

Pohon stroje s kuželovým soukolím a pojistnou spojkou

Bakalářská práce
2021

 Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta technologická

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně

Fakulta technologická

Ústav výrobního inženýrství

Akademický rok: 2020/2021

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení:	Jakub Rybka
Osobní číslo:	T19238
Studijní program:	B3909 Procesní inženýrství
Studijní obor:	Technologická zařízení
Forma studia:	Prezenční
Téma práce:	Pohon stroje s kuželovým soukolím a pojistnou spojkou

Zásady pro vypracování

1. Vypracujte literární studii k danému tématu
- 2.. Navrhněte převodovku pro převodový poměr $i = 80$ s výstupním výkonem $P = 8$ kW a otáčkami $n = 16$ ot/min.
3. Zhotovte sestavu převodu
4. Zhotovte výrobní dokumentaci pohon

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

Seznam doporučené literatury:

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

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

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

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

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. František Volek, CSc.

Ústav výrobního inženýrství

Datum zadání bakalářské práce: **5. ledna 2021**

Termín odevzdání bakalářské práce: **21. května 2021**

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

L.S.

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

Ve Zlíně dne 1. dubna 2021

PROHLÁŠENÍ AUTORA BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Beru na vědomí, že:

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

Prohlašuji,

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

Ve Zlíně, dne:

Jméno a příjmení studenta:

.....
podpis studenta

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem pohonu stroje s kuželovým soukolím a pojistnou spojkou. Cílem je vytvořit výkresovou dokumentaci pohonu podle zadaných parametrů. Práce je složená z teoretické a praktické části. Teoretická část obsahuje základní informace o problematice mechanických převodů, převodů ozubenými koly a převodovkách. Další témata jsou mechanické spojky se zaměřením na pojistné spojky a pohony. Praktická část je zaměřena na konstrukci převodovky a pojistné spojky. Převodovka je třístupňová složená z kuželového soukolí a dvou čelních soukolí s přímými zuby.

Klíčová slova: převod, kuželové soukolí, čelní soukolí, točivý moment, hřídelová spojka

ABSTRACT

This bachelor's thesis deals with the design of a machine drive with a bevel gear and a safety clutch. The aim is to create drawing documentation of the drive according to the entered parameters. The work consists of theoretical and practical part. The theoretical part contains basic information about mechanical transmissions, gears and gearboxes. Other topics are mechanical clutches with a focus on safety clutches and actuators. The practical part is focused on design of gearbox and safety clutch. The gearbox is a three-stage gearbox consisting of a bevel gear and two spur gears pairs.

Keywords: ratio, bevel gear, spur gear, torque, shaft coupling

Rád bych poděkoval vedoucímu bakalářské práce Ing. Františku Volkovi CSc. za cenné rady, věcné připomínky a vstřícnost při konzultacích.

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

OBSAH

ÚVOD	9
I TEORETICKÁ ČÁST	10
1 MECHANICKÉ PŘEVODY	11
1.1 ZÁKLADNÍ ROZDĚLENÍ MECHANICKÝCH PŘEVODŮ	12
1.2 TŘECÍ PŘEVODY	12
1.2.1 Řemenové převody.....	13
1.2.2 Převody třecími koly	13
1.3 TVAROVÉ PŘEVODY	14
1.3.1 Řetězové převody.....	14
2 PŘEVODY OZUBENÝMI KOLY	16
2.1 CHARAKTERISTIKA A ROZDĚLENÍ OZUBENÝCH PŘEVODŮ	16
2.2 TEORIE ROVINNÉHO OZUBENÍ.....	18
2.3 ČELNÍ OZUBENÁ SOUKOLÍ S PŘÍMÝMI ZUBY.....	20
2.4 ČELNÍ SOUKOLÍ S ŠIKMÝMI ZUBY	20
2.5 KUŽELOVÉ SOUKOLÍ.....	21
2.6 MATERIÁLY OZUBENÝCH KOL	21
3 PŘEVODOVKY	23
3.1 PŘEVODOVÉ SKŘÍNĚ	23
3.1.1 Mazání.....	23
4 HŘÍDELOVÉ SPOJKY	25
4.1 MECHANICKY NEOVLÁDANÉ SPOJKY	25
4.1.1 Nepružné spojky.....	25
4.1.2 Pružné spojky	28
4.2 MECHANICKY OVLÁDANÉ SPOJKY	31
4.2.1 Rozběhové spojky	32
4.2.2 Volnoběžné spojky.....	33
4.2.3 Pojistné spojky	35
5 POHONY	38
5.1 SPALOVACÍ MOTORY	38
5.2 ELEKTRICKÉ MOTORY	39
5.3 HYDRAULICKÉ MOTORY	40
5.4 PNEUMATICKÉ MOTORY	41
II PRAKTICKÁ ČÁST	42
6 CÍL BAKALÁŘSKÉ PRÁCE	43
6.1 SCHÉMA POHONU	43

6.2	VOLBA ELEKTROMOTORU	43
7	NÁVRH ŘEMENOVÉHO PŘEVODU	45
8	NÁVRH PŘEVODOVKY	48
8.1	PŘEVODOVÝ POMĚR	48
8.1.1	Otáčky a kroutící momenty jednotlivých hřídelí převodovky	49
8.1.2	Materiál ozubených kol	49
8.2	KUŽELOVÉ SOUKOLÍ 1	50
8.2.1	Počet zubů	50
8.2.2	Modul	50
8.2.3	Hlavní rozměry ozubení	50
8.2.4	Pevnostní kontrola	52
8.3	ČELNÍ SOUKOLÍ 2	53
8.3.1	Počet zubů	53
8.3.2	Modul	53
8.3.3	Hlavní rozměry ozubení	53
8.3.4	Pevnostní kontrola	54
8.4	ČELNÍ SOUKOLÍ 3	56
8.4.1	Počet zubů	56
8.4.2	Modul	56
8.4.3	Hlavní rozměry ozubení	56
8.4.4	Pevnostní kontrola	57
8.5	NÁVRH HŘÍDELÍ, LOŽISEK A PER	58
8.5.1	Hřídel 1	58
8.5.2	Hřídel 2	61
8.5.3	Hřídel 3	63
8.5.4	Hřídel 4	65
8.6	SKŘÍŇ PŘEVODOVKY	67
8.7	MAZÁNÍ PŘEVODOVKY	67
9	NÁVRH POJISTNÉ SPOJKY	68
	ZÁVĚR	70
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	71
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	73
	SEZNAM OBRÁZKŮ	78
	SEZNAM TABULEK	80
	SEZNAM PŘÍLOH	81

ÚVOD

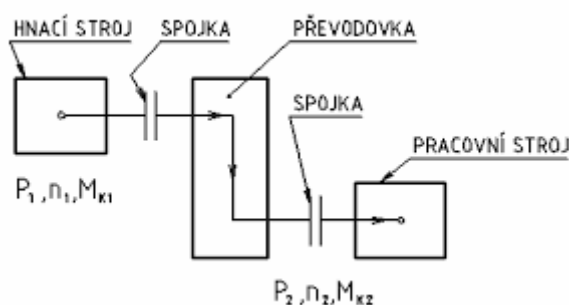
Tato bakalářská práce se zaměřuje na konstrukční návrh pohonu stroje s kuželovým soukolím. Pohony strojů pracují hospodárně jen při úzkém spektru otáček. A tak je potřeba mezi pohonnou a poháněnou jednotku zařadit převod, který upraví otáčky a výstupní moment motoru. V průmyslu se setkáváme s velkým množstvím strojů, jejichž součástí jsou převody. Se stále zvyšujícími se požadavky na výkon, přesnost a minimalizaci strojů jsou kladeny i vyšší nároky na převodové ústrojí strojů, je potřeba navrhovat převodovky, které budou schopny splňovat požadavky na pohon moderních zařízení.

I. TEORETICKÁ ČÁST

1 MECHANICKÉ PŘEVODY

Mechanické převody jsou nejrozšířenější druh převodu používají se k přenosu točivého pohybu z hnacího hřídele na hnaný. Točivý pohyb je přenášen tak, že se mění otáčky, a tím i kroučící momenty. Přenášený výkon se teoreticky nemění. Ve skutečnosti se výkon snižuje ztrátami v převodech. Poměr výkonu P_1 na vstupu do převodu a P_2 na výstupu z převodu určuje účinnost převodu. [1]

$$\eta = \frac{P_2}{P_1}$$



Obr. 1: Blokové schéma převodu ve strojním zařízení [1]

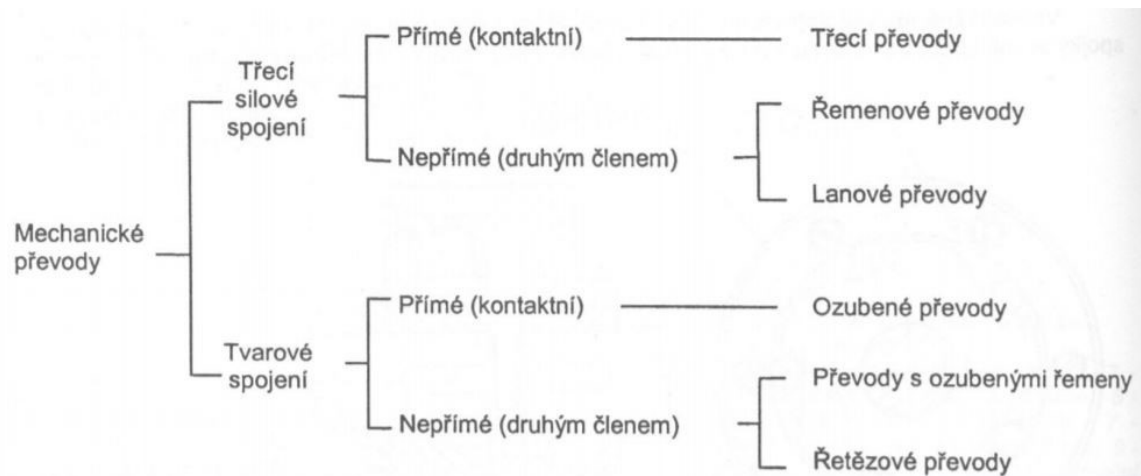
Velikost převodového poměru je vyjádřena poměrem úhlových rychlostí (frekvence otáček) hnacího a hnaného hřídele.

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

Převody mají podle použití převodový poměr stálý nebo proměnný. Regulace může být buď plynulá nebo stupňovitá. Převodovky s plynule měnitelným převodovým poměrem se nazývají variátory. Stupňovitá regulace je obvykle ekonomicky výhodnější než plynulá regulace, převody jednodušší a spolehlivější. Plynulá regulace je výhodná pro řízení strojů za provozu, protože dovoluje přesné nastavení pracovních parametrů pro optimalizaci procesů a má vodivé vlastnosti pro automatizaci. Převodovky které mění otáčky do pomala se nazývají reduktory, mění-li otáčky do rychla jedná se o multiplikátory. Při jedné spoluzabírající dvojici členů se jedná o jednoduchý převod, při více spoluzabírajících členech nazýváme převod složený.[2]

1.1 Základní rozdělení mechanických převodů

U mechanických převodů se k přenosu otáčivého pohybu z hnaného na hnaný hřídel používá kol, která jsou spojena přímo-kontaktní spojení, nebo nepřímo-ohybným členem. Spojení může být třecí nebo tvarové. [1]



Obr. 2: Rozdělení mechanických převodů [1]

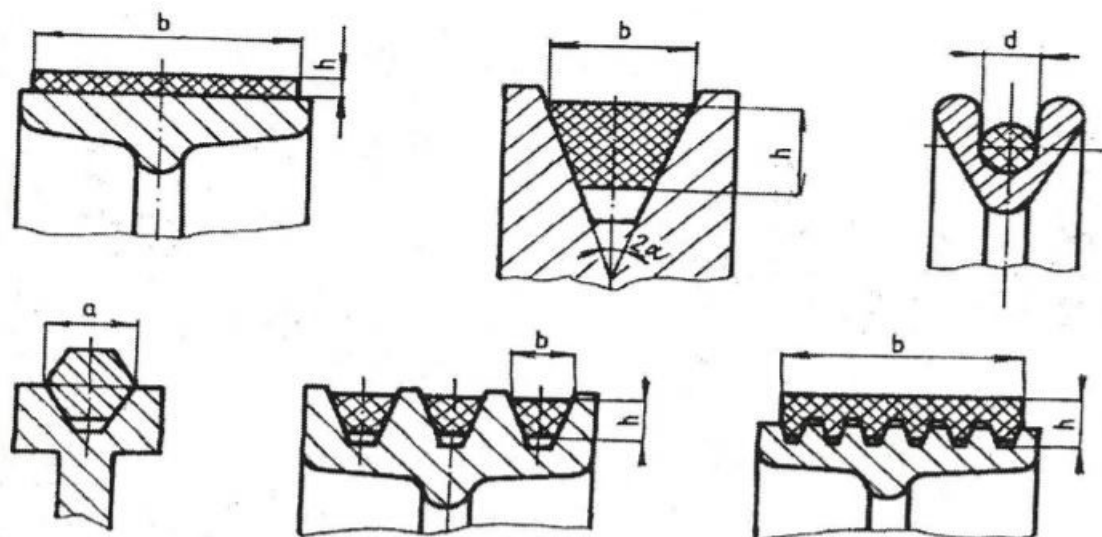
1.2 Třecí převody

Třecí převody se používají k přenosu menších výkonu na blízké rovnoběžné i různoběžné hřídele. Výhodou třecích převodů je schopnost tlumit rázy vznikající při změně zatížení, změně rychlosti, obracení chodu a při rozjezdu stroje. Jsou nehlukné a lze je upravit na převody s plynulou regulací otáček (variátory). Mají jednoduchou konstrukci a některé typy mají nízké požadavky na přesnost výroby a montáže.

Nevýhodou třecích převodů je nestejněměrně přenášený pohyb a výkon z důvodu prokluzu. Třecí převody také značně namáhají hřídele a ložiska, protože třecí převod vyžaduje pro svou funkci nemalou přítláčnou sílu. Při častém zapínání stroje nebo při přetěžování dochází k prokluzu kol a jejich opotřebení a zahřívání. Kola se často opotřebují nerovnoměrně, což zhoršuje chod převodu.[3]

1.2.1 Řemenové převody

Používají se k přenosu malých a středních výkonů na rovnoběžné, různoběžné a mimoběžné hřídele. Kotouče, nasazené na hnacím a hnaném hřídeli, se netrou přímo po sobě, ale využívají k přenosu kroutícího momentu třením řemen s různým profilem.

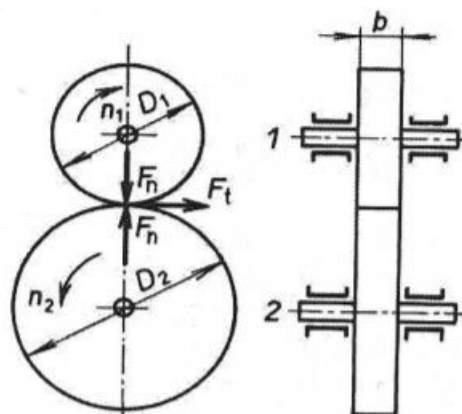


Obr. 3: Nejpoužívanější profily řemenů [4]

Převodový poměr je dán poměrem velikostí řemenic. Výkon přenášený řemenovým převodem je značně ovlivněn opásáním řemenice řemeny. Opásání se zvětšuje použitím napínacích kladek. [4]

1.2.2 Převody třecími koly

Slouží k přenosu malých a středních výkonů mezi rovnoběžnými i různoběžnými hřídeli o malé osové vzdálenosti. Přenos výkonu je zabezpečen třecí silou, která vznikne přitlakem třecích kotoučů. Pro silově namáhané převody se jako materiál na výrobu kol používá povrchově kalená ocel. Pro méně namáhané převody se postačuje kombinace kovu s měkkými materiály-přýž, plasty. [5]



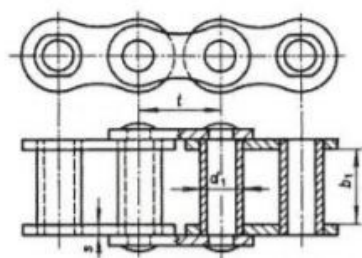
Obr. 4: Čelní třecí převod [4]

1.3 Tvarové převody

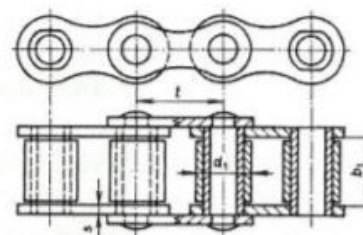
Kroutící moment se u tvarových převodů přenáší z hnacího kola na hnané tvarovým stykem buďto přímo u ozubených kol nebo nepřímo pomocí řetězu. Tvarová vazba nedovoluje prokluz hnaného a hnacího hřídele, převodový poměr je neměnný. Převody tvarovým stykem nevyžadují předpětí, ložiska jsou méně namáhána než u třecích převodů.[1]

1.3.1 Řetězové převody

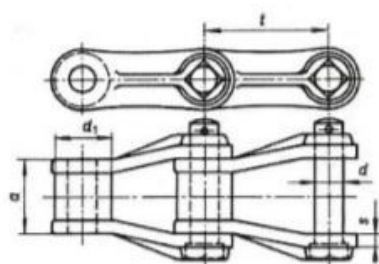
Převod se skládá z řetězových kol, řetězu popřípadě napínacího kola. Řetězové převody se používají pro přenos výkonu až 100 kW při obvodové rychlosti až $20\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$. Využívá se pro převody do pomala i do rychla. Články řetězu při pohybu zapadají do ozubení řetězových kol a zabraňují prokluzu. Mají 4x větší životnost než převody řemeny, ale menší než ozubené převody. Pro přenos vyšších výkonů se používají řetězy víceřadé.



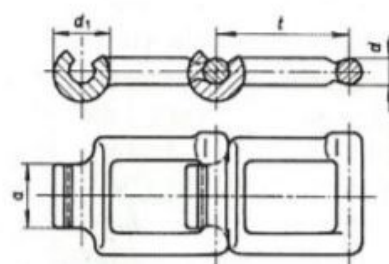
Pouzdrový řetěz



Válečkový řetěz



Čepový řetěz



Kloubový (Ewartův) řetěz

Obr. 5: Druhy řetězových převodů [4]

2 PŘEVODY OZUBENÝMI KOLY

Převody ozubenými koly představují nejvýznamnější a nejpoužívanější druh mechanických převodů. Ozubený převod sestává z hnaného a hnacího kola. Jednoduchý převod je tvořen menším ozubeným kolem-pastorkem a velkým ozubeným kolem. Nejpodstatnější částí ozubených kol je ozubený věnec, tvořený zuby rozmístěnými po obvodě kol. Věnec je omezen patní a hlavovou plochou. [6]

Výhody :

- konstantní převodový poměr
- použitelnost pro široký rozsah otáček a zatížení, přenášený výkon až desítky MW a otáčky až desítky tisíc za minutu
- vysoká spolehlivost a životnost
- nízké valivé a třecí ztráty
- malé rozměry

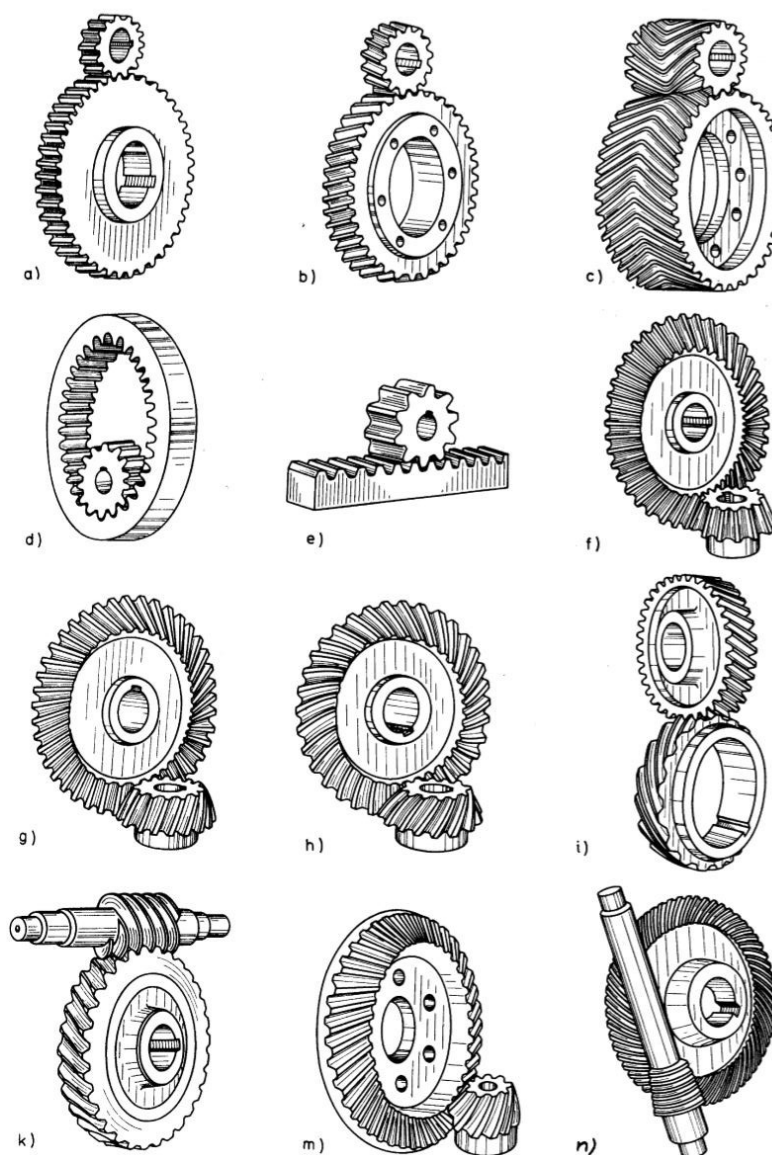
Nevýhody:

- nákladná výroba ozubených kol
- hlučnost
- nemožnost dosažení libovolného převodového poměru

[6],[7]

2.1 Charakteristika a rozdělení ozubených převodů

Podle polohy hlavové a patní plochy vůči sobě rozdělujeme kola s vnějším ozubením a kola s vnitřním ozubením.



Obr. 6: Druhy ozubených soukolí [3]

Ozubená soukolí dělíme podle mnoha kritérií na:

Podle relativního pohybu základních těles:

- soukolí valivá
- soukolí šroubová

Podle vzájemné polohy os :

a) soukolí s rovnoběžnými osami –válnová soukolí

- s přímými zuby (Obr.8a, d, e)
- s šikmými zuby (Obr. 8b) o šípovými (Obr. 8c)

b) soukolí s různoběžnými osami – kuželová soukolí

- s příkými zuby (Obr.8f)
- s šikkými zuby (Obr. 8g)
- s zakřivenými zuby (Obr. 8h)

c) soukolí s mimoběžnými osami

- soukolí šroubová válcová (Obr. 8i)
- soukolí šneková (Obr. 8k)
- soukolí šroubová kuželová - hypoidní (Obr. 8m)
- soukolí spiroidní (Obr. 8n)

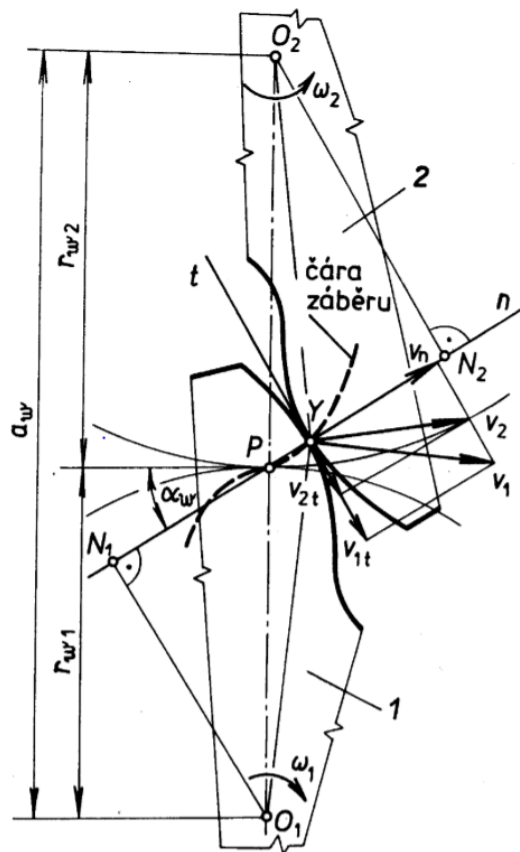
Podle vzájemné polohy spolu zabírajících kol:

- soukolí s vnějším záběrem (Obr. 8a)
- soukolí s vnitřním záběrem (Obr. 8d)

2.2 Teorie rovinného ozubení

Základní zákon ozubení

Vazbu mezi dvěma koly je možno vytvořit záběrem vhodně tvarovaných profilů-palců. Palce mají v záběru ve společném bodě Y stejnou normálu a tečnu. Základní zákon ozubení předpokládá trvalý záběr palců. K zajištění stálého doteku palců je nutné aby posunutí obou palců ve směru společné normály bylo stejné. To platí při $v_{1n} = v_{2n} = v_n$. [5]



Obr. 7: Základní zákon ozubení [2]

Hlavní charakteristiky ozubeného kola

Roztečná kružnice – je průměr valivých válců v rovině kolmé na jejich osu. Rozděluje profil zuby na hlavu a patu.

Patní a hlavová kružnice – omezují hlavu a patu zuby

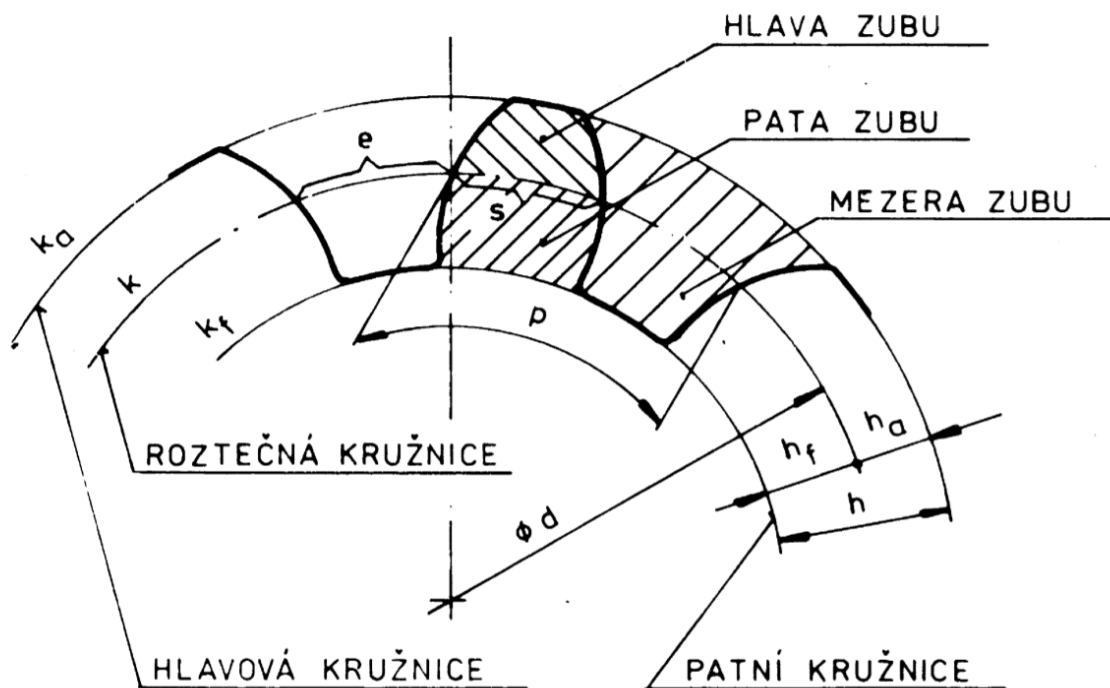
Bok zuby – pracovní část zuby

Tloušťka zuby – vzdálenost boků zuby měřená na roztečné kružnici

Výška zuby – vzdálenost paty zuby od hlavy zuby

Rozteč – délka oblouku roztečné kružnice pro jeden zub a jednu mezeru

Modul - základní parametr ozubení, jeho hodnoty jsou normalizovány



Obr. 8: Základní parametry ozubení [2]

2.3 Čelní ozubená soukolí s přímými zuby

Čelní ozubená soukolí se používají pro převody s rovnoběžnými hřídeli. Geometrickým základem čelního soukolí jsou kruhové válce. Podle tvaru zubu je rozdělujeme na ozubení s přímými zuby, šikmými, šípovými a křivkovými. Křivka profilu zubu je nejčastěji evolventa, cykloida a epicykloida. V technické praxi se nejvíce využívá evolventní ozubení.

[3],[4]

2.4 Čelní soukolí s šikmými zuby

Boční křivky zubu s šikmým ozubením jsou šroubovice. Spoluzabírající kola mají stejný úhel, smysl stoupání šroubovice je opačný. Vstup do záběru je u čelních soukolí s šikmým ozubením plynulý. Záběr boků ozubení probíhá najednou přes celou šířku ozubení. Plynulý záběr soukolí dovoluje použití pro přenos vyšších výkonů při vyšších rychlostech a nižší hlučnosti. Doba záběru je delší než u ozubení s přímými zuby. Nevýhodou je axiální síla, která namáhá ložiska a hřídele. Použitím soukolí s šípovými koly se dá zamezit vzniku axiálních sil.[8]

2.5 Kuželové soukolí

Kuželová soukolí slouží pro přenos otáčivého pohybu u různoběžných hřídelů. Nejčastější úhel os hřídelí je 90° . Kuželový převod je tvořen dvěma odvalovacími kuželky se společným vrcholem v průsečíku os hřídelí. Používají se kuželová kola s zuby rovnými, šikmými a zakřivenými.

Výroba a montáž kuželových kol je složitější než u přímého ozubení a vyžaduje speciální stroje a nástroje. Dosažení požadované přesnosti ozubení je obtížnější.

Kuželová kola s přímými zuby jsou vhodná pro menší zatížení a menší obvodové rychlosti. Pro větší zatížení se používají kuželová kola s šikmými a zakřivenými zuby. Přednosti kol s nepřímými zuby je tišší a klidnější chod, menší náchylnost na výrobní nepřesnosti a trvanlivost. [2],[3],[4]

2.6 Materiály ozubených kol

Ocel

Základní materiál pro výrobu silových ozubených kol je ocel. Zušlechťováním oceli lze dosáhnout lepších mechanických vlastností soukolí. Zpravidla požadujeme, aby zuby byly na povrchu tvrdé a jádro houževnaté. Tvrdé zuby mají menší sklony k zadírání, větší odolnost proti opotřebení boků zubů a vysokou pevnost v dotyku. Houževnaté jádro zaručuje odolnost proti křehkému lomu při rázovém zatížení soukolí. K dosažení tvrdosti povrchu zubů se ocelová kola cementují, nitridují nebo povrchově kalí. Cementací s následným kalením se dosahuje tvrdosti 55-65 HRC. Nitridací získáme tvrdý povrch ale jen v tenké vrstvě, a proto by se neměla nitridovaná kola vystavovat přetížení a rázovému zatížení. Lokálním ohřevem indukcí a zakalením dosáhneme vysoké tvrdosti a odolnosti proti opotřebení povrchové vrstvy. [5],[9]

Ocel na odlitky

Na výrobu velkých pomaluběžných ozubených kol se používá ocel na odlitky a šedá litina.

Šedá litina

Ozubení z šedé litiny je levné, má schopnost tlumit vibrace a dobrou ořezuvzdornost. Používá se v převodech v kombinaci s ocelovým pastorkem k dosažení pevnosti a tichého chodu. [9]

Neželezné kovy

Mosaz a bronz se používají spíše pro kinematické převody v jemné mechanice a přístrojové technice nebo jako kola šnekových převodů. [3]

Plasty

Použití plastů namísto kovů pro výrobu ozubených kol má několik výhod.

- Nízká hmotnost a hybnost soukolí
- Možnost provozu bez mazání
- Tišší chod
- Chemická odolnost
- Nízká cena při sériové výrobě
- Nižší nároky na přesnost výroby
- Nízké tření

Nevýhody použití plastů pro výrobu převodů:

- Nižší pevnost
- Větší koeficient tepelné roztažnosti
- Nemožnost pracovat za vysokých teplot
- Tvarová nestálost kvůli navlhavosti plastů

Plastová kola se mohou vyrábět podobně jako kovová frézováním nebo obrážením. Většinou se však vyrábí vstřikováním. Nejčastěji se pro výrobu ozubení používá nylon, polykarbonát, acetal, ABS, SAN a polyestery.

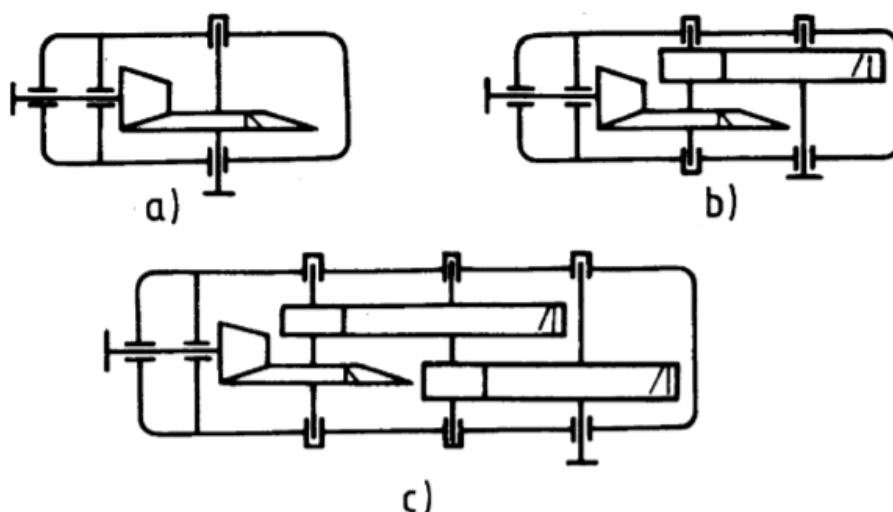
Mechanické vlastnosti plastů pro výrobu ozubených soukolí se často zlepšují přidávkou plniv. Pro zlepšení pevnosti, tvrdosti, tepelné vodivosti a tvarové stálosti se využívají: skelná vlákna, mleté sklo, uhlíková vlákna, hliníkové vločky, celulóza, bavlna, látka, mastek a uhličitan vápenatý. Pro zlepšení mazacích schopností a tření se využívá přísada: PTFE-
teflon, uhlíková vlákna, grafitový prášek a sulfid molybdeničitý. [10]

3 PŘEVODOVKY

Převodové mechanismy, které tvoří samostatný celek nazýváme převodovky. Dělí se na předlokové a planetové. Osy kol u předlokové převodovky jsou nehybné, u planetové převodovky některé osy kol obíhají centrální osu převodu. Základní funkcí převodovky je změna úhlové rychlosti a točivého momentu, vedlejší funkcí převodovky může být změna polohy a směru os, změna směru otáčení a rozdělení točivého momentu na více výstupů.[3]

3.1 Převodové skříně

Převodové skříně se dělí podle způsobu výroby na lité a svařované. Lité skříně se odlévají nejčastěji z šedé litiny nebo slitin hliníku. Doporučená minimální tloušťka stěny je 7-8 mm u litých skříní a 5 mm u svařovaných skříní. Hmotnost skříně velmi ovlivňuje celkovou hmotnost převodovky. [3]



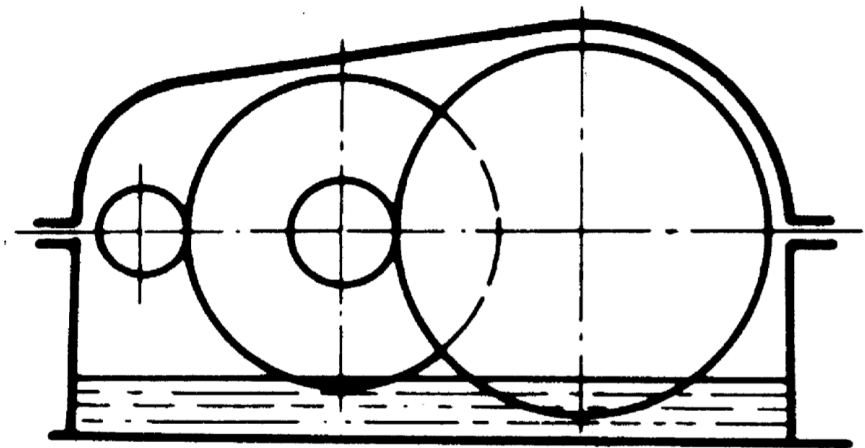
Obr. 9: Nejběžnější uspořádání kuželových a kuželočelních převodovek [12]

3.1.1 Mazání

Při přenosu otáčivého pohybu ozubenými koly dochází k odvalování a tření boků zubů po sobě. Aby se snížilo tření a opotřebení boku zubů, je třeba ozubené převody mazat olejem vhodné viskozity. Při malých rychlostech se volí viskóznější oleje a naopak. Mazivo vytváří tenký film na povrchu zubu a zabraňuje přímému kontaktu kov na kov. Další funkcí maziva je chlazení převodového ústrojí a odvod nečistot. Použitím vhodného maziva a způsobu mazání se zvyšuje životnost soukolí převodovky.

Pro malé obvodové rychlosti do 12 m.s-1 postačuje mazání broděním. Velká kola soukolí se brodí v oleji ve spodní části skříně a přivádějí olej do záběru.

U převodovek s vyšší obvodovou rychlostí kol upřednostňujeme mazání s nuceným oběhem oleje. Pomocí čerpadla se olej dopravuje ze spodní části převodové skříně přes filtr do záběru zubů. Teplota oleje by neměla překročit 70°C, při vyšších teplotách se zhoršují mazací schopnosti oleje. Aby se zabránilo přehřívání oleje je u velmi namáhaných převodů nutné do mazacího okruhu zapojit olejový chladič. [3],[9]



Obr. 10: Mazání převodovky rozstříkem [2]

4 HŘÍDELOVÉ SPOJKY

Základní funkcí hřídelových spojek je přenos otáčivého pohybu a kroutícího momentu z hřídele hnacího na hřídel hnaný. Hřídelové spojky mohou plnit i další funkce, ochranu soustrojí před přetížením, tlumení rázů, vyrovnání výrobních a montážních nepřesností, usnadnění rozběhu stroje. Podle způsobu přenosu kroutícího momentu se hřídelové spojky dělí na mechanické, hydraulické a elektrické.[4]

4.1 Mechanicky neovládané spojky

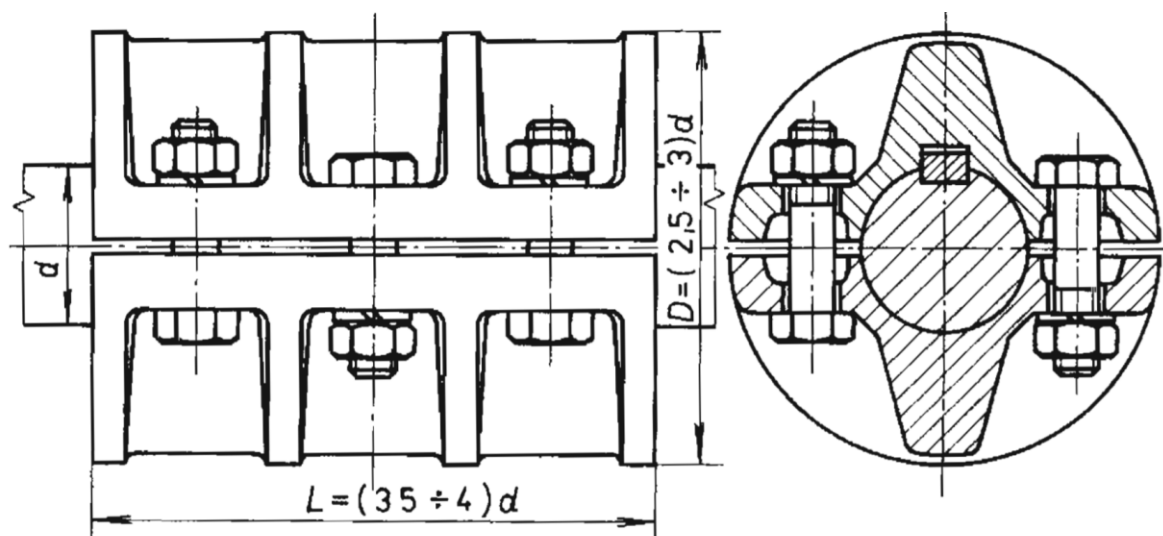
4.1.1 Nepružné spojky

4.1.1.1 Pevné spojky

Pevné spojky spojují hřídele tak, že je zabráněno jejich vzájemnému pohybu. Spojované hřídele musí být velmi přesně souose uloženy aby nedocházelo k namáhání hřídelí a ložisek. Pevné spojky jsou konstrukčně jednoduché a levné. [3]

Korýtková spojka

Korýtková spojka je složena ze dvou polovin spojených šrouby k sobě. Nejběžnější materiálem pro výrobu je šedá litina. Přenos točivého momentu je zajištěn svěrným spojením hřídelí šrouby a pomocí těsných per. Spojka se používá pro přenos vysokých momentů za klidného zatížení. Výhodou korýtkové spojky je snadná montáž a demontáž spojky bez nutnosti axiálního posuvu jedné z hřídelí.

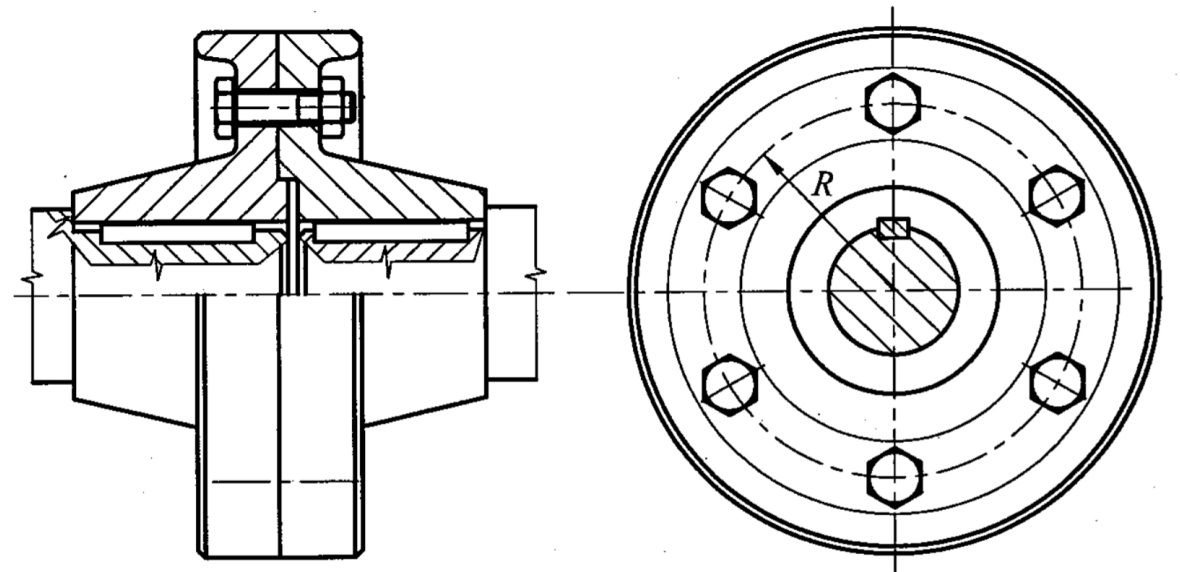


Obr. 11: Korýtková spojka [3]

Kotoučová spojka

Kotoučová spojka zaručuje pevné spojení dvou hřídelů pomocí dvou litinových kotoučů spojených šrouby. Kotouče jsou zajištěny proti pootočení na hřídeli pery a středěny pomocí vybrání v jednom z kotoučů a osazení v druhém. Kroutící moment je přenášen třením mezi kotouči. Kotoučová spojka je schopna přenášet velké kroutící momenty a rázové zatížení.

[11] [12]



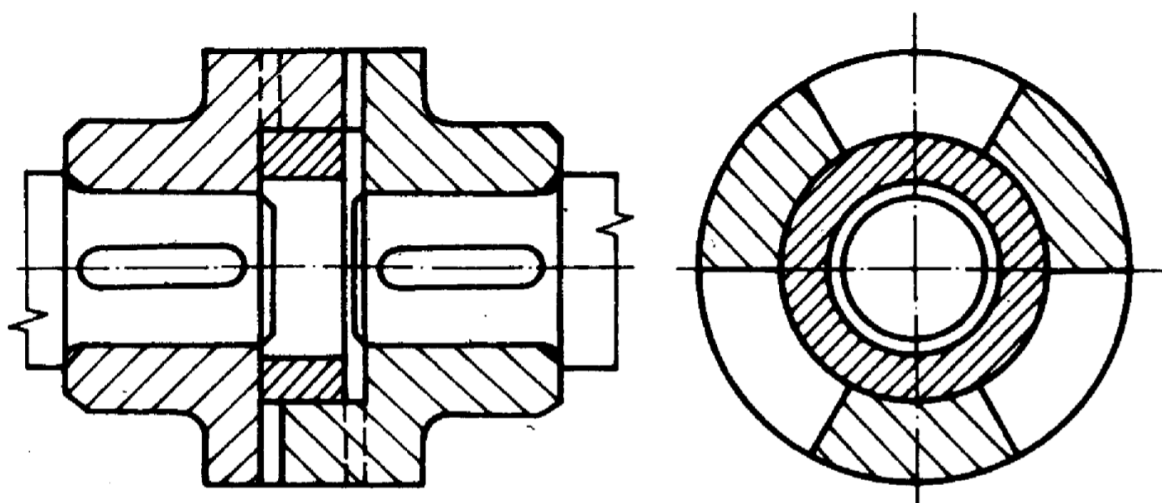
Obr. 12: Kotoučová spojka [14]

4.1.1.2 Vyrovnávací spojky

Nepružný přenos točivého momentu u os při osově dilataci, přesazení os nebo úhlové výchylce umožňují vyrovnávací spojky. Dělí se na vyrovnávací spojky trubkové, ozubcové zubové, křížové, řetězové, kloubové a kuličkové.

Axiální ozubcová spojka

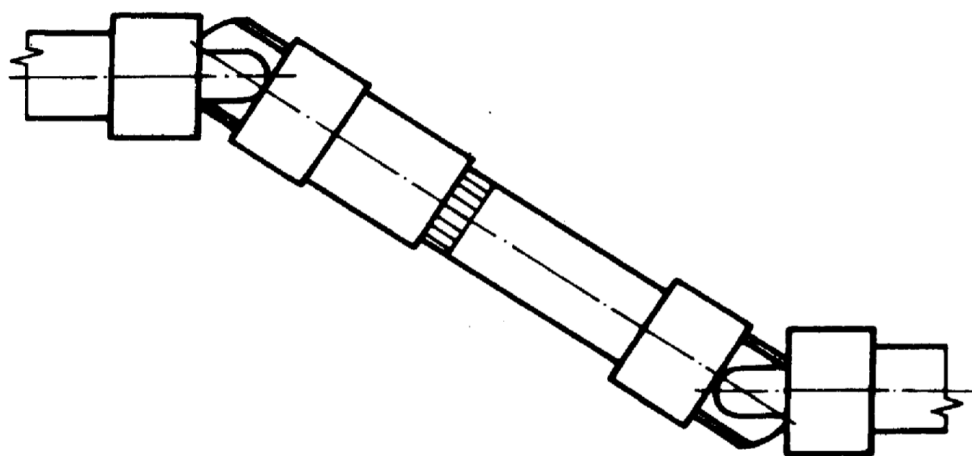
Ozubcová spojka je složena ze dvou stejných kotoučů s několika plochými zuby, které přenáší kroutící moment. Spojka umožňuje pouze axiální posuv hřídelů. Souosost hřídelí je zajištěna lícovaným středícím kroužkem mezi kotouči spojky.



Obr. 13: Axiální ozubcová spojka [12]

Křížová kloubová spojka

Spojení různoběžných hřídelí umožňuje kloubová spojka. Nedovoluje axiální posuv hřídele, proto se obvykle kombinuje s dilatační spojkou. Používá se pro široký rozsah přenášených kroutících momentů. Uplatňuje se v automobilovém průmyslu např. jako spojka mezi volantem a posilovačem řízení nebo u vozidel s motorem vpředu a pohonem zadní nápravy jako spojka mezi převodovkou a diferenciálem, ve strojírenství u obráběcích strojů, papírenském průmyslu a zemědělských strojích. Nevýhodou je nerovnoměrný chod hnaného hřídele při konstantní rychlosti otáčení hnacího hřídele.

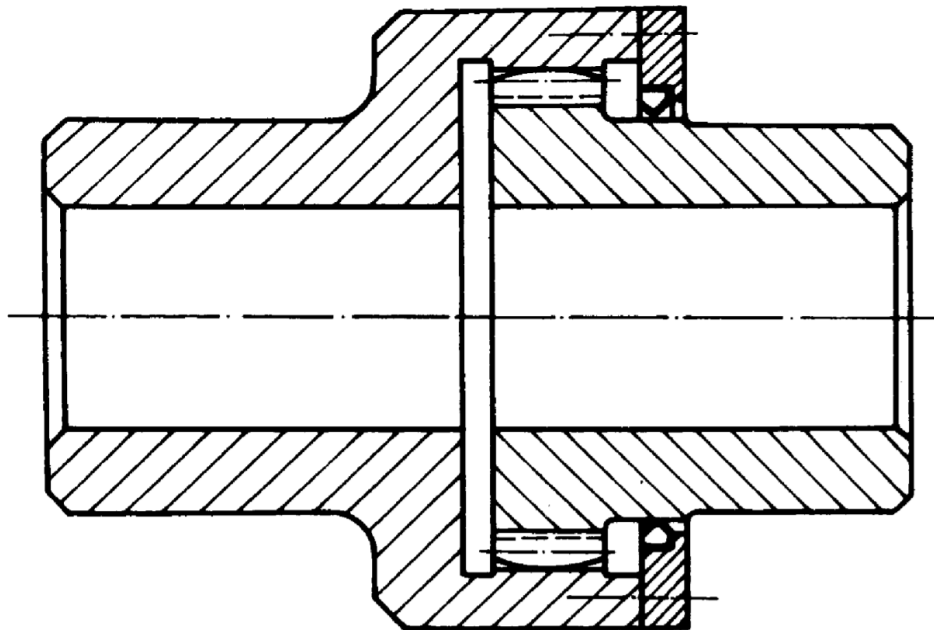


Obr. 14: Křížová kloubová spojka [12]

Zubová spojka

Zubová spojka umožňuje přenos kroutícího momentu u nesoosých a dilatujících hřídelů. Spojka je tvořena dvěma ozubenými objímkami s vnitřním přímým ozubením a vnějším přímým nebo soudečkovým ozubením na kulové ploše. Ozubení spojky je utěsněno proti vnikání nečistot těsníci kroužky a mazáno olejem. Pro přenos malých momentů se spojky vyrábějí z plastu, pro střední a velké momenty se používají litinové nebo ocelové kované.

[12] [13]



Obr. 15: Zubová spojka [12]

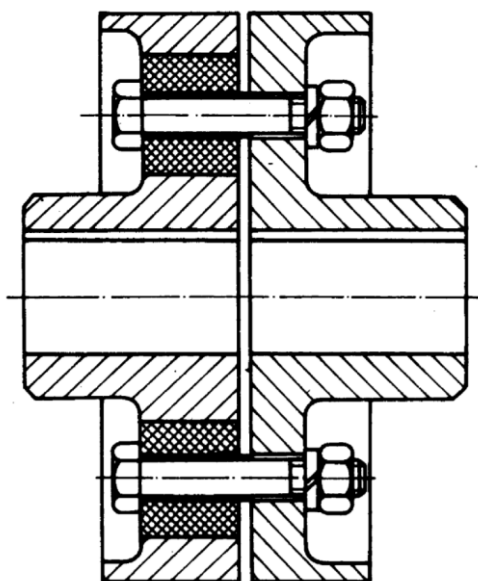
4.1.2 Pružné spojky

Pružné spojky využívají k přenosu točivého momentu z hnacího hřídele na hnaný pružného elementu vyrobeného nejčastěji z gumy, plastu nebo pružinové oceli. Umožňují spojení hřídelí s malými osovými odchylkami a dovolují mírné pootočení hřídelů proti sobě. Pružné elementy spojky částečně pohlcují vibrace a mění rázovou energii soustavy na energii tepelnou a tlumí tak rázy.

Čepová spojka

Spojka je složena z hnacího kotouče s zalícovanými čepy a pryžovými pouzdry volně uloženými v hnaném kotouči. Výhodou čepové spojky je jednoduchá konstrukce, lineární

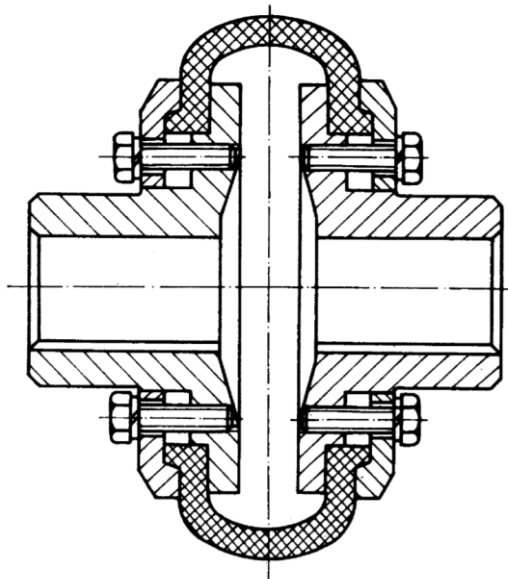
charakteristika spojky a nízká hlučnost. Používá se pro přenos malých a středních kroutcích momentů.



Obr. 16: Čepová spojka [12]

Obručová spojka

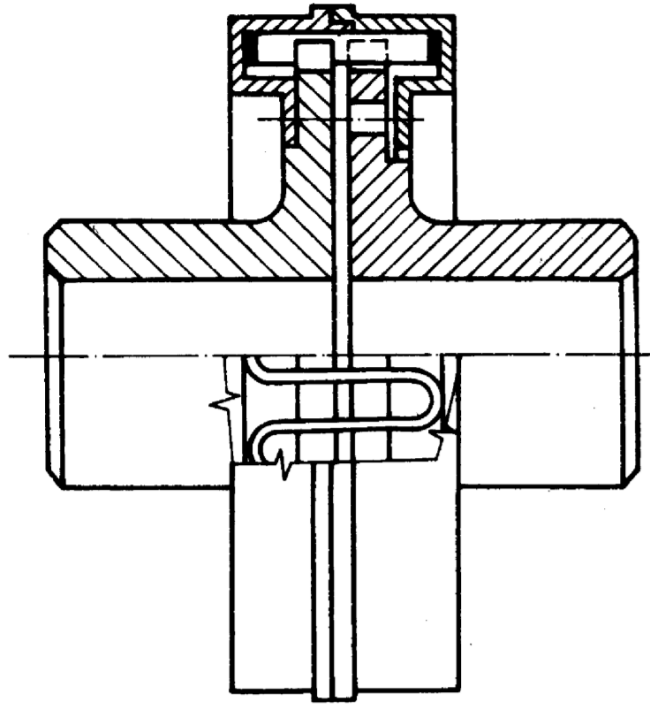
Pružným elementem obručové spojky je pryžová obruč vyztužená textilními vlákny podobná pneumatice. Tlumení vibrací a velikost přenášeného kroutcího momentu je závislá na použité pryži a druhu výztuže. Dovoluje poměrně velkou úhlovou výchylku a axiální dilataci. [12] [13]



Obr. 17: Obručová spojka [12]

Spojka Bibby

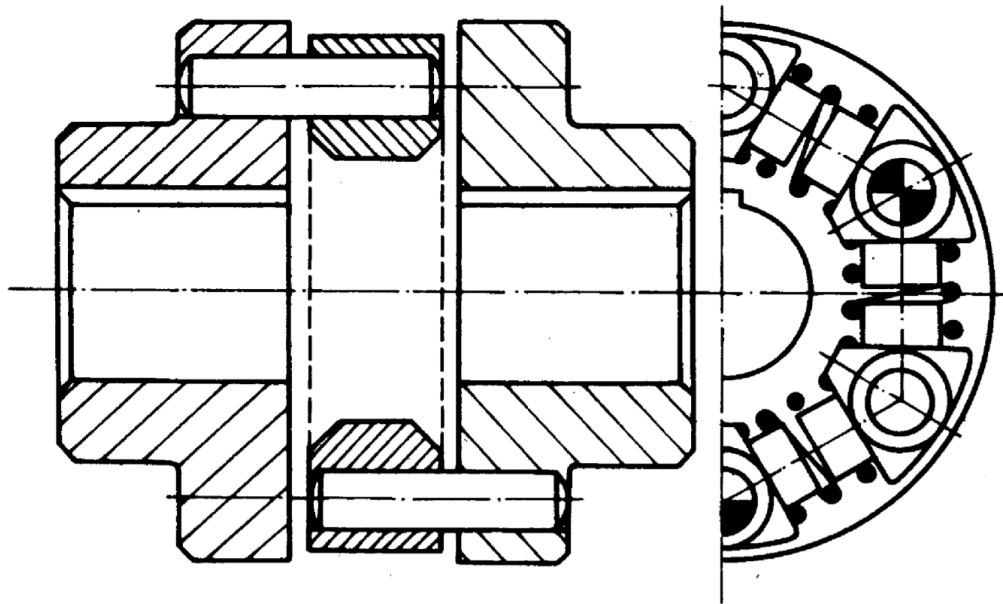
Spojka je složena ze dvou kotoučů s podélným drážkováním po obvodě, ve kterém je vložena vinutá ocelová pružina obdélníkového průřezu. Pružina se při přenosu kroutícího momentu posouvá v drážkách, aby se omezilo opotřebení pružiny je mazána a chráněna krytem. Spojka se používá pro přenos rázového zatížení a velkých kroutících momentů.



Obr. 18: Spojka Bibby [12]

Spojka s šroubovitými pružinami

Pružným členem spojky jsou šroubovitě pružiny vložené s předpětím mezi čepy na hnacím a hnaném kotouči spojky. Při překročení maximálního momentu dojde k dosednutí čepů na sebe a spojka se začne chovat jako pevná. [12] [13]



Obr. 19: Spojka s šroubovitými pružinami [12]

4.2 Mechanicky ovládané spojky

Mechanicky ovládané spojky umožňují spojení a rozpojení hnaného a hnacího hřídele bez nutnosti zastavení pohonu stroje. Dělí se na dva základní typy zubové a třecí spojky.

Zubové spojky přenáší točivý moment přímým kontaktem zubů hnací a hnané části spojky. Ozubení hnací části spojky je pevně spojeno s hřídelí a ozubení hnané části spojky je uloženo na hřídeli posuvně v axiálním směru, relativnímu pootočení ozubení proti hřídeli je zabráněno perem nebo použitím drážkovaného hřídele. Pevná část spojky je často součástí hnacího hřídele. Spojky s lichoběžníkovým tvarem zubu se používají pro přenos točivého momentu v obou směrech. Při nutnosti spojení nebo rozpojení hnacího a hnaného hřídele při záběru stroje se používají spojky s trojúhelníkovým tvarem zubu.

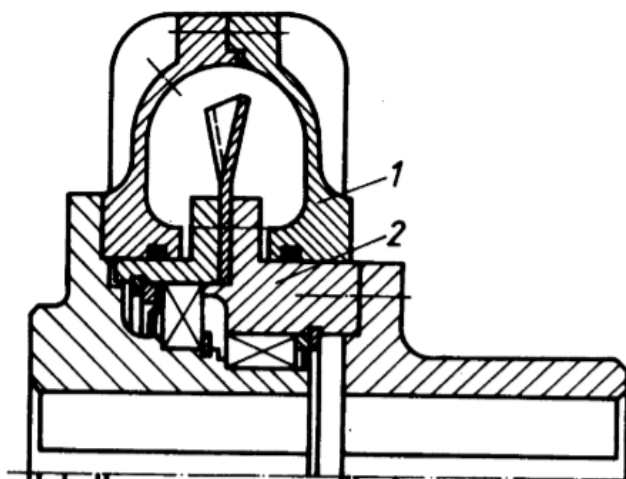
Třecí spojky se používají v případě nutnosti častých zastavení a rozběhu zařízení. Používají se i v případě, že pro rozběh poháněného zařízení potřebujeme výkon na hnanou hřídel přenést postupně bez rázů. Spojení hřídelí není tak pevné jako u zubových spojek a při přetížení stroje může docházet k prokluzu spojky. Materiál na výrobu třecích ploch spojek by měl mít vysoký koeficient tření, schopnost odolávat vyšším teplotám, dobrou tepelnou vodivost, odolnost proti opotřebení a neměl by být ovlivňován vlhkostí a stykem s oleji. Nejčastěji se používá ocel, litina, bronz, lisovaný azbest, slitiny vyrobené práškovou metalurgií a keramika. [11]

4.2.1 Rozběhové spojky

Rozběhové spojky umožňují postupný rozběh zařízení po překročení určitých otáček. Záběr spojky je automatický a pracuje na principu odstředivých sil působících na rozběhové elementy. Používají se u pohonů, jejichž kroutící moment je závislý na otáčkách stroje. Po spuštění stroje, stroj nejdříve běží na prázdno a spojka je rozepnutá, po dosažení určitých otáček a točivého momentu pohonu, spojka sepne.

Používají se k rozběhu asynchronních motorů větších výkonů bez způsobení proudového rázu v síti, u vznětových a zážehových motorů spojka umožní spuštění a zahřátí motoru na provozní teplotu bez zátěže při nízkých otáčkách. Při snížení otáček se spojka rozpojí a motor nezhasne. Dělí se na spojky s neřízeným záběrem, s řízeným záběrem a se zpožděným záběrem.

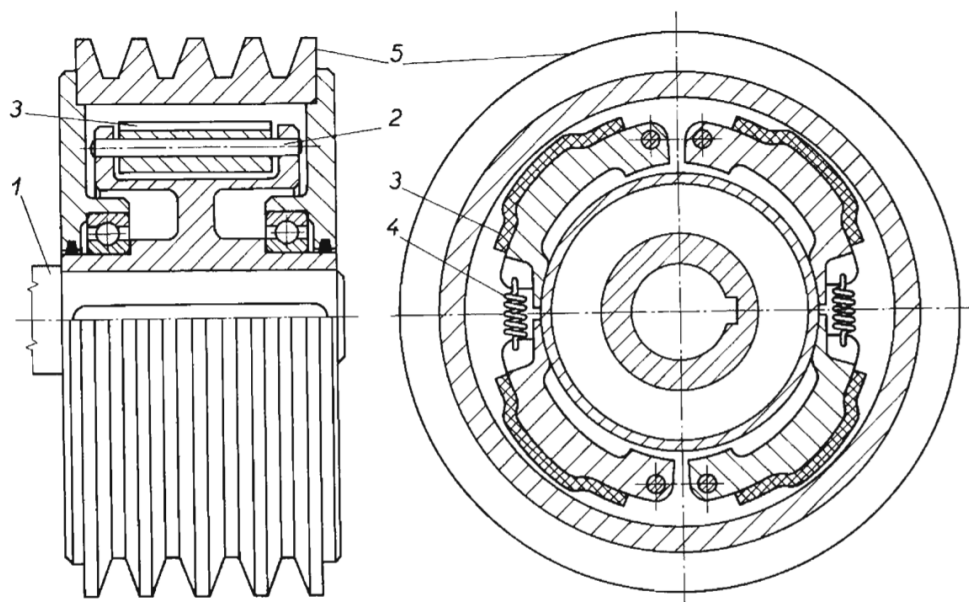
Mezi spojky s neřízeným záběrem řadíme například prachovou spojku. Skříň spojky je částečně zaplněna směsí ocelového a grafitového prášku. Při spuštění stroje se prach ze spodní části spojky rozptýlí odstředivou silou po obvodě spojkové skříně a postupně začne roztáčet zvlněný rotor hnané části spojky. Po dosažení provozních otáček přenáší spojka moment bez prokluzu. Při přetížení rotor rozruší prsteneц prachu a spojka začne prokluzovat a rozběhová spojka pracuje zároveň jako pojistná.



Obr. 20: Prachová spojka [12]

Spojky s řízeným záběrem jsou tvořené závažími s nalepeným třecím obložením přidržovanými pružinou. Při klidu nebo nízkých otáčkách tlačí pružina závaží ke středu

spojky, při zvýšení otáček překoná odstředivá síla sílu pružiny a přitlačí závaží ke koši spojky a spojka začíná přenášet točivý moment. Slouží i jako pojistná spojka, při přetížení prokluzuje. [12,15]

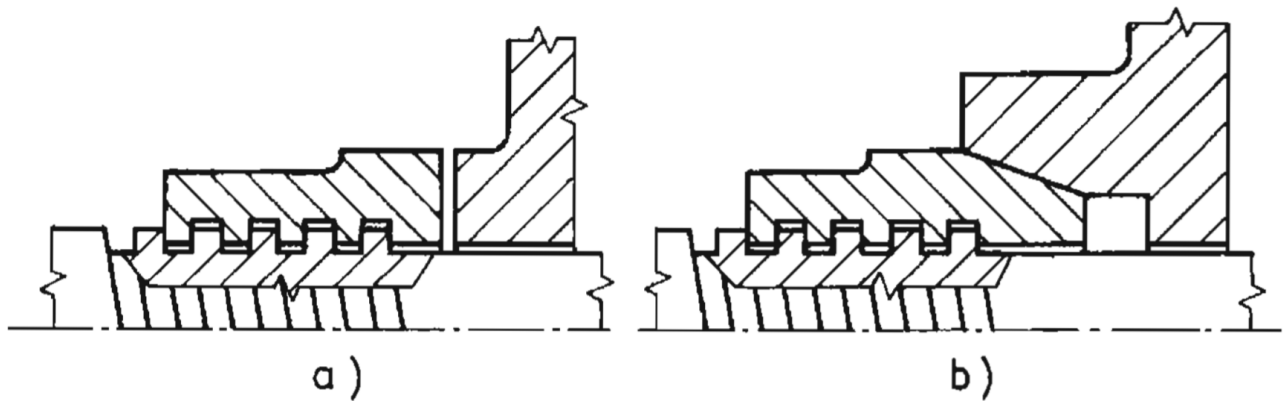


Obr. 21: Odstředivá spojka [3]

4.2.2 Volnoběžné spojky

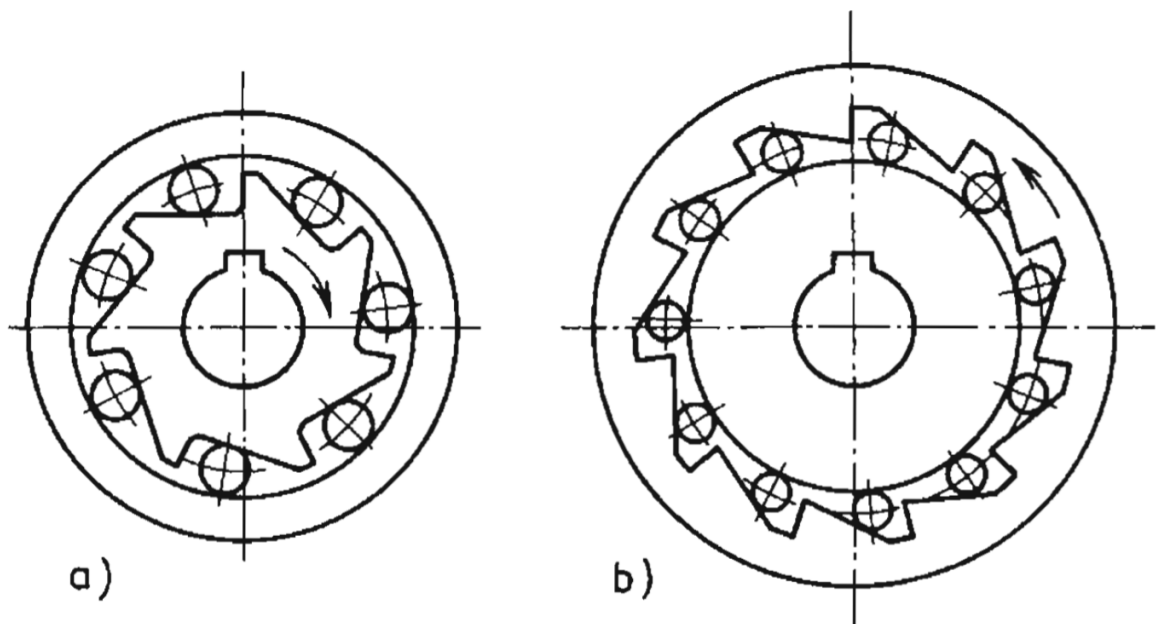
Umožňují přenos kroutícího momentu jen v jednom směru otáčení a jen tehdy když se hnací hřídel otáčí rychleji než hnaná. Jsou-li otáčky hnané hřídele vyšší spojka se automaticky rozpojí. Používají se pro mnoho aplikací jako volnoběh nebo uzávěra zpětného chodu. Podle působení sil a konstrukce je dělíme na axiální a radiální. [3] [12] [14]

Axiální volnoběžná spojka je tvořena šroubem s pohybovým závitem a maticí s kuželovou nebo čelní třecí plochou na hnací části spojky, druhá třecí plocha je součástí hnané části spojky. Spojka přenáší točivý moment při jednom smyslu otáčení šroubu, kdy dochází k posunu matice k hnané části a spojení obou polovin spojky. Při otáčení v opačném smyslu dochází ke vzdalování matice od hnané části a spojka nepřenáší kroutící moment. Axiální volnoběžné spojky se používají spíše pro menší kroutící momenty.



Obr. 22: Axiální volnoběžná spojka s čelní a kuželovou třecí plochou [3]

Radiální volnoběžná spojka je složena z hnací části s vybráním pro válečky a z hladké hnané části. Poháněná může být vnitřní nebo vnější část spojky. Kroučící moment je přenášen jen při pohybu hnané části spojky ve směru šipky, kdy dochází k zaklínění válečků mezi vnitřní a vnější část spojky. Otáčeli se hnací část spojky pomaleji než hnaná část spojka se samočinně rozpojí. Radiální volnoběžné spojky se používají častěji než axiální jsou vhodné pro vyšší kroučící momenty. [13][15]



Obr. 23: Radiální volnoběžná spojka s hnanou vnitřní a vnější částí [3]

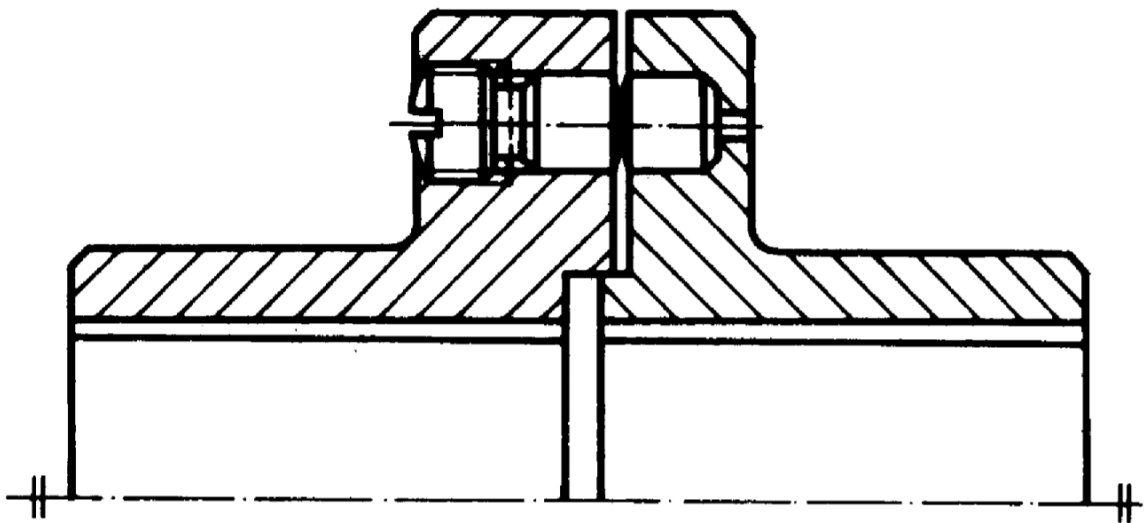
4.2.3 Pojistné spojky

Při provozu některých zařízení může docházet k přetížení, které způsobuje poškození strojů nebo snižuje jejich životnost. Pojistná spojka je zařízení, které při překročení nastaveného momentu automaticky rozpojí nebo nechá proklouznout hnací hřídel od hnaného a zabrání tak poškození poháněného stroje. Pojistné spojky se dělí na vysmekávací, prokluzovací (třecí) a na spojky s rozrušitelnými prvky.

Spojky s rozrušitelnými prvky

Spojky s rozrušitelnými prvky obsahují jeden nebo více střížných kolíků, které se při překročení předem určeného točivého momentu přestřihnou a oddělí tak hnací a hnanou polovinu spojky. Přerušené kolíky je třeba manuálně vyměnit aby mohlo zřízení dále pracovat.

Střížné kolíky se nejčastěji vyrábějí z oceli, méně pak z litiny, mědi a plastů. Moment pro přestřžení kolíků se nejčastěji volí o 20% vyšší než je maximum točivého momentu. Disky spojky jsou kalené aby se zabránilo jejich poškození poškrábáním při přestřžení kolíků. [9]

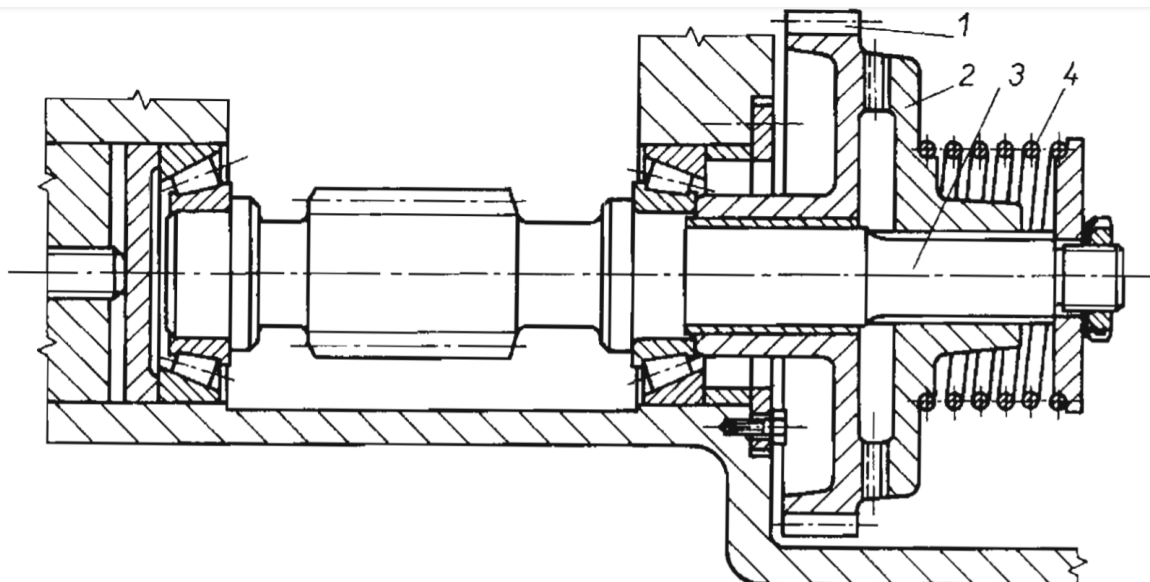


Obr. 24: Pojistná spojka se střížnými kolíky [12]

Vysmekávací spojky

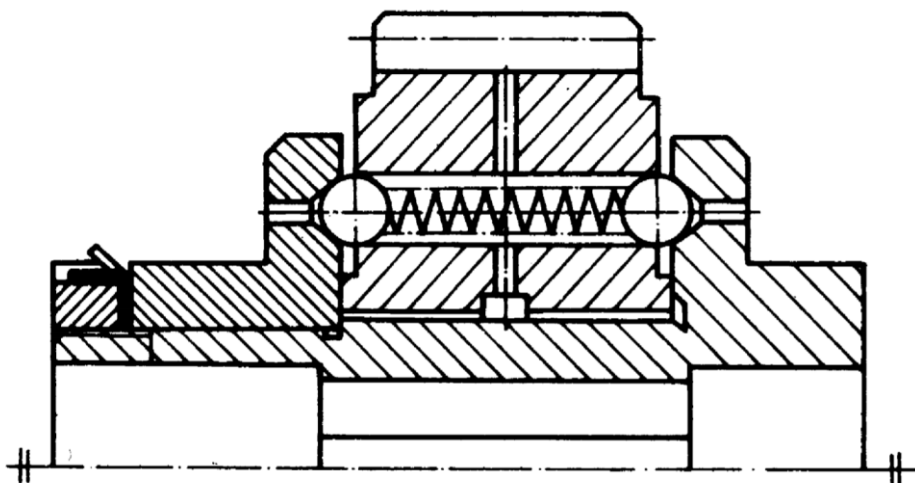
Při překročení povoleného točivého momentu se působením axiální síly překoná přitlačná síla pružiny působící na kuličky nebo na ozubení a hnací a hnaná polovina spojky se vysmeknou a prokluzují vůči sobě.

Pojistné zubové spojky obsahují předepjatou pružinu, která přitlačuje ozubení hnané a hnací poloviny spojky. Zuby ozubení jsou cementované a kalené, styčné plochy zubů jsou broušené a vrcholový úhel ozubená je vysoký, aby se omezilo poškození ozubení při překročení povoleného točivého momentu a přeskokování zubů. Při poklesu točivého momentu se spojka automaticky sepne.



Obr. 25: Pojistná zubová spojka [3]

Kuličková spojka se používá pro přenos nižších momentů. Obsahuje několik kuliček přitlačených pružinami do otvorů v protější polovině spojky. Při překročení povoleného momentu se kuličky vysmeknou a spojka nepřenáší točivý moment. Kuličkové spojky jsou snadné a levné na výrobu.

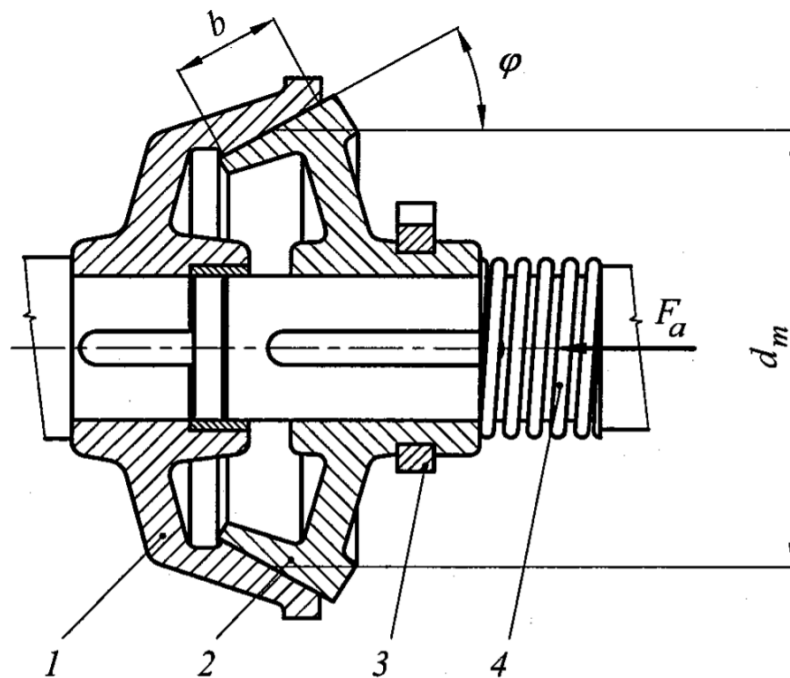


Obr. 26: Kuličková spojka [12]

Prokluzovací spojky

Prokluzovací třecí pojistné spojky přenášejí kroutící moment pomocí tření mezi hnací a hnanou polovinou spojky. Třecí prvky jsou k sobě přitlačovány jednou pružinou v ose otáčení spojky nebo několika menšími pružinami po obvodu spojky. Přítlačnou sílu pružiny a tím i moment při kterém spojka začne prokluzovat můžeme u některých spojek nastavit přítlačnou maticí pružiny. Podle tvaru je dělíme na kuželové, kotoučové a lamelové spojky.

[12] [14]



Obr. 27: Pojistná třecí spojka [14]

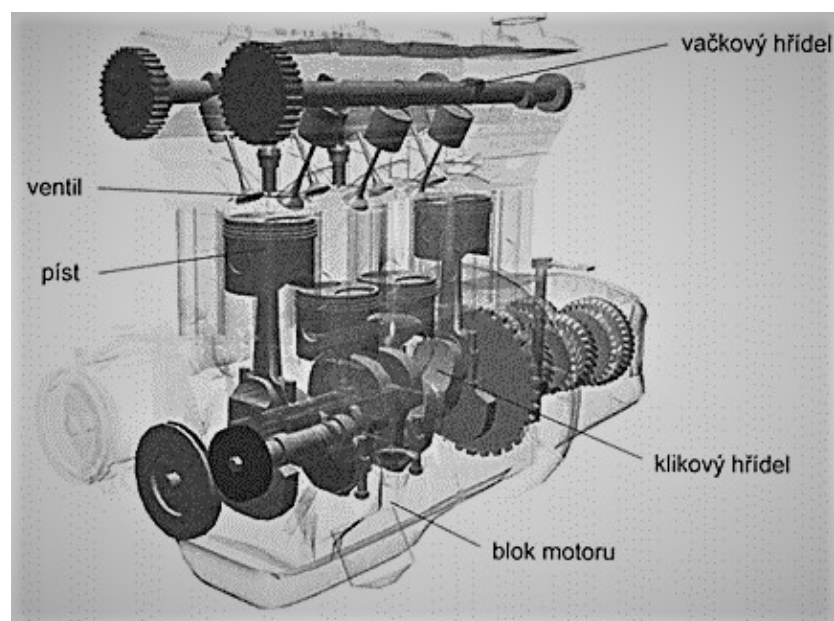
5 POHONY

Všechny stroje a pohybové mechanismy potřebují ke své činnosti pohon. Pohony slouží k přeměně dodávané energie na mechanický pohyb pracovních orgánů. Podle pohybu na výstupu pohony dělíme na: s rotačním výstupem, s přímočarým výstupem, kývavým. Základní parametry pohonů jsou výkon a účinnost. Výkon slouží k porovnávání parametrů pohonů a udává vykonanou práci stroje za čas. Jednotka výkonu je watt. Účinnost motoru udává poměr dodávané energie motoru ku technicky využitelnému výkonu. Zbylá energie se přemění na tepelné ztráty. [17] [19]

5.1 Spalovací motory

Spalovací motory přeměňují chemickou energii paliva nejprve spalováním na tepelnou energii a poté na kinetickou energii. Ke spalování paliva dochází buď přímo ve válci nebo mimo něj ve spalovací komoře. Podle způsobu práce dělíme spalovací motory na pístové a lopátkové.

Mezi nejvíce používané patří pístové spalovací motory spalující kapalná paliva. Používají se jako pohon mobilních strojů jako např. automobily, lodě a letadla. Dosahují účinnosti 30 – 40 %. Vyšší účinnosti dosahují spalovací motory v kogeneračních jednotkách, kde pohání elektrický generátor a odpadní teplo spalovacího motoru se použije k vytápění. Kogenerační zařízení dosahuje účinnosti až 90 %. [7] [16] [19]



Obr. 28: Spalovací motor [16]

5.2 Elektrické motory

Elektromotory jsou nejčastěji používaný druh pohonu. Přeměňují elektrickou energii na mechanickou energii. Mezi výhody elektromotorů patří vysoká účinnost 70 - 95%, nízké vibrace a hlučnost. Elektrické motory mohou být krátkodobě přetěžovány a lze je používat hned po spuštění. Neprodukují žádné zplodiny, takže jsou ekologické. Vyrábějí se ve výkonech od několika wattů po desítky megawatt. Základní rozdělení elektromotorů je podle vstupního proudu na stejnosměrné a střídavé.

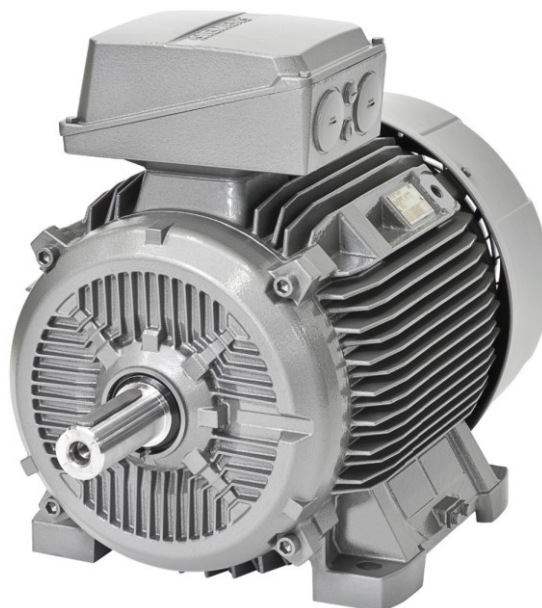
Stejnoseměrné elektromotory

Výhodou stejnosměrných motorů je jednoduchá regulace výstupních otáček motoru pomocí změny vstupního napětí. Stejnoseměrné motory mohou pracovat také jako generátory, toho se využívá např. při brždění kolejových a silničních vozidel. Konstrukce je složitější než u střídavých motorů, obsahují stator s póly a rotor s vynutím přivedeným na komutátor a pomocí uhlíkových kartáčů připojeným ke zdroji elektrické energie.

Střídavé elektromotory (indukční)

Střídavé elektromotory mají menší rozměry a jsou lehčí než motory stejnosměrné. Dělí se na asynchronní a synchronní. Nejčastěji se využívají motory asynchronní, protože mají jednoduchou konstrukci, jsou spolehlivé, mají vysokou životnost a nenáročnou údržbu. Synchronní motory se používají pro pohon vysoce výkonných zařízení.

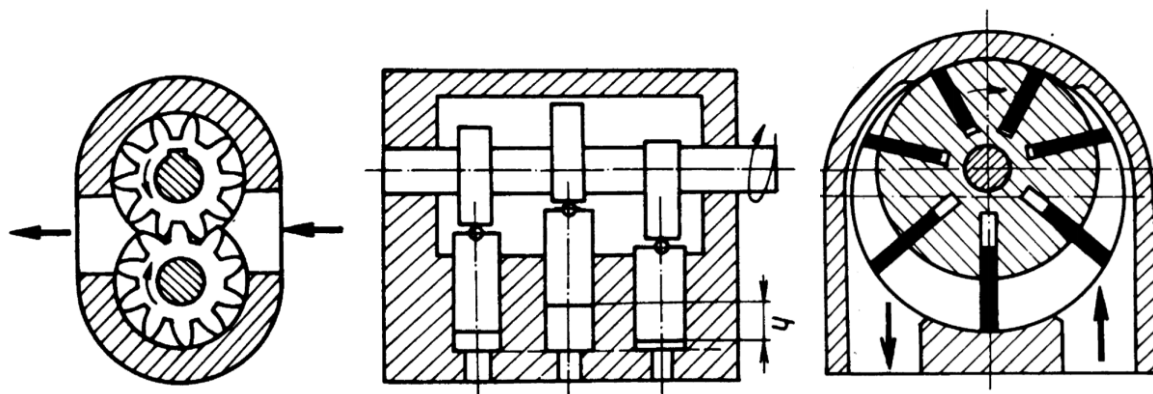
[7] [18] [19]



Obr. 29: Asynchronní elektromotor Siemens [20]

5.3 Hydraulické motory

Hydromotory přeměňují hydrostatickou energii kapaliny na mechanickou práci. Nejčastěji používanou kapalinou v hydraulických pohonech je hydraulický olej pro své antikorozi a mazací vlastnosti. Podle konstrukce se dělí na zubové, pístové a lamelové. Podle vykonávaného pohybu se dělí na rotační a přímočaré.



Obr. 30: Zubové, pístové a lamelové hydraulické motory [12]

Výhody hydraulických pohonů:

- jednoduchá a plynulá regulace otáček a kroutícího momentu
- malé rozměry a hmotnost
- snadná reverzace otáček
- odolnost proti přetížení
- široký rozsah otáček
- vysoká účinnost 80 - 95%
- snadná montáž

Nevýhody hydraulických pohonů jsou změna rychlosti vlivem zatížení, nákladná přesná výroba, nebezpečí kmitů v hydraulickém obvodu, nutnost chlazení hydraulického oleje při vyšších výkonech.

Hydraulické motory se používají pro upínání, pozicování, posouvání při automatizaci. Hojně se využívají pro pohon mobilních pracovních zařízení např. jeřáby, rypadla, nakladače, traktory, vysokozdvizné vozíky, vrtací zařízení.

[7] [17] [18]

5.4 Pneumatické motory

Pneumatické pohony přeměňují energii tlakového vzduchu na kinetickou energii výstupního členu, který vykonává otáčivý nebo vratný pohyb. Podle konstrukce se dělí na pístové, lamelové, turbínové a zubové.

- jednoduchá konstrukce pohonu
- snadná obsluha
- rozvod stlačeného vzduchu nemusí obsahovat zpětné vedení vzduchu
- možnost přetížení bez snížení životnosti zařízení
- díky stlačitelnosti plynu schopnost tlumit rázy v rozvodu vzduchu
- možnost provozu ve vlhkém, prašném prostředí a v místech s rizikem výbuchu

Nevýhodou pneumatických pohonů je jejich nízká účinnost 18 – 35% a vliv zatížení na rychlost. Pneumatické motory se používají pro automatizaci výroby jako upínací zařízení a pro manipulaci s výrobky. V provozech s nebezpečím výbuchu jako např. hlubinné doly, chemické závody, slévárny a ve výrobě kde hrozí znehodnocení výrobku při použití hydraulických pohonů např. potravinářský, textilnický a papírenský průmysl.

[7] [18]

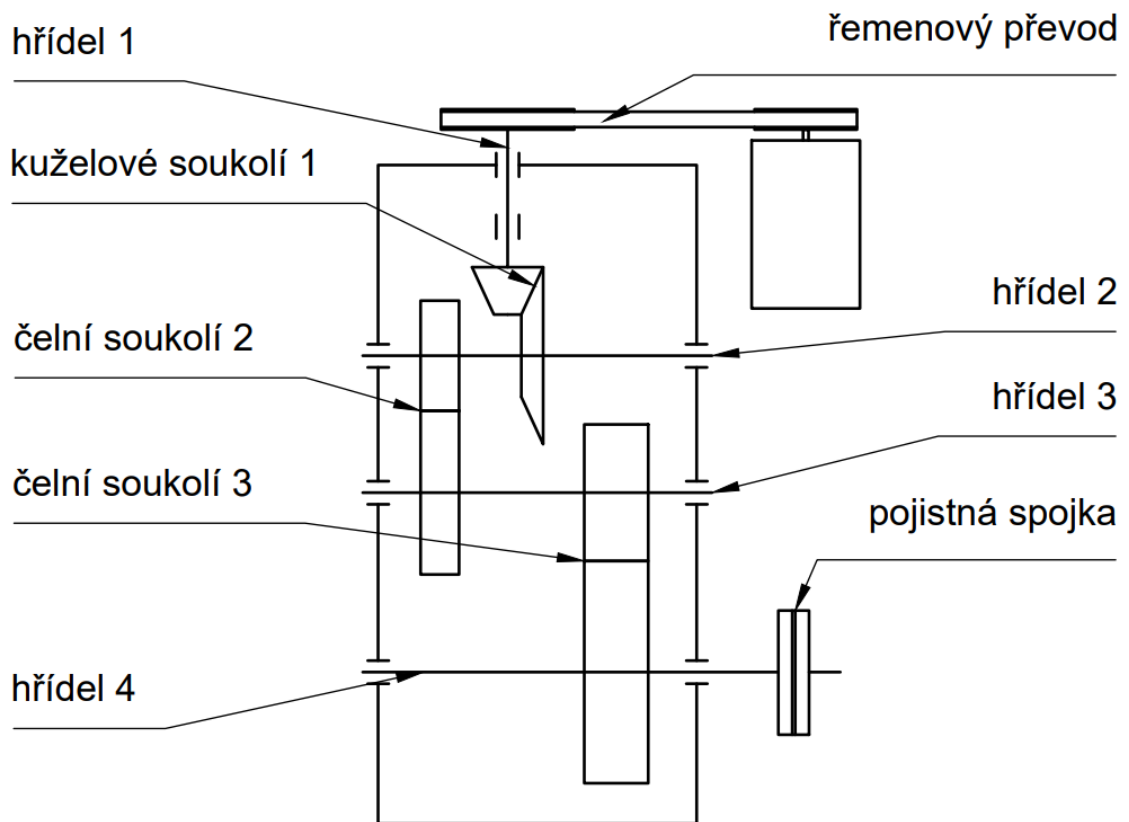
II. PRAKTICKÁ ČÁST

6 CÍL BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Cílem bakalářské práce je navržení pohonu stroje s kuželovým soukolím a pojistnou spojkou s parametry:

- převodový poměr: $i = 80$
- výstupní výkon: $P = 8\text{kW}$
- výstupní otáčky: $n_4 = 16\text{ ot/min}$

6.1 Schéma pohonu



Obr. 31: Schéma pohonu

6.2 Volba elektromotoru

Volím třířázový asynchronní elektromotor s kotvou nakrátko SIEMENS 1LE10021DB23 (Obr. 29).

Parametry elektromotoru

- výkon: $P_p = 11 \text{ kW}$
- účinnost: $\eta = 0,876$
- otáčky: $n_m = 1460 \text{ ot/min}$

Skutečný výkon elektromotoru

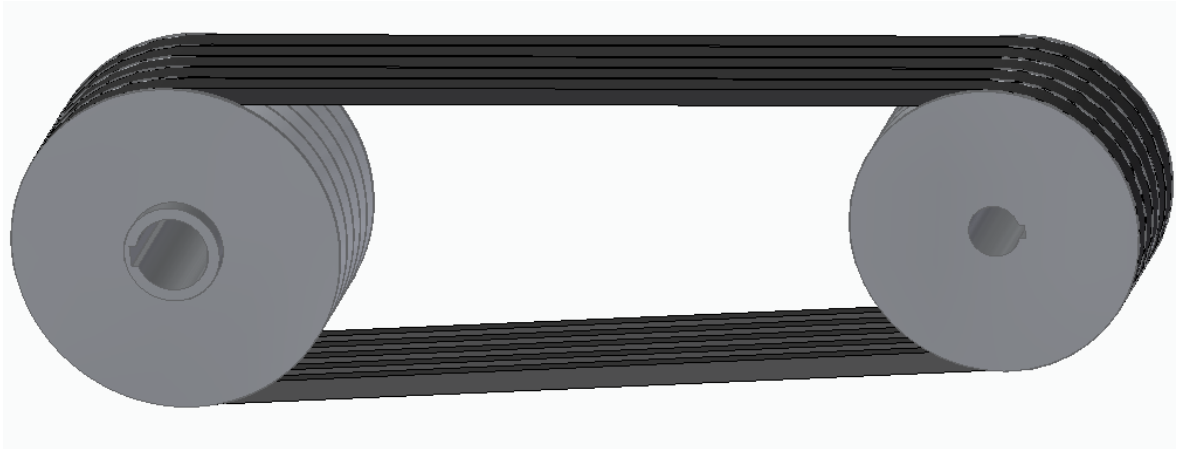
$$P_{ef} = P_p \cdot \eta = 11 \cdot 0,876 = 9,64 \text{ kW}$$

Jmenovitý výkon elektromotoru

Dle ČSN 02 3111 volím součinitel provozního zatížení $C_p = 1,2$.

$$P_j = P_{ef} \cdot C_p = 9,64 \cdot 1,2 = 11,57 \text{ kW}$$

7 NÁVRH ŘEMENOVÉHO PŘEVODU



Obr. 32: Řemenový převod

Dle [21] volím klínový řemen klasického průřezu B a výpočtový průměr malé řemenice $d_p = 160 \text{ mm}$.

Převodový poměr řemenového převodu

$$i = \frac{n_m}{n_1} = \frac{1460}{1280} = 1,14$$

Výpočtový průměr velké řemenice

$$D_p = i \cdot d_p = 1,14 \cdot 160 = 182,4 \text{ mm}$$

Obvodová rychlost řemene

$$v = \frac{d_p \cdot n_m}{19100} = \frac{90 \cdot 1460}{19100} = 12,23 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Přibližná osová vzdálenost

$$0,7 \cdot (D_p + d_p) < A_0 < 2 \cdot (D_p + d_p)$$

$$0,7 \cdot (182,4 + 160) < A_0 < 2 \cdot (182,4 + 160)$$

$$238,68 < A_0 < 684,8$$

Volím přibližnou osovou vzdálenost $A_0 = 240 \text{ mm}$.

Výpočtová délka řemene

$$L_p \approx 2A_0 + 1,57 \cdot \frac{(D_p + d_p)^2}{4A_0} = 2 \cdot 240 + 1,57 \cdot \frac{(182,4 + 160)^2}{4 \cdot 240} = 1018,09 \text{ mm}$$

Dle [21] volím výpočtovou délku klínového řemene $L_p = 1120 \text{ mm}$.

Skutečná osová vzdálenost

$$W = \frac{d_p + D_p}{2} = \frac{160 + 182,4}{2} = 171,2$$

$$y = \left(\frac{D_p - d_p}{2} \right)^2 = \left(\frac{182,4 - 160}{2} \right)^2 = 125,44$$

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

$$A = 0,25 \cdot \left[(1120 - 171,2) + \sqrt{(1120 - 171,2)^2 - 8 \cdot 125,44} \right] = 474,27 \text{ mm}$$

Úhel opásání malé řemenice

$$\alpha = 180^\circ - 57 \cdot \frac{d_p + D_p}{A} = 180^\circ - 57 \cdot \frac{160 + 182,4}{474,27} = 177,3^\circ$$

Výkon přenášený jedním řemenem v podmínkách provozu

Dle [21] volím jmenovitý výkon převodu s jedním řemenem $N_o = 3,75 \text{ kW}$, součinitel úhlu opásání $C_\alpha = 0,98$, součinitel vlivu délky řemene $C_L = 0,86$ a součinitel dynamičnosti a pracovního režimu $C_p = 1,2$.

$$N_p = N_o \frac{C_\alpha \cdot C_L}{C_p} = 3,75 \cdot \frac{0,98 \cdot 0,86}{1,2} = 2,63 \text{ kW}$$

Počet klínových řemenů

Z tabulky v lit. [21] volím součinitel počtu řemenů v převodu $C_k = 0,9$.

$$K = \frac{N}{N_p \cdot C_k} = \frac{11,57}{2,63 \cdot 0,9} = 4,89$$

Dle [21] volím 5x řemen B – 1120 ČSN 02 3110.

Ohybová frekvence

$$f = \frac{2000 \cdot v}{L_p} = \frac{2000 \cdot 12,23}{1120} = 21,84 \text{ s}^{-1}$$

Obvodová síla

$$F = \frac{102 \cdot P_j \cdot 9,81}{v} = \frac{102 \cdot 11,57 \cdot 9,81}{12,23} = 946,62 \text{ N}$$

Pracovní předpětí řemene

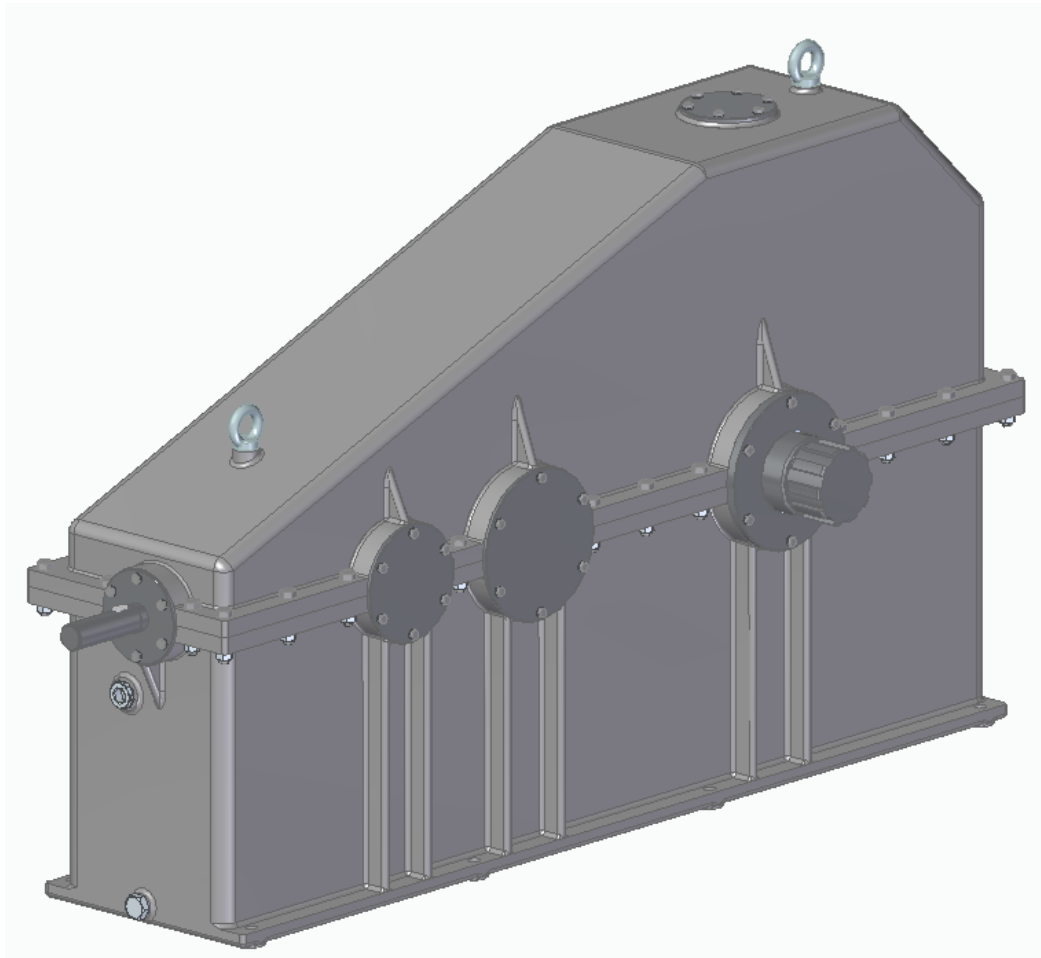
$$F_u = 1,75 \cdot F = 1,75 \cdot 946,62 = 1656,59 \text{ N}$$

Meze pro seřízení osové vzdálenosti

$$x \geq 0,03 \cdot L_p = 0,03 \cdot 1120 = 33,6 \text{ mm}$$

$$y \geq 0,015 \cdot L_p = 0,015 \cdot 1120 = 16,8 \text{ mm}$$

8 NÁVRH PŘEVODOVKY



Obr. 33: Kuželočelní převodovka

8.1 Převodový poměr

Celkový převodový poměr převodovky dle zadání $i = 80$ a výstupní otáčky $n_4 = 16$ ot/min.

Volím třístupňovou převodovku s kuželovým soukolím a dvěma čelními soukolími s přímými zuby.

Jednotlivé převodové poměry

Kuželové soukolí $i_{1,2} = 4$

Čelní soukolí $i_{2,3} = 4$

Čelní soukolí $i_{3,4} = 5$

Celkový převodový poměr

$$i_{1,4} = i_{1,2} \cdot i_{2,3} \cdot i_{3,4} = 4 \cdot 4 \cdot 5 = 80$$

8.1.1 Otáčky a kroutící momenty jednotlivých hřídelí převodovky

$$n_1 = \frac{n_0}{i_{0,1}} = \frac{1460}{1,14} = 1\,280 \text{ ot/min}$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{1,2}} = \frac{1280}{4} = 320 \text{ ot/min}$$

$$n_3 = \frac{n_2}{i_{2,3}} = \frac{320}{4} = 80 \text{ ot/min}$$

$$n_4 = \frac{n_3}{i_{3,4}} = \frac{80}{5} = 16 \text{ ot/min}$$

$$M_{k0} = \frac{P_j \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_0} = \frac{11\,570 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 1460} = 75,67 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{k1} = i_{0,1} \cdot M_{k0} = 1,14 \cdot 75,67 = 87,26 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{k2} = i_{1,2} \cdot M_{k1} = 4 \cdot 87,26 = 349,04 \text{ N} \cdot \text{m}$$

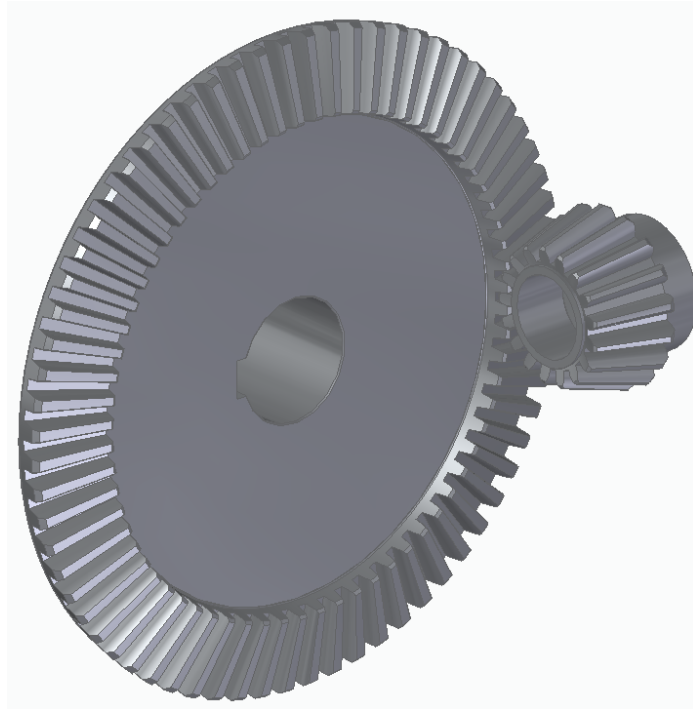
$$M_{k3} = i_{2,3} \cdot M_{k2} = 4 \cdot 349,04 = 1\,396,16 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{k4} = i_{3,4} \cdot M_{k3} = 5 \cdot 1\,396,16 = 6\,980,8 \text{ N} \cdot \text{m}$$

8.1.2 Materiál ozubených kol

Materiál pastorků všech soukolí volím ocel 14 220 - cementováno a kaleno, materiál kol 12 050 – povrchově kaleno.

8.2 Kuželové soukolí 1



Obr. 34: Kuželové soukolí 1

8.2.1 Počet zubů

Počet zubů pastorku volím $z_1=17$.

$$z_2 = i_1 \cdot z_1 = 4 \cdot 17 = 68 \text{ zubů}$$

8.2.2 Modul

$$m = 0,8602 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{k1}}{c \cdot z_1 \cdot \psi}} = 0,8602 \cdot \sqrt[3]{\frac{87\,260}{15 \cdot 17 \cdot 10}} = 2,79$$

Dle [21] volím modul $m = 3,5$

8.2.3 Hlavní rozměry ozubení

Úhel záběru volím $\alpha = 20^\circ$.

Průměr roztečné kružnice

Pastorek:

$$D_1 = m \cdot z_1 = 3,5 \cdot 17 = 59,5 \text{ mm}$$

Kolo:

$$D_2 = m \cdot z_2 = 4 \cdot 68 = 238 \text{ mm}$$

Úhel roztečného kužele

Pastorek:

$$\delta_1 = \operatorname{arctg} \frac{z_1}{z_2} = \frac{17}{68} = 14,04^\circ$$

Kolo:

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1 = 75,96^\circ$$

Výška hlavy zubu

$$h_a = m = 3,5 \text{ mm}$$

Výška paty zubu

$$h_f = 1,25 \cdot m = 1,25 \cdot 3,5 = 4,375 \text{ mm}$$

Průměr hlavové kružnice

Pastorek:

$$D_{a1} = D_1 + 2 \cdot h_a \cdot \cos \delta_1 = 59,5 + 2 \cdot 3,5 \cdot \cos 14,04 = 66,29 \text{ mm}$$

Kolo:

$$D_{a2} = D_2 + 2 \cdot h_a \cdot \cos \delta_2 = 238 + 2 \cdot 3,5 \cdot \cos 75,96 = 239,70 \text{ mm}$$

Průměr patní kružnice

Pastorek:

$$D_{f1} = D_1 - 2 \cdot h_f \cdot \cos \delta_1 = 59,5 - 2 \cdot 4,375 \cdot \cos 14,04 = 51,01 \text{ mm}$$

Kolo:

$$D_{f2} = D_2 - 2 \cdot h_f \cdot \cos \delta_2 = 238 - 2 \cdot 4,375 \cdot \cos 75,96 = 235,88 \text{ mm}$$

Šířka ozubení

$$b = 0,25 \cdot Re = 0,25 \cdot 0,5m \cdot \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,25 \cdot 0,5 \cdot 3,5 \cdot \sqrt{17^2 + 68^2} = 30,67 \text{ mm}$$

volím 31 mm

Rozteč

$$t = \pi \cdot m = \pi \cdot 3,5 = 11 \text{ mm}$$

8.2.4 Pevnostní kontrola

Obvodová síla

$$F_{o1} = \frac{2 \cdot M_{k1}}{D_1} = \frac{2 \cdot 87\,260}{68} = 2933 \text{ N}$$

Tabulka 1 Vlastnosti materiálů kuželového soukolí 1

Název	Značka	Pastorek	Kolo
Materiál	ČSN	14 220	12 050
Základní dovolené napětí pro ohyb	σ_{Do}	300 Mpa	95 Mpa
Základní dovolené napětí pro otláčení	σ_{Dd}	95 Mpa	31 Mpa
Rychlostní součinitel pro ohyb	r_o	0,25	0,33
Rychlostní součinitel pro otláčení	r_d	0,28	0,35
Tvarový součinitel pro ohyb	y_o	6,8	3,4
Tvarový součinitel pro otláčení	y_d	2	2

$$c_{o1} = \frac{\sigma_{Do} \cdot r_o}{y_o} = \frac{300 \cdot 0,25}{6,8} = 11,03$$

$$c_{d1} = \frac{\sigma_{Dd} \cdot r_d}{y_d} = \frac{95 \cdot 0,28}{2} = 13,3$$

$$c_{o2} = \frac{\sigma_{Do} \cdot r_o}{y_o} = \frac{95 \cdot 0,33}{3,4} = 9,22$$

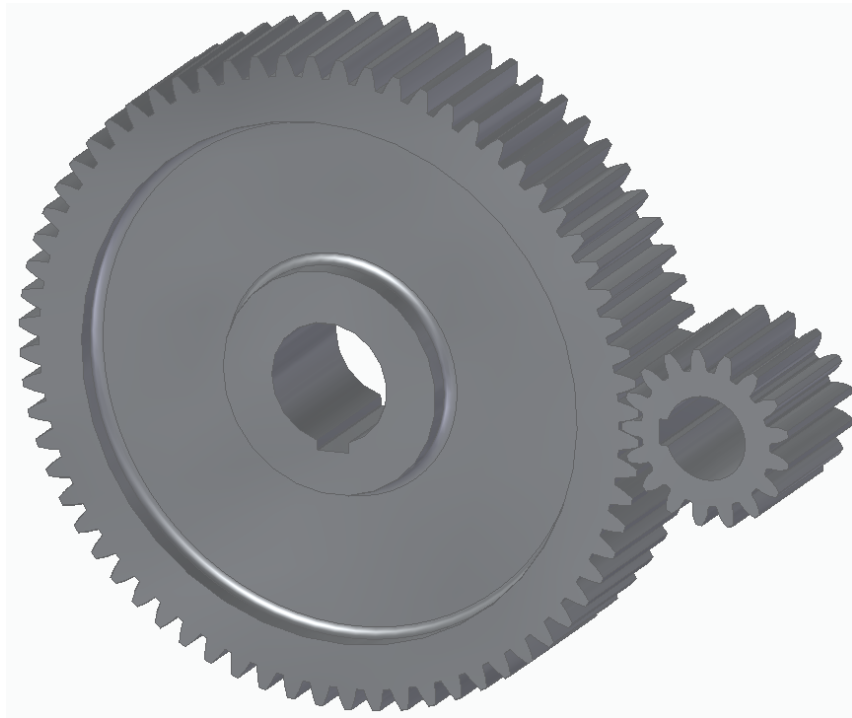
$$c_{d2} = \frac{\sigma_{Dd} \cdot r_d}{y_d} = \frac{31 \cdot 0,35}{2} = 5,42$$

Dovolené zatížení

$$F_{D1,2} = c \cdot b \cdot t = c_{min} \cdot \psi \cdot \pi \cdot m^2 = 5,42 \cdot 15 \cdot \pi \cdot 4^2 = 3128,79 \text{ N}$$

Navržené soukolí vyhovuje $F_{D1,2} > F_{o1}$ ($3128,79 \text{ N} > 2933 \text{ N}$).

8.3 Čelní soukolí 2



Obr. 35: Čelní soukolí 2

8.3.1 Počet zubů

Počet zubů pastorku volím $z_3=17$.

$$z_4 = i_2 \cdot z_3 = 4 \cdot 17 = 68 \text{ zubů}$$

8.3.2 Modul

$$m = 0,8602 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{k2}}{c \cdot z_3 \cdot \psi}} = 0,8602 \cdot \sqrt[3]{\frac{349\,040}{15 \cdot 17 \cdot 10}} = 4,43$$

Dle [21] volím modul $m = 5$.

8.3.3 Hlavní rozměry ozubení

Průměr roztečné kružnice

Pastorek:

$$D_3 = m \cdot z_3 = 5 \cdot 17 = 85 \text{ mm}$$

Kolo:

$$D_4 = m \cdot z_4 = 5 \cdot 68 = 340 \text{ mm}$$

Výška hlavy zubu

$$h_a = m = 5 \text{ mm}$$

Výška paty zubu

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

Průměr hlavové kružnice

Pastorek:

$$D_{a3} = D_3 + 2 \cdot h_a = 85 + 2 \cdot 5 = 95 \text{ mm}$$

Kolo:

$$D_{a4} = D_4 + 2 \cdot h_a = 340 + 2 \cdot 5 = 350 \text{ mm}$$

Průměr patní kružnice

Pastorek:

$$D_{f3} = D_3 - 2 \cdot h_f = 85 - 2 \cdot 6,25 = 72,5 \text{ mm}$$

Kolo:

$$D_{f4} = D_4 - 2 \cdot h_f = 340 - 2 \cdot 6,25 = 327,5 \text{ mm}$$

Šířka ozubení

$$b = \psi \cdot m = 15 \cdot 5 = 75 \text{ mm volím } 75 \text{ mm}$$

Rozteč

$$t = \pi \cdot m = \pi \cdot 5 = 15,71 \text{ mm}$$

8.3.4 Pevnostní kontrola

Obvodová síla

$$F_{o3} = \frac{2 \cdot M_{k2}}{D_3} = \frac{2 \cdot 349\,040}{85} = 8\,212,71 \text{ N}$$

Tabulka 2 Vlastnosti materiálů čelního soukolí 2

Název	Značka	Pastorek	Kolo
Materiál	ČSN	14 220	12 050
Základní dovolené napětí pro ohyb	σ_{Do}	300 Mpa	95 Mpa
Základní dovolené napětí pro otláčení	σ_{Dd}	95 Mpa	31 Mpa
Rychlostní součinitel pro ohyb	r_o	0,37	0,47
Rychlostní součinitel pro otláčení	r_d	0,35	0,46
Tvarový součinitel pro ohyb	y_o	6,8	4,8
Tvarový součinitel pro otláčení	y_d	2	2

$$c_{o1} = \frac{\sigma_{Do} \cdot r_o}{y_o} = \frac{300 \cdot 0,37}{6,8} = 16,32$$

$$c_{d1} = \frac{\sigma_{Dd} \cdot r_d}{y_d} = \frac{95 \cdot 0,35}{2} = 16,63$$

$$c_{o2} = \frac{\sigma_{Do} \cdot r_o}{y_o} = \frac{95 \cdot 0,47}{4,8} = 9,3$$

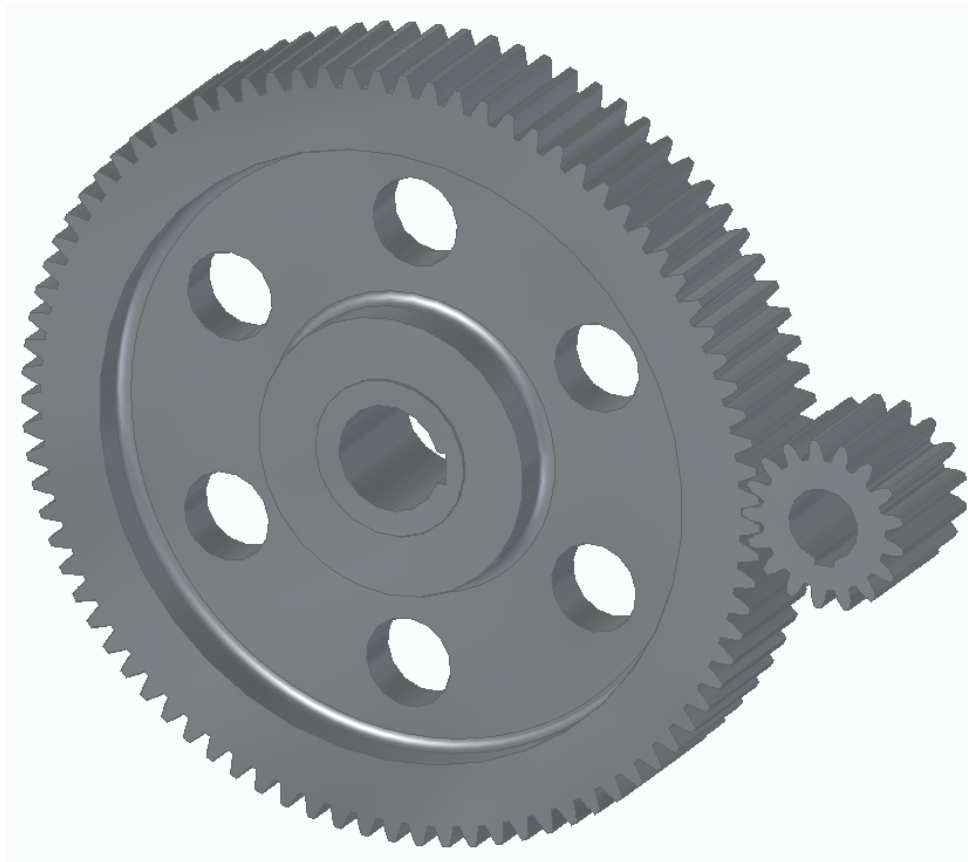
$$c_{d2} = \frac{\sigma_{Dd} \cdot r_d}{y_d} = \frac{31 \cdot 0,46}{2} = 7,13$$

Dovolené zatížení

$$F_{D3,4} = c \cdot b \cdot t = c_{min} \cdot \psi \cdot \pi \cdot m^2 = 7,13 \cdot 15 \cdot \pi \cdot 5^2 = 8\,399,83 \text{ N}$$

Navržené soukolí vyhovuje $F_{D3,4} > F_{o3}$ ($8\,399,83 \text{ N} > 8\,212,71 \text{ N}$).

8.4 Čelní soukolí 3



Obr. 36: Čelní soukolí 3

8.4.1 Počet zubů

Počet zubů pastorku volím $z_5 = 17$.

$$z_6 = i_3 \cdot z_5 = 5 \cdot 17 = 85 \text{ zubů}$$

8.4.2 Modul

$$m = 0,8602 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{k3}}{c \cdot z_5 \cdot \psi}} = 0,8602 \cdot \sqrt[3]{\frac{1\,396\,160}{15 \cdot 17 \cdot 10}} = 7,04$$

Dle [21] volím modul $m = 8$.

8.4.3 Hlavní rozměry ozubení

Průměr roztečné kružnice

Pastorek:

$$D_5 = m \cdot z_5 = 8 \cdot 17 = 136 \text{ mm}$$

Kolo:

$$D_6 = m \cdot z_6 = 8 \cdot 85 = 680 \text{ mm}$$

Výška hlavy zubu

$$h_a = m = 8 \text{ mm}$$

Výška paty zubu

$$h_f = 1,25 \cdot m = 1,25 \cdot 8 = 10 \text{ mm}$$

Průměr hlavové kružnice

Pastorek:

$$D_{a5} = D_1 + 2 \cdot h_a = 136 + 2 \cdot 8 = 152 \text{ mm}$$

Kolo:

$$D_{a6} = D_2 + 2 \cdot h_a = 680 + 2 \cdot 8 = 696 \text{ mm}$$

Průměr patní kružnice

Pastorek:

$$D_{f5} = D_1 - 2 \cdot h_f = 136 - 2 \cdot 10 = 116 \text{ mm}$$

Kolo:

$$D_{f6} = D_2 - 2 \cdot h_f = 680 - 2 \cdot 10 = 660 \text{ mm}$$

Šířka ozubení

$$b = \psi \cdot m = 15 \cdot 8 = 120 \text{ mm volím } 120 \text{ mm}$$

Rozteč

$$t = \pi \cdot m = \pi \cdot 8 = 25,13 \text{ mm}$$

8.4.4 Pevnostní kontrola

Obvodová síla

$$F_{o5} = \frac{2 \cdot M_{k2}}{D_5} = \frac{2 \cdot 1\,396\,160}{136} = 20\,531,76 \text{ N}$$

Tabulka 3 Vlastnosti materiálů čelního soukolí 3

Název	Značka	Pastorek	Kolo
Materiál	ČSN	14 220	12 050
Základní dovolené napětí pro ohyb	σ_{Do}	300 Mpa	95 Mpa
Základní dovolené napětí pro otláčení	σ_{Dd}	95 Mpa	31 Mpa
Rychlostní součinitel pro ohyb	r_o	0,45	0,54
Rychlostní součinitel pro otláčení	r_d	0,48	0,57
Tvarový součinitel pro ohyb	y_o	6,8	4,8
Tvarový součinitel pro otláčení	y_d	2	2

$$c_{01} = \frac{\sigma_{Do} \cdot r_o}{y_o} = \frac{300 \cdot 0,45}{6,8} = 19,85$$

$$c_{d1} = \frac{\sigma_{Dd} \cdot r_d}{y_d} = \frac{95 \cdot 0,48}{2} = 22,8$$

$$c_{02} = \frac{\sigma_{Do} \cdot r_o}{y_o} = \frac{95 \cdot 0,54}{4,8} = 10,69$$

$$c_{d2} = \frac{\sigma_{Dd} \cdot r_d}{y_d} = \frac{31 \cdot 0,57}{2} = 8,84$$

$$F_{D5,6} = c \cdot b \cdot t = c_{min} \cdot \psi \cdot \pi \cdot m^2 = 8,84 \cdot 15 \cdot \pi \cdot 8^2 = 26\,660,81\,N > 20\,531,76\,N$$

Navržené soukolí vyhovuje $F_{D5,6} > F_{o5}$ ($8\,399,83\,N > 8\,212,71\,N$).

8.5 Návrh hřídelí, ložisek a per

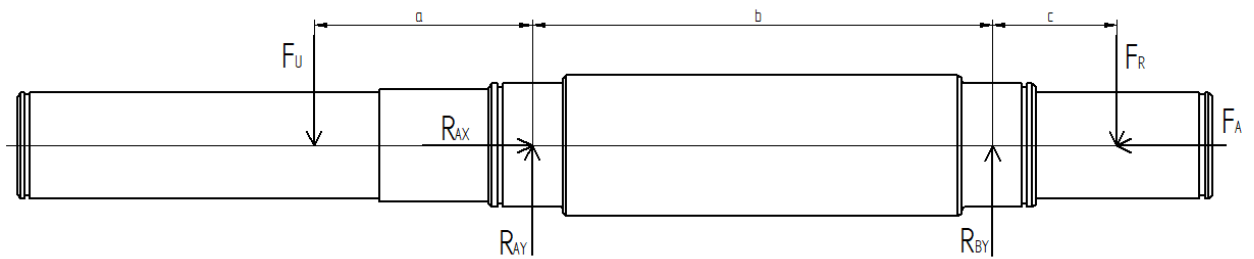
8.5.1 Hřídel 1

Volím materiál hřídele 11 600 (dovolené napětí v ohybu $\sigma_{ODOV} = 100\,MPa$).

Axiální a radiální sily působící na hřídel

$$F_A = F_{o1} \cdot tg\alpha \cdot \sin\delta_1 = 2\,566 \cdot tg20 \cdot \sin14,04 = 258,98\,N$$

$$F_R = F_{o1} \cdot tg\alpha \cdot \cos\delta_1 = 2\,566 \cdot tg20 \cdot \cos14,04 = 1035,63\,N$$



Obr. 37: Schéma zatížení hřídele 1

Rozměry hřídele

$$a = 93 \text{ mm}$$

$$b = 130 \text{ mm}$$

$$c = 35 \text{ mm}$$

Určení reakcí

$$\sum F_X = 0$$

$$R_{AX} - F_A = 0$$

$$R_{AX} = F_A = 258,98 \text{ N}$$

$$\sum F_Y = 0$$

$$R_{AY} - F_u + R_{BY} - F_R = 0$$

$$R_{BY} = F_R + F_u - R_{AY} = 1\,035,63 + 1\,656,59 - 2\,562,87 = 129,35 \text{ N}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$F_u \cdot (a + b) - R_{AY} \cdot b - F_R \cdot c = 0$$

$$R_{AY} = \frac{F_u \cdot (a + b) - F_R \cdot c}{b} = \frac{1\,656,59 \cdot (93 + 130) - 1\,035,63 \cdot 35}{130} = 2\,562,87 \text{ N}$$

Minimální průměr hřídele

$$M_{O_{MAX}} = F_u \cdot a = 1\,656,59 \cdot 93 = 154\,062,87 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{RED} = \sqrt{M_{O_{MAX}}^2 + 0,75 \cdot M_{k1}^2} = \sqrt{154\,062,87^2 + 0,75 \cdot 87\,260^2} = 171\,598,7 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$d_{1min} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{RED}}{\pi \cdot \sigma_{ODOV}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 171\,598,7}{\pi \cdot 100}} = 25,85 \text{ mm}$$

8.5.1.1 Pera

Průměr hřídele pod pastorkem a řemenicí

Dle [21] volím hloubku drážky v hřídeli $t = 4,1 \text{ mm}$.

$$d_{h1} = d_{1min} + t = 25,85 + 4,1 = 29,95 \text{ mm}$$

Volím průměr hřídele $d_{h1} = 30 \text{ mm}$.

Délka pera (otlačení)

Volím dovolené napětí v tlaku $p_d = 160 \text{ MPa}$ dle [21] materiál 11 600.

$$l = \frac{4 \cdot M_{k1}}{d_{h1} \cdot h \cdot p_d} = \frac{4 \cdot 87\,260}{30 \cdot 7 \cdot 160} = 10,39 \text{ mm}$$

Délka pera (smyk)

Volím dovolené napětí ve smyku $\tau_{Ds} = 80 \text{ MPa}$ dle [21].

$$l = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d \cdot b \cdot \tau_{Ds}} = \frac{2 \cdot 87\,260}{30 \cdot 8 \cdot 85} = 8,55 \text{ mm}$$

Dle [21] volím 2 x PERO 8e7 x 7 x 20 ČSN 02 2562.

8.5.1.2 Ložiska

Radiální dynamické ekvivalentní zatížení

$$P_r = X \cdot F_R + Y \cdot F_A = 1 \cdot 1035,63 + 0 \cdot 258,98 = 1035,63 \text{ N}$$

Volím 2 x LOŽISKO 7207 ČSN 02 4630

$$L_n = \left(\frac{C}{P_r}\right)^3 = \left(\frac{23\,200}{1035,63}\right)^3 = 11\,242 \text{ mil. otáček}$$

$$L_h = \frac{L_n \cdot 10^6}{60 \cdot n_1} = \frac{11\,242 \cdot 10^6}{60 \cdot 1280} = 146\,380 \text{ h}$$

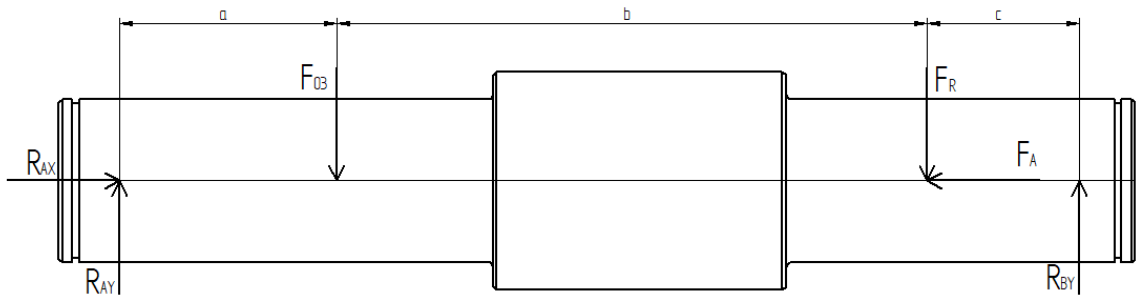
8.5.2 Hřídel 2

Volím materiál hřídele 11 600 (dovolené napětí v ohybu $\sigma_{ODOV} = 100 \text{ MPa}$).

Axiální a radiální síly působící na hřídel

$$F_A = F_{o1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_2 = 2933 \cdot \operatorname{tg} 20 \cdot \sin 75,96 = 1035,63 \text{ N}$$

$$F_R = F_{o1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_2 = 2933 \cdot \operatorname{tg} 20 \cdot \cos 75,96 = 258,98 \text{ N}$$



Obr. 38: Schéma zatížení hřídele 2

Rozměry hřídele

$$a = 64 \text{ mm}$$

$$b = 141 \text{ mm}$$

$$c = 55 \text{ mm}$$

Určení reakcí

$$\sum F_X = 0$$

$$R_{AX} - F_A = 0$$

$$R_{AX} = F_A = 1035,63 \text{ N}$$

$$\sum F_Y = 0$$

$$R_{AY} - F_{O3} + R_{BY} - F_R = 0$$

$$R_{BY} = F_R + F_{O3} - R_{AY} = 258,98 + 8\,212,71 - 6\,143,19 = 2\,328,5 \text{ N}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$F_{O3} \cdot (b + c) - R_{AY} \cdot (a + b + c) + F_R \cdot c = 0$$

$$R_{AY} = \frac{F_{O3} \cdot (b + c) + F_R \cdot c}{a + b + c} = \frac{8\,212,71 \cdot (141 + 55) - 258,98 \cdot 55}{64 + 141 + 55} = 6\,136,34 \text{ N}$$

Minimální průměr hřídele

$$M_{OMAX} = R_{AY} \cdot a = 6\,136,34 \cdot 64 = 392\,725,76 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{RED} = \sqrt{M_{OMAX}^2 + 0,75 \cdot M_{k1}^2} = \sqrt{392\,725,76^2 + 0,75 \cdot 349\,040^2}$$

$$= 495\,585,73 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$d_{2min} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{RED}}{\pi \cdot \sigma_{ODOV}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 495\,585,73}{\pi \cdot 100}} = 36,96 \text{ mm}$$

8.5.2.1 Pera

Průměr hřídele pod pastorkem čelního soukolí a kuželovým kolem

Dle [21] volím hloubku drážky v hřídeli $t = 5,5 \text{ mm}$.

$$d_{h2} = d_{1min} + t = 36,96 + 5,5 = 42,46 \text{ mm}$$

Volím průměr hřídele $d_{h2} = 45 \text{ mm}$.

Délka pera (otlačení)

Volím dovolené napětí v tlaku $p_d = 160 \text{ MPa}$ dle [21] materiál 11 600.

$$l = \frac{4 \cdot M_{k1}}{d_{h2} \cdot h \cdot p_d} = \frac{4 \cdot 349\,040}{45 \cdot 9 \cdot 160} = 21,55 \text{ mm}$$

Délka pera (smyk)

Volím dovolené napětí ve smyku $\tau_{Ds} = 80 \text{ MPa}$ dle [21].

$$l = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d_{h2} \cdot b \cdot \tau_{Ds}} = \frac{2 \cdot 349\,040}{45 \cdot 14 \cdot 85} = 13,04 \text{ mm}$$

Dle [21] volím 2 x PERO 14e7 x 9 x 40 ČSN 02 2562.

8.5.2.2 Ložiska

Radiální dynamické ekvivalentní zatížení

$$P_r = X \cdot R_{AY} + Y \cdot R_{AX} = 1 \cdot 6\,143,19 + 0 \cdot 906,05 = 6\,143,19 \text{ N}$$

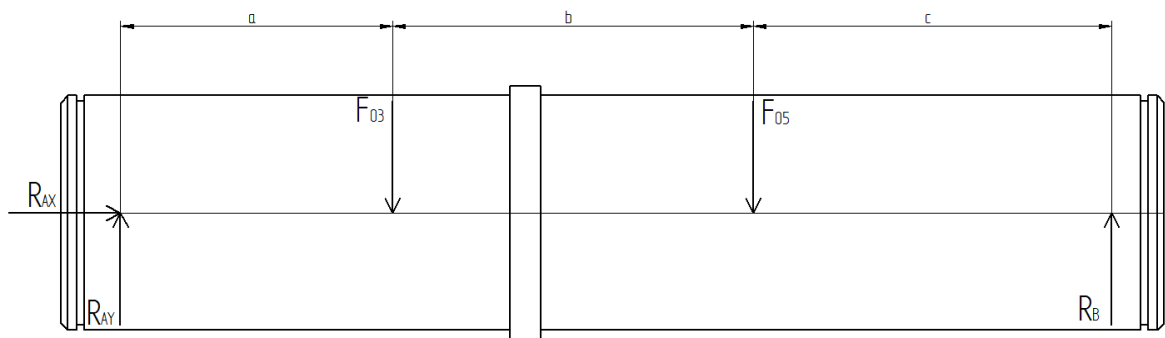
Volím 2 x LOŽISKO 30309 ČSN 02 4727

$$L_n = \left(\frac{C}{P_r}\right)^3 = \left(\frac{65\,500}{6\,143,19}\right)^3 = 1\,212,11 \text{ mil. otáček}$$

$$L_h = \frac{L_n \cdot 10^6}{60 \cdot n_1} = \frac{1\,212,11 \cdot 10^6}{60 \cdot 320} = 63\,130,73 \text{ h}$$

8.5.3 Hřídel 3

Volím materiál hřídele 11 600 (dovolené napětí v ohybu $\sigma_{ODOV} = 100 \text{ MPa}$).



Obr. 39: Schéma zatížení hřídele 3

Rozměry hřídele

$$a = 64 \text{ mm}$$

$$b = 106 \text{ mm}$$

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

Určení reakcí

$$\sum F_X = 0$$

$$R_{AX} = 0$$

$$\sum F_Y = 0$$

$$R_{AY} - F_{03} + R_B - F_{05} = 0$$

$$R_{BY} = F_{05} + F_{03} - R_{AY} = 20\,531,76 + 8\,212,71 - 13\,298,27 = 15\,446,2 \text{ N}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$F_{03} \cdot (b + c) - R_{AY} \cdot (a + b + c) + F_{05} \cdot c = 0$$

$$R_{AY} = \frac{F_{o3} \cdot (b + c) + F_{o5} \cdot c}{a + b + c} = \frac{8\,212,71 \cdot (106 + 90) + 20\,531,76 \cdot 90}{64 + 106 + 90}$$

$$= 13\,298,27 \text{ N}$$

Minimální průměr hřídele

$$M_{OMAX} = R_B \cdot c = 15\,446,2 \cdot 90 = 1\,390\,158 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{RED} = \sqrt{M_{OMAX}^2 + 0,75 \cdot M_{k1}^2} = \sqrt{1\,390\,158^2 + 0,75 \cdot 1\,396\,160^2}$$

$$= 1\,842\,413,18 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$d_{3min} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{RED}}{\pi \cdot \sigma_{ODOV}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1\,842\,413,18}{\pi \cdot 100}} = 57,25 \text{ mm}$$

8.5.3.1 Pera

Průměr hřídele pod pastorkem čelního soukolí a kuželovým kolem

Dle [21] volím hloubku drážky v hřídeli $t = 6,8 \text{ mm}$.

$$d_{h3} = d_{3min} + t = 57,05 + 6,8 = 64,05 \text{ mm}$$

Volím průměr hřídele $d_{h3} = 65 \text{ mm}$.

Délka pera (otlačení)

Volím dovolené napětí v tlaku $p_d = 160 \text{ MPa}$ dle [21] materiál 11 600.

$$l = \frac{4 \cdot M_{k1}}{d_{h3} \cdot h \cdot p_d} = \frac{4 \cdot 1\,396\,160}{65 \cdot 11 \cdot 160} = 48,82 \text{ mm}$$

Délka pera (smyk)

Volím dovolené napětí ve smyku $\tau_{Ds} = 80 \text{ MPa}$ dle [21].

$$l = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d_{h3} \cdot b \cdot \tau_{Ds}} = \frac{2 \cdot 1\,396\,160}{65 \cdot 18 \cdot 85} = 28,08 \text{ mm}$$

Dle [21] volím 2 x PERO 18e7 x 11 x 70 ČSN 02 2562.

8.5.3.2 Ložiska

Radiální dynamické ekvivalentní zatížení

$$P_r = X \cdot R_{BY} + Y \cdot R_{AX} = 1 \cdot 15\,446,2 + 0 \cdot 0 = 15\,446,2 \text{ N}$$

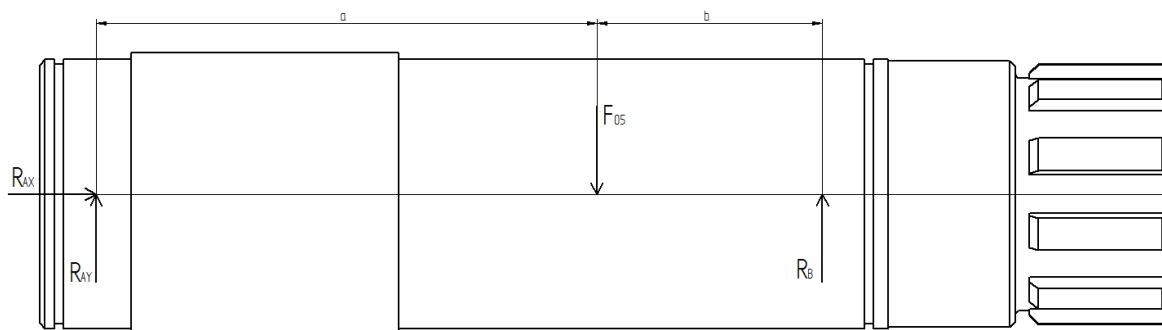
Volím 2 x LOŽISKO 6313 ČSN 02 4630

$$L_n = \left(\frac{C}{P_r}\right)^3 = \left(\frac{71\,000}{15\,446,2}\right)^3 = 97,12 \text{ mil. otáček}$$

$$L_h = \frac{L_n \cdot 10^6}{60 \cdot n_1} = \frac{97,12 \cdot 10^6}{60 \cdot 80} = 20\,233,4 \text{ h}$$

8.5.4 Hřídel 4

Volím materiál hřídele 11 600 (dovolené napětí v ohybu $\sigma_{ODOV} = 100 \text{ MPa}$).



Obr. 40: Schéma zatížení hřídele 4

Rozměry hřídele

$$a = 170 \text{ mm}$$

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

Určení reakcí

$$\sum F_X = 0$$

$$R_{AX} = 0$$

$$\sum F_Y = 0$$

$$R_{AY} + R_B - F_{05} = 0$$

$$R_B = F_{05} - R_{AY} = 20\,531,76 - 7\,107,15 = 13\,424,61 \text{ N}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$F_{05} \cdot b - R_{AY} \cdot (a + b) = 0$$

$$R_{AY} = \frac{F_{05} \cdot b}{a + b} = \frac{20\,531,76 \cdot 90}{170 + 90} = 7\,107,15 \text{ N}$$

Minimální průměr hřídele

$$M_{OMAX} = R_{AY} \cdot a = 7\,107,15 \cdot 170 = 1\,208\,215,5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{RED} = \sqrt{M_{OMAX}^2 + 0,75 \cdot M_{k4}^2} = \sqrt{1\,208\,215,5^2 + 0,75 \cdot 6\,980\,800^2}$$

$$= 6\,165\,100,26 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$d_{4min} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{RED}}{\pi \cdot \sigma_{ODOV}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 6\,165\,100,26}{\pi \cdot 100}} = 85,63 \text{ mm}$$

8.5.4.1 Pera

Průměr hřídele pod pastorkem čelního soukolí a kuželovým kolem

Dle [21] volím hloubku drážky v hřídeli $t = 8,7 \text{ mm}$.

$$d_{h4} = d_{4min} + t = 85,63 + 8,7 = 94,33 \text{ mm}$$

Volím průměr hřídele $d_{h4} = 95 \text{ mm}$.

Délka pera (otlačení)

Volím dovolené napětí v tlaku $p_d = 160 \text{ MPa}$ dle [21] materiál 11 600.

$$l = \frac{4 \cdot M_{k1}}{d_{h4} \cdot h \cdot p_d} = \frac{4 \cdot 6\,980\,800}{95 \cdot 16 \cdot 120} = 114,82 \text{ mm}$$

Délka pera (smyk)

Volím dovolené napětí ve smyku $\tau_{Ds} = 80 \text{ MPa}$ dle [21].

$$l = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d_{h4} \cdot b \cdot \tau_{Ds}} = \frac{2 \cdot 6\,980\,800}{65 \cdot 25 \cdot 85} = 101,08 \text{ mm}$$

Dle [21] volím 1 x PERO 25e7 x 14 x 125 ČSN 02 2562.

8.5.4.2 Ložiska

Radiální dynamické ekvivalentní zatížení

$$P_r = X \cdot R_{BY} + Y \cdot R_{AX} = 1 \cdot 13\,424,61 + 0 \cdot 0 = 13\,424,61 \text{ N}$$

Volím 2 x LOŽISKO 6019 ČSN 02 4630

$$L_n = \left(\frac{C}{P_r}\right)^3 = \left(\frac{46\,500}{13\,424,61}\right)^3 = 41,56 \text{ mil. otáček}$$

$$L_h = \frac{L_n \cdot 10^6}{60 \cdot n_1} = \frac{101,68 \cdot 10^6}{60 \cdot 16} = 43\,291,67 \text{ h}$$

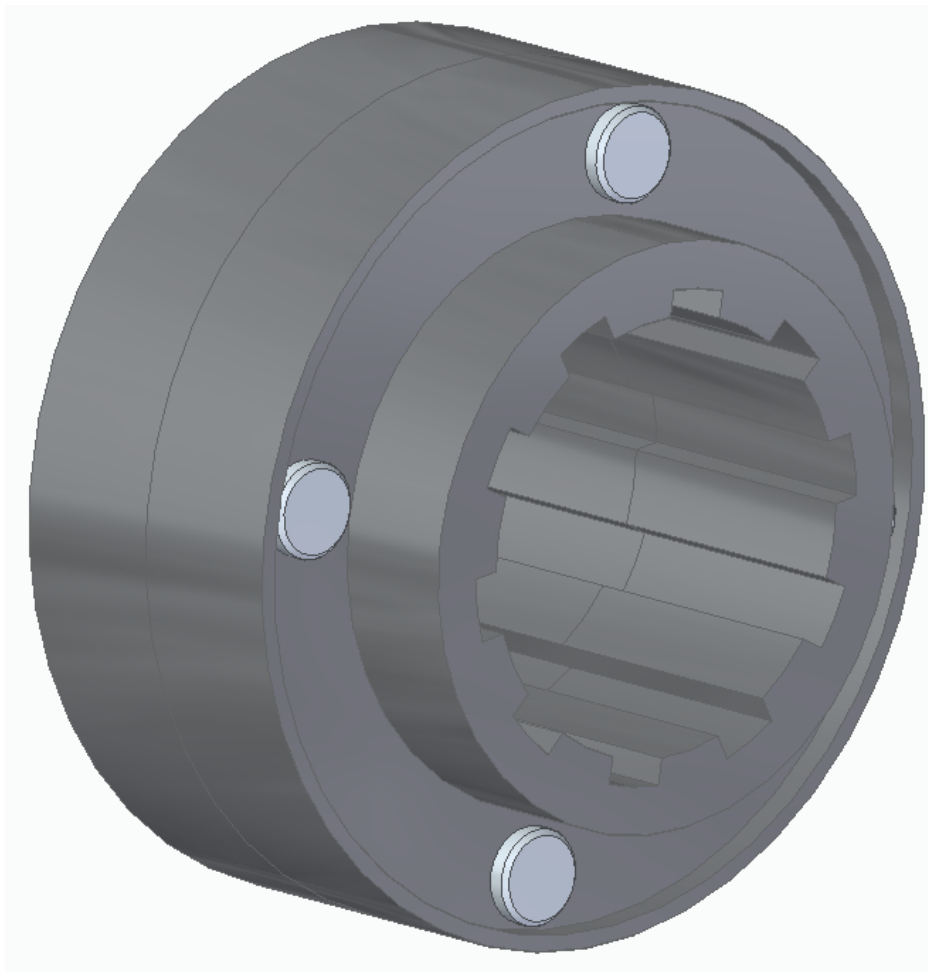
8.6 Skříň převodovky

Skříň převodovky volím dvoudílnou s dělicí rovinou ve výšce os hřídelí. Materiál skříně je litina ČSN 42 2420. Tloušťku stěn skříně převodovky volím 16 mm.

8.7 Mazání převodovky

Mazání převodovky je zajištěno broděním. Výška hladiny oleje je zvolena tak aby se kuželové kolo prvního soukolí brodilo v oleji. Převodový olej volím ISO VG 220.

9 NÁVRH POJISTNÉ SPOJKY



Obr. 41: Pojistná spojka

Pojistný kroutící moment spojky

Volím pojistný kroutící moment spojky o 20 % vyšší než je kroutící moment na výstupní hřídeli z převodovky.

$$M_{kv} = M_{k4} \cdot 1,2 = 6\,980\,800 \cdot 1,2 = 8\,376\,960 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Průměr drážkovaného hřídele

Dle [21] volím dovolené napětí v krutu $\tau_{Ds} = 100 \text{ MPa}$.

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kv}}{\pi \cdot \tau_{Ds}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 8\,376\,960}{\pi \cdot 100}} = 75,28 \text{ mm}$$

Střední průměr drážkovaného hřídele

$$d_s = \frac{D + d}{2} = \frac{92 + 82}{2} = 87 \text{ mm}$$

Výška drážky

$$h = \frac{D - d}{2} = \frac{92 - 82}{2} = 5 \text{ mm}$$

Tečná síla působící na drážkování

$$F = \frac{2 \cdot M_{kv}}{d_s} = \frac{2 \cdot 8\,376\,960}{87} = 192\,573,79 \text{ N}$$

Délka drážkování z podmínky na otláčení

Dle [21] volím dovolené napětí v tlaku $p_D = 120 \text{ MPa}$.

$$l \geq \frac{F}{0,75 \cdot i \cdot h \cdot p_D} \geq \frac{192\,573,79}{0,75 \cdot 10 \cdot 5 \cdot 120} \geq 42 \text{ mm} \Rightarrow \text{volím } 50 \text{ mm}$$

Dle [21] volím ROVNOBOKÉ DRÁŽKOVÁNÍ 10 x 82g7 x 92a11 x 12f7

Síla působící na střižné čepy

Volím roztečný průměr pro střižné čepy $D_r = 150 \text{ mm}$.

$$F_s = \frac{2 \cdot M_{kv}}{D_r} = \frac{2 \cdot 8\,376\,960}{150} = 111\,692,8 \text{ N}$$

Dle [21] volím materiál čepu 11 109 mez pevnosti ve stříhu 400 MPa.

$$D_{\check{c}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_s}{i_s \cdot \pi \cdot \tau_{ps}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 111\,692,8}{4 \cdot \pi \cdot 400}} = 9,42 \text{ mm}$$

Dle [21] volím průměr čepu $D_{\check{c}} = 10 \text{ mm}$.

$$F_s = \frac{i_s \cdot \pi \cdot \tau_{ps} \cdot D_{\check{c}}^2}{4} = \frac{4 \cdot \pi \cdot 400 \cdot 10^2}{4} = 125\,663,71 \text{ N}$$

$$D_r = \frac{2 \cdot M_{kv}}{F_s} = \frac{2 \cdot 8\,376\,960}{125\,663,71} = 133,3 \text{ mm}$$

Délka čepu z podmínky na otláčení

$$l_{\check{c}} = \frac{F_s}{2 \cdot D_{\check{c}} \cdot p_d} = \frac{125\,663,71}{2 \cdot 10 \cdot 120} = 52,36 \text{ mm}$$

Volím ČEP 10 x 60 x 3,2 B ISO 2341 – St

ZÁVĚR

V bakalářské práci jsem se zabýval konstrukčním návrhem pohonu stroje s kuželovým soukolím a pojistnou spojkou. Převod je navržen pro výstupní výkon 8 kW a výstupní otáčky 16 ot/min.

Jako pohon jsem zvolil třífázový asynchronní elektromotor s kotvou nakrátko s označením SIEMENS 1LE10021DB23, který zajišťuje dostatečný výkon na výstupu z převodovky i po započtení ztrát v převodech.

Pro spojení mezi elektromotorem a převodovkou jsem navrhl řemenový převod, který upravuje otáčky na vstupu do převodovky a zároveň funguje jako pojistka při přetížení.

Převodovku jsem zvolil třístupňovou s celkovým převodovým poměrem 1:80. První soukolí je kuželové s přímými zuby, druhé a třetí soukolí je čelní s přímými zuby. Životnost ozubených kol a ložisek převodovky jsem navrhl na 20 000 hodin.

Skříň převodovky je z šedé litiny a pro zvýšení tuhosti je vyztužena žebry. Je konstruována jako dvoudílná s dělicí rovinou ve výšce os hřídelí. Mazání převodů je broděním soukolí v oleji (ISO VG 220), pro kontrolu výška hladiny oleje je převodovka opatřena olejoznakem. Na výměnu náplně převodového oleje slouží nalévací víko a výpustný šroub na straně převodovky. Pro usnadnění montáže je převodovka vybavena závěsnými oky.

Na výstupu z převodovky je pojistná spojka se střížnými čepy, která slouží k ochraně zařízení. Při překročení točivého momentu o 20 % dojde k přestřižení čepů a tím k přerušení přenosu točivého momentu.

Výkresy a 3D modely všech součástí pohonu stroje jsem zhotovil v programu Solid Edge 2020.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] SVOBODA, Pavel, Jan BRANDEJS a Jiří DVOŘÁČEK. Základy konstruování. Vyd. 5. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2013. ISBN 978-80-7204-839-7.
- [2] BOHÁČEK, František. Části a mechanismy strojů III. Převody. 2. vyd. Brno: VUT Brno, 1987.
- [3] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. Části strojů. 5. přeprac. vyd. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1990. Technický průvodce. ISBN 80-03-00426-8.
- [4] VOLEK, František. Základy konstruování a části strojů I. Zlín: Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, 2009. ISBN 978-80-7318-654-8.
- [5] ŠVEC, Vladimír. Části a mechanismy strojů: mechanické převody. 1. vyd, dotisk. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2003. 174 s. ISBN 80-01-01934-9.
- [6] KALÁB, Květoslav. Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1860-3.
- [7] KOPÁČEK, Jaroslav. Pohony a převody. 2. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2009. ISBN 978-80248-1967-9.
- [8] SHIGLEY, Joseph Edward a Charles R. MISCHKE. Mechanical Engineering Design. 6th edition. New York: The McGraw-Hill Company, 2001. ISBN 9780071181860.
- [9] JIANG, Wei. Analysis and Design of Machine Elements. 2019. Dalian University of Technology, China: John Wiley & Sons Singapore Pte., 2019. ISBN 9781119276074.
- [10] MOTT, Robert L. Machine elements in mechanical design. 4th ed. Upper Saddle River: Prentice Hall, 2004. ISBN 0-13-061885-3.
- [11] KHURMI, R. S. a J. K. GUPTA. A textbook of machine design: (S.I. units). New Delhi: Eurasia Publishing House, 2005. ISBN 81-219-2537-1.
- [12] KŘÍŽ, Rudolf a Pavel VÁVRA. Strojírenská příručka: 24 oddílů v osmi svazcích. Praha: Scientia, 1998. ISBN 80-7183-054-2.
- [13] VELIČKOVÁ, Eva. Stroje a zařízení: části strojů [online]. 2002 [cit. 2021-01-14]. Dostupné z: <https://www.fbi.vsb.cz/export/sites/fbi/040/.content/galerie-souboru/studijni-materialy/castistroju.pdf>

- [14] PEŠÍK, Lubomír. Části strojů: stručný přehled. Vyd. 5., dopl. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2015. ISBN 978-80-7494-183-2.
- [15] ZACHARIÁŠ, Ladislav. Části strojů: učební texty. V Praze: Česká zemědělská univerzita, 2005. ISBN 80-213-1342-0.
- [16] KEMKA, Vladislav. Stavba a provoz strojů: stroje a zařízení pro SPŠ strojní. Praha: Informatorium, 2009. ISBN 978-80-7333-075-0.
- [17] DILLINGER, Josef. Moderní strojírenství pro školu i praxi. Praha: Europa-Sobotáles, 2007. ISBN 978-80-86706-19-1.
- [18] C. TURNER, Ian. Engineering Applications of Pneumatics and Hydraulics. 2nd Edition. London: Routledge, 2020. ISBN 978-0367460846.
- [19] FISCHER, Ulrich. Základy strojnictví. Praha: Europa-Sobotáles, 2004. ISBN 80-86706-09-5.
- [20] SIEMENS katalog. SIEMENS [online]. [cit. 2021-01-24]. Dostupné z: [Product Details - Industry Mall - Siemens DE](#)
- [21] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: učebnice pro školy technického zaměření. Šesté vydání. Úvaly: Albra, 2017. ISBN 978-80-7361-111-8.

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

A	Skutečná osová vzdálenost	[mm]
A_0	Přibližná osová vzdálenost	[mm]
b	Šířka ozubení	[mm]
C_k	Součinitel počtu řemenů v převodu	[-]
C_L	Součinitel vlivu délky řemene	[-]
C_p	Součinitel provozního zatížení	[-]
C_α	Součinitel úhlu opásání	[-]
d	Průměr drážkovaného hřídele	[mm]
D_1	Průměr roztečné kružnice pastorku kuželového soukolí 1	[mm]
d_{1min}	Minimální výpočtový průměr hřídele 1	[mm]
D_2	Průměr roztečné kružnice kola kuželového soukolí 1	[mm]
d_{2min}	Minimální výpočtový průměr hřídele 2	[mm]
D_3	Průměr roztečné kružnice pastorku čelního soukolí 2	[mm]
d_{3min}	Minimální výpočtový průměr hřídele 3	[mm]
D_4	Průměr roztečné kružnice kola čelního soukolí 2	[mm]
d_{4min}	Minimální výpočtový průměr hřídele 4	[mm]
D_5	Průměr roztečné kružnice pastorku čelního soukolí 3	[mm]
D_6	Průměr roztečné kružnice kola čelního soukolí 3	[mm]
D_{a1}	Průměr hlavové kružnice pastorku kuželového soukolí 1	[mm]
D_{a2}	Průměr hlavové kružnice kola kuželového soukolí 1	[mm]
D_{a3}	Průměr hlavové kružnice pastorku čelního soukolí 2	[mm]
D_{a4}	Průměr hlavové kružnice kola čelního soukolí 2	[mm]
D_{a5}	Průměr hlavové kružnice pastorku čelního soukolí 3	[mm]
D_{a6}	Průměr hlavové kružnice kola čelního soukolí 3	[mm]
D_ε	Průměr čepu	[mm]

D_{f1}	Průměr patní kružnice pastorku kuželového soukolí 1	[mm]
D_{f2}	Průměr patní kružnice kola kuželového soukolí 1	[mm]
D_{f3}	Průměr patní kružnice pastorku čelního soukolí 2	[mm]
D_{f4}	Průměr patní kružnice kola čelního soukolí 2	[mm]
D_{f5}	Průměr patní kružnice pastorku čelního soukolí 3	[mm]
D_{f6}	Průměr patní kružnice kola čelního soukolí 3	[mm]
d_{h1}	Nejmenší průměr hřídele 1	[mm]
d_{h2}	Nejmenší průměr hřídele 2	[mm]
d_{h3}	Nejmenší průměr hřídele 3	[mm]
d_{h4}	Nejmenší průměr hřídele 4	[mm]
d_p	Výpočtový průměr malé řemenice	[mm]
D_p	Výpočtový průměr velké řemenice	[mm]
D_r	Průměr roztečné kružnice čepů spojky	[mm]
d_s	Střední průměr drážkovaného hřídele	[mm]
F	Obvodová síla	[N]
f	Ohybová frekvence	[s ⁻¹]
F	Tečná síla působící na drážkování	[N]
F_A	Axiální síla působící na hřídel	[N]
$F_{D1,2}$	Dovolené zatížení prvního soukolí	[N]
F_{o1}	Obvodová síla na kuželové soukolí 1	[N]
F_{o3}	Obvodová síla na čelním soukolí 2	[N]
F_{o6}	Obvodová síla na čelním soukolí 3	[N]
F_R	Radiální síla působící na hřídel	[N]
F_s	Síla působící na střižné čepy	[N]
F_u	Pracovní předpětí řemene	[N]
h	Výška drážky	[mm]

h_a	Výška hlavy zubu	[mm]
h_f	Výška paty zubu	[mm]
i	Převodový poměr	[-]
$i_{1,2}$	Převodový poměr kuželového soukolí 1	[-]
$i_{1,4}$	Celkový převodový poměr	[-]
$i_{2,3}$	Převodový poměr čelního soukolí 2	[-]
$i_{3,4}$	Převodový poměr čelního soukolí 3	[-]
K	Počet klínový řemenů	[-]
l	Délka pera	[mm]
$l_{\check{c}}$	Délka čepu	[mm]
L_h	Životnost ložiska	[h]
L_n	Životnost ložiska	[$10^6 \cdot \text{ot}$]
L_p	Výpočtová délka řemene	[mm]
m	Modul ozubení	[mm]
M_{k0}	Kroutící moment elektromotoru	[N . m]
M_{k1}	Kroutící moment na hřídeli 1	[N . m]
M_{k2}	Kroutící moment na hřídeli 2	[N . m]
M_{k3}	Kroutící moment na hřídeli 3	[N . m]
M_{k4}	Kroutící moment na hřídeli 4	[N . m]
M_{kv}	Pojistný kroutící moment spojky	[N . mm]
M_{MAX}	Maximální ohybový moment na hřídeli	[N . mm]
M_{RED}	Redukovaný moment na hřídeli	[N . mm]
n_1	Otáčky na hřídeli 1	[ot/min]
n_2	Otáčky na hřídeli 2	[ot/min]
n_3	Otáčky na hřídeli 3	[ot/min]
n_4	Otáčky na hřídeli 4	[ot/min]

n_m	Otáčky elektromotoru	[ot/min]
N_o	Výkon přenesený jedním řemenem	[kW]
p_d	Dovolené napětí v tlaku	[MPa]
P_{ef}	Skutečný výkon elektromotoru	[kW]
P_p	Výkon elektromotoru	[kW]
P_r	Radiální dynamické ekvivalentní zatížení	[N]
R_{AY}	Reakční síla v bodě A	[N]
R_{BY}	Reakční síla v bodě B	[N]
r_d	Rychlostní součinitel pro otláčení	[-]
r_o	Rychlostní součinitel pro ohyb	[-]
t	Hloubka drážky v hřídeli	[mm]
t	Rozteč	[mm]
y_d	Tvarový součinitel pro otláčení	[-]
y_o	Tvarový součinitel pro ohyb	[-]
z_1	Počet zubů pastorku kuželového soukolí 1	[-]
z_2	Počet zubů ozubeného kola kuželového soukolí 1	[-]
z_3	Počet zubů pastorku čelního soukolí 2	[-]
z_4	Počet zubů ozubeného kola čelního soukolí 2	[-]
z_5	Počet zubů pastorku čelního soukolí 3	[-]
z_6	Počet zubů ozubeného kola čelního soukolí 3	[-]
α	Úhel opásání malé řemenice	[°]
δ_1	Úhel roztečného kužele	[°]
η	Účinnost	[-]
σ_{Dd}	Základní dovolené napětí pro otláčení	[MPa]
σ_{Do}	Základní dovolené napětí pro ohyb	[MPa]
σ_{ODOV}	Dovolené napětí v ohybu	[MPa]

τ_{Ds}	Dovolené napětí ve smyku	[MPa]
v	Obvodová rychlost řemene	[m . s ⁻¹]

SEZNAM OBRÁZKŮ

<i>Obr. 1: Blokové schéma převodu ve strojním zařízení [1]</i>	11
<i>Obr. 2: Rozdělení mechanických převodů [1]</i>	12
<i>Obr. 3: Nejpoužívanější profily řemenů [4]</i>	13
<i>Obr. 4: Čelní třecí převod [4]</i>	14
<i>Obr. 5: Druhy řetězových převodů [4]</i>	15
<i>Obr. 6: Druhy ozubených soukolí [3]</i>	17
<i>Obr. 7: Základní zákon ozubení [2]</i>	19
<i>Obr. 8: Základní parametry ozubení [2]</i>	20
<i>Obr. 9: Nejběžnější uspořádání kuželových a kuželočelních převodovek [12]</i>	23
<i>Obr. 10: Mazání převodovky rozstříkem [2]</i>	24
<i>Obr. 11: Korýtková spojka [3]</i>	25
<i>Obr. 12: Kotoučová spojka [14]</i>	26
<i>Obr. 13: Axiální ozubcová spojka [12]</i>	27
<i>Obr. 14: Křížová kloubová spojka [12]</i>	27
<i>Obr. 15: Zubová spojka [12]</i>	28
<i>Obr. 16: Čepová spojka [12]</i>	29
<i>Obr. 17: Obručová spojka [12]</i>	29
<i>Obr. 18: Spojka Bibby [12]</i>	30
<i>Obr. 19: Spojka s šroubovitými pružinami [12]</i>	31
<i>Obr. 20: Prachová spojka [12]</i>	32
<i>Obr. 21: Odstředivá spojka [3]</i>	33
<i>Obr. 22: Axiální volnoběžná spojka s čelní a kuželovou třecí plochou [3]</i>	34
<i>Obr. 23: Radiální volnoběžná spojka s hnanou vnitřní a vnější částí [3]</i>	34
<i>Obr. 24: Pojistná spojka se střížnými kolíky [12]</i>	35
<i>Obr. 25: Pojistná zubová spojka [3]</i>	36
<i>Obr. 26: Kuličková spojka [12]</i>	36
<i>Obr. 27: Pojistná třecí spojka [14]</i>	37
<i>Obr. 28: Spalovací motor [16]</i>	38
<i>Obr. 29: Asynchronní elektromotor Siemens [20]</i>	39
<i>Obr. 30: Zubové, pístové a lamelové hydraulické motory [12]</i>	40
<i>Obr. 31: Schéma pohonu</i>	43
<i>Obr. 32: Řemenový převod</i>	45
<i>Obr. 33: Kuželočelní převodovka</i>	48
<i>Obr. 34: Kuželové soukolí 1</i>	50

<i>Obr. 35: Čelní soukolí 2</i>	53
<i>Obr. 36: Čelní soukolí 3</i>	56
<i>Obr. 37: Schéma zatížení hřídelle 1</i>	59
<i>Obr. 38: Schéma zatížení hřídelle 2</i>	61
<i>Obr. 39: Schéma zatížení hřídelle 3</i>	63
<i>Obr. 40: Schéma zatížení hřídelle 4</i>	65
<i>Obr. 41: Pojistná spojka</i>	68

SEZNAM TABULEK

Tabulka 1 Vlastnosti materiálů kuželového soukolí 1	52
Tabulka 2 Vlastnosti materiálů čelního soukolí 2	55
Tabulka 3 Vlastnosti materiálů čelního soukolí 3	58

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha P I: Sestava převodu

Příloha P II: Výrobní dokumentace pohonu

Příloha P III: Elektronická dokumentace