.cz/data/file/Strojnictvi/VY_32_INOVACE_5c/VY_32_INOVACE_5c19.pdf
- [11] KUČERA, R. *Pohon výrobního zařízení se šnekovou převodovkou a poj. spojkou*. Zlín, 2007. Bakalářská práce. Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně. Vedoucí práce F. Volek.
- [12] TÁBORSKÝ, V. *Návrh pohonu zařízení přes šnekovou převodovku a pojistnou spojku*. Zlín, 2009. Bakalářská práce. Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně. Vedoucí práce F. Volek.
- [13] *Elektrické stroje: Asynchronní motory* [online]. Valašské Meziříčí INTEGROVANÁ STŘEDNÍ ŠKOLA CENTRUM ODBORNÉ PŘÍPRAVY [cit. 2017-01-11]. Dostupné z: http://www.spse.dobruska.cz/download2/esp_skripta.pdf
- [14] *Elektromotory Siemens Vlastislav Heidenreich* [online]. [cit. 2017-03-31]. Dostupné z: <http://www.elektromotory.com/>
- [15] *GrabCAD, a STRATASYS solution* [online]. [cit. 2017-04-05]. Dostupné z: <https://grabcad.com/library/software/autodesk-inventor>

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Teoretická část

C	Základní dynamická únosnost	[N]
d	Průměr kola	[mm]
F	Obvodová síla	[N]
F _v	Dynamické ekv. Zatížení	[N]
i	Převodový poměr	[-]
L _h	Trvanlivost hodinová	[hod]
L _n	Trvanlivost	[mil. otáček]
m	konstanta	[-]
M _k	Kroutící moment	[N·m]
n	Otáčky kola	[s ⁻¹]
P	Výkon	[W]
u	Převodové číslo	[-]
v	Obvodová rychlost	[m·s ⁻¹]
z	Počet zubů	[-]
η	Účinnost	[-]
ω	Úhlová rychlost	[rad·s ⁻¹]

Praktická část

D	Průměr kol	[mm]
D _p	Průměr pružiny	[mm]
D _s	Střední průměr	[mm]
F _p	Přítlačná síla	[N]
f	Součinitel tření	[-]
F _z	Přítlačná síla	[N]
G	Modul pružnosti ve smyku	[MPa]

i	Převodový poměr	[-]
l_d	Délka v dosedovém stavu	[mm]
l_o	Délka pružiny ve volném stavu	[mm]
l_p	Délka pružiny v pracovním stavu	[mm]
L_h	Trvanlivost	[hod]
M_k	Kroutící moment	[N·m]
M_t	Třecí moment	[N·mm]
n	Otáčky kola	[s ⁻¹]
n	Počet činných závitů	[-]
n_z	Počet nečinných závitů	[-]
P	Výkon	[W]
P_N	Výkon	[W]
p	Měrný tlak ve stykových plochách	[MPa]
p_D	Dovolený tlak	[MPa]
R	Poloměr kol	[mm]
R_s	Střední poloměr	[mm]
R_m	Mez pevnosti	[MPa]
S	Třecí povrch	[mm ²]
y	Stlačení pružiny	[mm]
z	celkový počet závitů	[-]
η	Účinnost	[-]
η_s	Účinnost spojky	[-]
τ_{Dk}	Napětí dovolené v krutu	[MPa]

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Příklad převodu s přímým a nepřímým přenosem pohybu [3].....	13
Obr. 2 Schéma uspořádání několika převodů [2]	14
Obr. 3 Schéma některých druhů převodů [2].....	17
Obr. 4 Konstrukce planetové převodovky [1]	19
Obr. 5 Konstrukce šnekové převodovky [1].....	19
Obr. 6 Čelní ozubení [1]	20
Obr. 7 Evolventní profil zubu [11]	20
Obr. 8 Šneková soukolí [9].....	22
Obr. 9 Průřezy řemenů [9].....	24
Obr. 10 Druhy řemenů [9]	24
Obr. 11 Drážkové klínové řemeny [9].....	25
Obr. 12 Napínací kladka (3) [9].....	25
Obr. 13 Části valivého ložiska [10]	27
Obr. 14 Druhy valivých tělísek [1]	27
Obr. 15 Konstrukční provedení ložisek [1]	28
Obr. 16 Trubková spojka [3].....	31
Obr. 17 Korýtková spojka [3].....	31
Obr. 18 Kotoučová spojka [1].....	31
Obr. 19 Axiální trubková spojka [3].....	31
Obr. 20 Kloubová spojka čepová.....	32
Obr. 21 Polygonová spojka [3]	32
Obr. 22 Pružinová spojka [3].....	32
Obr. 23 Zubová výsuvná spojka [2].....	33
Obr. 24 Různé tvary třecích ploch spojek [2].....	33
Obr. 25 Lamelová třecí spojka [3]	34
Obr. 26 Pojistná kolíková spojka [12]	34
Obr. 27 Kuličková vysmekovací spojka [12]	35
Obr. 28 Rozběhová spojka [3]	35
Obr. 29 Synchronní motor [3].....	37
Obr. 30 Asynchronní motor [3]	37
Obr. 31 Stejnsměrný motor [3]	38
Obr. 32 Schéma pohonu.....	40

Obr. 33 Ukázka prostředí programu MITCalc.....	41
Obr. 34 Řemenový převod.....	43
Obr. 35 Šnekový převod	45
Obr. 36 Čelní soukolí.....	47
Obr. 37 Vstupní hřídel – šneková hřídel.....	49
Obr. 38 Vstupní hřídel schéma	50
Obr. 39 Hřídel 2 – pastorek	50
Obr. 40 Pastorek schéma	52
Obr. 41 Hřídel 3 – výstupní hřídel.....	52
Obr. 42 Výstupní hřídel schéma	53
Obr. 43 Schéma umístění ložisek	54

SEZNAM TABULEK

<i>Tab. 1 Tabulka převodových čísel pro různé převody</i>	18
<i>Tab. 2 Základní rozdělení elektromotorů</i>	36
<i>Tab. 3 Parametry elektromotoru</i>	42
<i>Tab. 4 Vstupní parametry řemenového převodu</i>	43
<i>Tab. 5 Výsledky návrhu řemenového převodu</i>	44
<i>Tab. 6 Vstupní parametry šnekového převodu</i>	45
<i>Tab. 7 Základní výsledky šnekového ozubení</i>	46
<i>Tab. 8 Hodnoty ozubení 1</i>	46
<i>Tab. 9 Koefficienty bezpečnosti daného soukolí</i>	46
<i>Tab. 10 Vstupní parametry výpočtu čelního soukolí</i>	47
<i>Tab. 11 Základní výsledky čelního ozubení</i>	48
<i>Tab. 12 Hodnoty ozubení 2</i>	48
<i>Tab. 13 Vstupní parametry výpočtu šnekové hřídele</i>	49
<i>Tab. 14 Reakce v podporách</i>	49
<i>Tab. 15 Výsledky výpočtu hřídele 1</i>	50
<i>Tab. 16 Rozměry hřídele 1</i>	50
<i>Tab. 17 Vstupní parametry výpočtu pastorku</i>	51
<i>Tab. 18 Reakce v podporách</i>	51
<i>Tab. 19 Výsledky výpočtu hřídele 2</i>	51
<i>Tab. 20 Rozměry hřídele 2</i>	52
<i>Tab. 21 Vstupní parametry výpočtu pastorku</i>	52
<i>Tab. 22 Reakce v podporách</i>	53
<i>Tab. 23 Výsledky výpočtu hřídele 3</i>	53
<i>Tab. 24 Rozměry hřídele 3</i>	53
<i>Tab. 25 Vstupní hodnoty pro výpočet ložiska</i>	54
<i>Tab. 26 Parametry ložiska 1</i>	55
<i>Tab. 27 Vstupní hodnoty pro výpočet ložiska</i>	55
<i>Tab. 28 Parametry ložiska 2</i>	55
<i>Tab. 29 Vstupní hodnoty pro výpočet ložiska</i>	56
<i>Tab. 30 Parametry ložiska 3</i>	56
<i>Tab. 31 Vstupní hodnoty pro výpočet ložiska</i>	57
<i>Tab. 32 Parametry ložiska 4</i>	57

<i>Tab. 33 Vstupní hodnoty pro výpočet ložiska</i>	<i>57</i>
<i>Tab. 34 Parametry ložiska 5</i>	<i>58</i>
<i>Tab. 35 Vstupní hodnoty pro výpočet ložiska</i>	<i>58</i>
<i>Tab. 36 Parametry ložiska 6</i>	<i>58</i>
<i>Tab. 37 Návrh per pro řemenice</i>	<i>59</i>
<i>Tab. 38 Návrh pera pro šnekové kolo</i>	<i>59</i>
<i>Tab. 39 Návrh per pro čelní ozubené kolo</i>	<i>60</i>
<i>Tab. 40 Návrh pera pro spojku</i>	<i>61</i>
<i>Tab. 41 Drážkovaná hřídel</i>	<i>61</i>

SEZNAM PŘÍLOH

Seznam výsledků výpočtů:

A_01-Řemenice

B_01-Šnekové ozubení

C_01-Čelní ozubení

D_01-Hřídel 1

D_02-Hřídel 2

D_03- Hřídel 3

E_01-Ložisko 1

E_02-Ložisko 2

E_03-Ložisko 3

E_04-Ložisko 4

E_05-Ložisko 5

E_06-Ložisko 6

F_01-Pero 1

F_02-Pero 2

F_03-Pero 3

F_04-Pero 4

F_05-Drážkování

Seznam výkresové dokumentace:

ŠNEKOVÁ HŘÍDEL PITZ-BP-02-01

ŠNEKOVÉ KOLO PITZ-BP-02-02

HŘÍDEL S OZUBENÍM 2 PITZ-BP-02-03

ČELNÍ OZUBENÉ KOLO PITZ-BP-02-04

ŘEMENICE 1 PITZ-BP-02-05

ŘEMENICE 2 PITZ-BP-02-06

HŘÍDEL VÝSTUPNÍ	PITZ-BP-02-07
VÍKO 1	PITZ-BP-02-08
VÍKO 2	PITZ-BP-02-09
VÍKO 3	PITZ-BP-02-10
VÍKO 4	PITZ-BP-02-11
VÍKO 5	PITZ-BP-02-12
VÍKO 6	PITZ-BP-02-13
TRUBKA 1	PITZ-BP-02-14
TRUBKA 2	PITZ-BP-02-15
SPODNÍ SKŘÍŇ	PITZ-BP-02-16
HORNÍ SKŘÍŇ	PITZ-BP-02-17
KUSOVNÍK 1	PITZ-BP-01-001
KUSOVNÍK 2	PITZ-BP-01-002
KUSOVNÍK A-2	PITZ-BP-01-100
Sestava A-2	PITZ-BP-01-02
Sestava A-1	PITZ-BP-01-01

PŘÍLOHA P I: VÝSLEDKY VÝPOČTŮ