

HNACÍ JEDNOTKA S ŠNEKOVOU PŘEVODOVKOU A POJISTNOU SPOJKOU

Miroslav Šiška

Bakalářská práce
2012



Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta technologická

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně

Fakulta technologická

Ústav výrobního inženýrství

akademický rok: 2011/2012

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: Miroslav ŠIŠKA

Osobní číslo: T09477

Studijní program: B 3909 Procesní inženýrství

Studijní obor: Technologická zařízení

Téma práce: Hnací jednotka s šnekovou převodovkou a pojistnou spojkou

Zásady pro vypracování:

- 1) Vypracujte literární studii na dané téma**
- 2) Navrhněte šnekovou převodovku pro převodový poměr 1:25, výkon 5 kW a výstupní otáčky $n=116 \text{ min}^{-1}$**
- 3) Zhotovte sestavu převodovky**
- 4) Zhotovte výrobní dokumentaci**

Rozsah bakalářské práce:

Rozsah příloh:

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

Seznam odborné literatury:

Dle doporučení vedoucího práce.

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. František Volek, CSc.

Ústav výrobního inženýrství

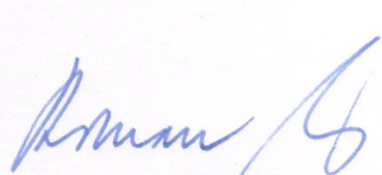
Datum zadání bakalářské práce:

13. února 2012

Termín odevzdání bakalářské práce:

25. května 2012

Ve Zlíně dne 13. února 2012



doc. Ing. Roman Čermák, Ph.D.

děkan



prof. Ing. Berenika Hausnerová, Ph.D.

ředitel ústavu

Příjmení a jméno: ŠIŠKA MIROSLAV

TECHNOLOGICKÁ
Obor: ZARÍZENÍ

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že

- beru na vědomí, že odevzdáním diplomové/bakalářské práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb. o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších právních předpisů, bez ohledu na výsledek obhajoby ¹⁾;
- beru na vědomí, že diplomová/bakalářská práce bude uložena v elektronické podobě v univerzitním informačním systému dostupná k nahlédnutí, že jeden výtisk diplomové/bakalářské práce bude uložen na příslušném ústavu Fakulty technologické UTB ve Zlíně a jeden výtisk bude uložen u vedoucího práce;
- byl/a jsem seznámen/a s tím, že na moji diplomovou/bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, zejm. § 35 odst. 3 ²⁾;
- beru na vědomí, že podle § 60 ³⁾ odst. 1 autorského zákona má UTB ve Zlíně právo na uzavření licenční smlouvy o užití školního díla v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona;
- beru na vědomí, že podle § 60 ³⁾ odst. 2 a 3 mohu užit 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 22. 5. 2012

.....
.....

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 nevydávalečně 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 nahlázení 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 užit 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 přihlídně k vyšší výdělku dosaženého školou nebo školským či vzdělávacím zařízením z užití školního díla podle odstavce 1.

ABSTRAKT

Tato práce se zabývá studiem ozubených převodů, různých druhů pohonných jednotek a hřídelovými spojkami. Literární část je zaměřena na obecný přehled jednotlivých prvků.

V druhé části práce je zhotoven návrh a konstrukční provedení spolu s technickou dokumentací pohonné jednotky s šnekovým převodem a pojistnou spojkou dle zadaných hodnot.

Klíčová slova:

Převodové mechanismy, Šnekové ozubení, šneková převodovka, třecí spojka

ABSTRACT

The thesis deals with gear drives, various types of drive units and shaft couplings. The theoretical part provides a general overview of the individual elements. The empiric part contains a design proposal and a structural design proposal together with technical documentation of an engine and a locking worm gear coupling according to the specified values.

Keywords:

Gear mechanism, Worm gears, worm gearbox, fiction clutch

Na tomto místě bych rád poděkoval Ing. Františku Volkovi Csc., za rady, postřehy a trpělivost při tvorbě mé bakalářské práce. Také své rodině a přátelům za podporu.

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

OBSAH

ÚVOD	10
I TEORETICKÁ ČÁST	11
1 PŘEVODOVÉ MECHANISMY - PŘEVODY	12
1.1 PŘEVODY S NEPŘÍMÝM PŘENOSEM POHYBU	12
1.1.1 Řemeny, řetězy, lana	12
1.2 PŘEVODY S PŘÍMÝM PŘENOSEM POHYBU.....	15
1.2.1 Třecí převody	15
1.2.2 Silové převody – ozubených kol	15
2 HNACÍ JEDNOTKY	21
2.1 ELEKTRICKÉ HNACÍ JEDNOTKY - ELEKTROMOTORY	21
2.1.1 Stejnoseměrné motory	21
2.1.1.1 Hlavní typy stejnosměrných motorů.....	22
2.1.2 Motory na střídavý proud.....	23
2.1.2.1 Synchronní motory	23
2.1.2.2 Asynchronní (indukční) motory.....	24
2.1.3 Další druhy motorů	25
2.1.3.1 Krokový motor.....	25
2.1.3.2 Lineární elektromotor	26
2.1.3.3 Střídavý servomotor.....	26
2.2 TEKUTINOVÉ HNACÍ JEDNOTKY	27
2.2.1 Hydrogenerátory a rotační hydromotory.....	27
2.2.1.1 Zubové	28
2.2.1.2 Lamelové	29
2.2.1.3 Pístové.....	30
2.2.2 Pneumatické rotační motory	33
2.2.3 Přímočaré motory.....	34
2.2.4 S kyvným pohybem.....	36
3 HŘÍDELOVÉ SPOJKY	37
3.1 MECHANICKY NEOVLÁDANÉ SPOJKY.....	37
3.1.1 Nepružné	37
3.1.1.1 Trubkové.....	37
3.1.1.2 Korýtková	38
3.1.1.3 Kotoučové.....	38
3.1.2 Nepružné vyrovnávací spojky.....	39
3.1.2.1 Axiální trubková	39
3.1.2.2 Radiální s křížovým kotoučem	39
3.1.2.3 Kloubová spojka čepová.....	39
3.1.3 Pružné.....	40
3.1.3.1 Polygonová (Hardyho) spojka	40
3.1.3.2 Obručová spojka	40
3.1.3.3 Pružinová spojka.....	41
3.2 MECHANICKY OVLÁDANÉ SPOJKY	41
3.2.1 Ozubcová spojka	42
3.2.2 Lamelová třecí spojka	42
3.2.3 Pojistné spojky	43

3.2.3.1	Prokluzovací spojka	43
3.2.3.2	Vysmekovací spojka	43
3.2.4	Rozběhové spojky	43
3.2.5	Volnoběžné spojky	44
II	PRAKTICKÁ ČÁST	45
4	ZADÁNÍ	46
4.1	SCHÉMA	46
4.2	ÚVOD DO PROGRAMU MITCALC	46
4.2.1	Způsoby výpočtů	47
	Výpočet pro geometrický a pevnostní návrh a kontrolu šnekového soukolí.	47
	Výpočet pro valivá ložiska	47
	Výpočet pro tvarové spoje hřídele s nábojem.....	47
5	NÁVRH ŠNEKOVÉHO OZUBENÍ	48
5.1	ŠNEKOVÉ OZUBENÍ	49
5.1.1	Ložisko šneku LEVÉ	50
5.1.2	Ložisko šneku PRAVÉ	50
5.1.3	Ložisko kola LEVÉ	51
5.1.4	Ložisko kola PRAVÉ	51
5.2	TVAROVÉ SPOJE HŘÍDELE S NÁBOJEM	52
5.2.1	Tvarová drážka pro kolo	52
5.2.2	Tvarová drážka pro lamelu spojky	52
5.3	VÝSTUPNÍ HŘÍDEL PRO KOLO	53
5.4	POJISTNÁ SPOJKA	53
5.4.1	Pružina pojistné spojky	53
5.4.2	Lamela pojistné spojky	54
	Třecí plocha spojky	54
	Měrný tlak v ploše	54
	Třecí moment přenesený spojkou	54
	Výkon přenesený spojkou	54
	ZÁVĚR	55
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	56
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	57
	SEZNAM OBRÁZKŮ	58
	SEZNAM TABULEK	60
	SEZNAM PŘÍLOH	61

ÚVOD

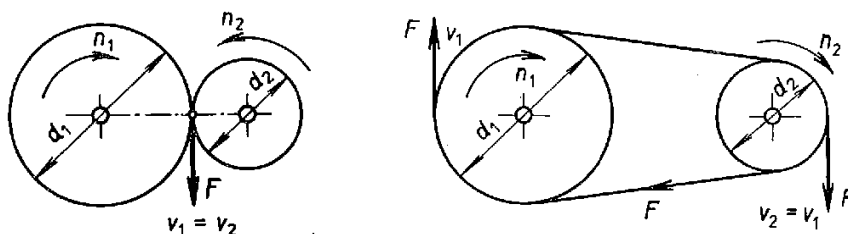
Když jsem se zamýšlel nad tématem bakalářské práce, hned od začátku jsem dočista jasno neměl. Lákala mě jednak práce s kompozity, které osobně považuji za materiály budoucnosti, a jednak jsem chtěl kouskem srdce zůstat u toho, co mám nejraději - strojírenství. Po dlouhé a se spoustou otázek vzniklé diskusi padla volba na strojírenství. Ozubená kola, jakož to vrcholné dílo strojírenského průmyslu, mi jsou tím správným tématem. A přitom to na pohled vypadá tak jednoduše, pomyslel by si jeden neznalý, „Pár koleček s zoubky co se otáčejí.“ Dnešní moderní technika a nutnost přesnějších výpočtů dohnaly onu konstrukci ozubených kol do jiných rozměrů. Standardní moduly a geometrie ozubení dnes již pomalu nahrazují nové a hlavně co do únosnosti výkonnější ozubení. Předmětem pro výpočty se tak stává i například samotná hlučnost ozubení, kde jak se ukazuje, i tato má zásadní vliv na únosnost a trvanlivost daných ozubených kol. Touto problematikou se zabývá například literatura [2] kde jsou uvedeny poznatky z vývoje ozubených kol HCR. Přiznávám, odbornost literatury daleko převyšuje schopnosti vnímat celý problém, avšak zatím přijímám výzvu a jsem připraven na začátku své cesty se vzdělávat a poznávat. Všichni přeci víme, že inženýrem se člověk nestane ze dne na den získáním titulu. Cesta je dlouhá a motivací může být, třeba lepší svět pro naše děti. Mou práci sem tedy nakonec zaměřil na jednodušší zabezpečovací pohon. V sestavě elektromotor, šneková převodovka a pojistná třecí spojka. V úvodní teoretické části jsem se pokusil shrnout informace o všech daných prvcích této jednotky. Témata jsou však v každém oboru velmi rozsáhlá a tudíž mi nešlo ani tak o detailnost, nýbrž o nastínění jednotlivých podčástí, aby si každý mohl udělat aspoň malou představu o jednotlivých variacích jednotky. Ty jsou při dnešních možnostech opravdu rozmanité. V praktické části pak provedu návrh celého konstrukčního řešení včetně výpočtové zprávy jednotlivých dílů jednotky. Mým cílem bude celý návrh volit co možná nejohleduplněji s přihlédnutím možných technických i ekonomických hledisek.

I. TEORETICKÁ ČÁST

1 PŘEVODOVÉ MECHANISMY - PŘEVODY

Mechanické převody slouží k vytvoření kinematické a silové vazby mezi hnacím a hnaným hřídelem a k zajištění plynulého toku výkonu při změně úhlové rychlosti a odpovídající změně točivého momentu. Mechanickým převodem se přenáší a rozvádí otáčivý pohyb a mechanická energie (točivý moment, výkon, obvodová síla). Při přenosu se tedy může měnit obvodová rychlost a smysl otáčení hnaného hřídele a někdy se mění i druh pohybu (otáčivý na posuvný). Každý mechanický převod se skládá nejméně ze dvou kol. [3]

Součástí každého převodového mechanismu bývá zpravidla i hnací jednotka. Tato pak realizuje potřebný druh pohybu a požadovaný výkon. Jednoduchý převod pak lze realizovat různými druhy. Rozdělit je můžeme například takto:



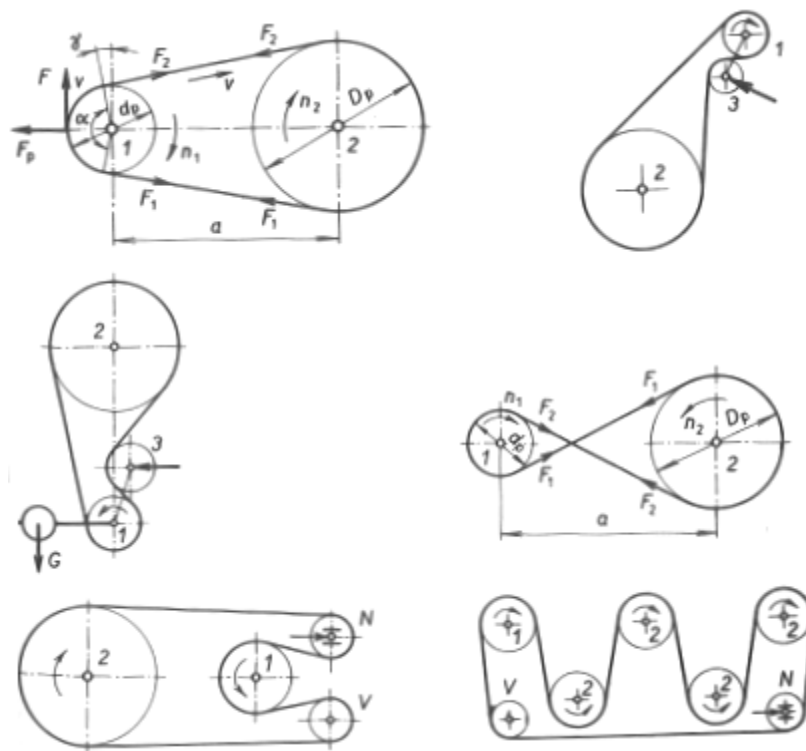
Obr. 1 – Příklad převodu s přímým a nepřímým přenosem pohybu [4]

1.1 Převody s nepřímým přenosem pohybu

Řemeny, řetězy, lana a další ohebné či pružné převodové tažné členy umožňují transformaci a přenos výkonu mezi dvěma hřídeli pomocí silového obepnutí hnací a hnané řemenice. S výhodou tichého chodu, jednodušší konstrukce, velmi dobré účinnosti, schopnosti pomocí jednoho prvku pohánět více řemenic, možnosti tlumit momentové rázy v důsledku pružnosti tažného členu či tlumit kmitání často nahrazují ozubená kola a jiné relativně tuhé strojní součásti sloužící k přenosu výkonu. [1,5]

1.1.1 Řemeny, řetězy, lana

Řemenové převody slouží pro přenos menších a středních výkonů (výjimečně i velkých výkonů) na větší vzdálenosti, zpravidla mezi rovnoběžnými hřídeli. Při přetížení mohou sloužit jako pojistné spojky a zabránit tak poškození jiných částí stroje. Jedním řemenem lze pohánět několik řemenic a použitím oboustranného řemene lze též pohánět hřídele s opačným smyslem otáček. Nevyžadují přesnou výrobu, vykazují nepatrné opotřebení řemenic, umožňují snadnou údržbu a levný provoz. [1,4]

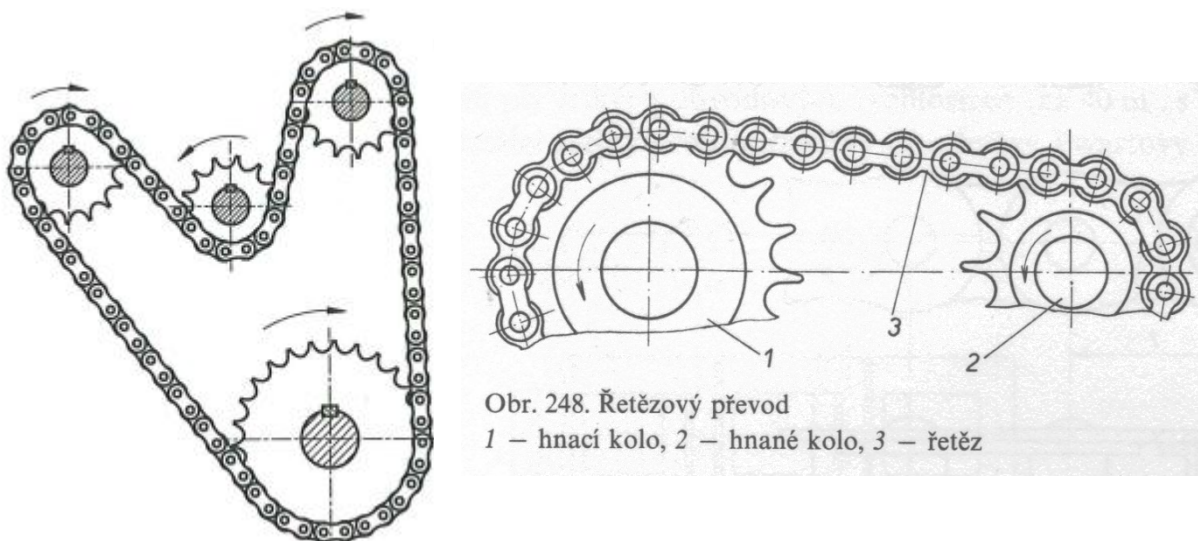


Obr. 2 – Příklady řešení řemenových převodů [4]

Mezi nevýhody patří nestálý převodový poměr, vytahování či opotřebením a stárnutí řemene po delší době běhu, citlivost na teplotu, vlhkost a chemické prostředí. Při prokluzu možnost vzniku statické elektřiny. Mnoho dalších nevýhod odstraní synchronní řemenový pohon. [1,4]

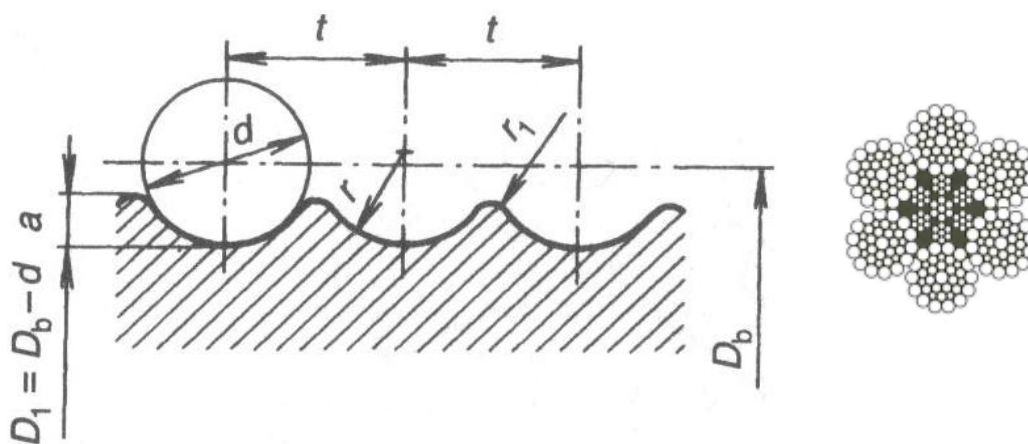
Řetězové převody přenáší výkon mezi řetězovými koly a řetězem tvarovým stykem, takže nedochází ke skluzu. Používají se k přenosu malých a středních výkonů na nepříliš vzdálené rovnoběžné hřídele. Postačuje jim minimální předpětí, které nezvyšuje namáhání ložisek. Snadno lze pohánět i reverzní hřídele. Dosahují vynikající účinnosti (až 98%) a při zajištění kvalitního mazání i vysoké trvanlivosti (až 20 000 pracovních hodin). Možnosti použít víceřadých řetězů pro vyšší výkony. [1,4,5]

Nevýhodou je použití jen pro otevřené opásání na rovnoběžné hřídele, nutnost stavitelnosti vzdálenosti os hřídelů či použití napínací kladky. Zvětšování délky řetězu vytažením vnějších desek a opotřebením pouzder válečků. Nerovnoměrnost chodu při použití malých rozměrů řemenice, vyšší hlučnost a náročnější na mazání, zvláště v prašných a otevřených prostředích. [1,4,5]



Obr. 3 – Ukázka řetězového převodu [1]

Lanové převody se používají zejména u zvedacích a sklápěcích zařízení. Nejčastějším převodovým členem jsou lana ocelová, jež se skládají z jednoho či více pramenů šroubovitě (stejněsměrně nebo protisměrně) navinutých kolem jádra lana. Prameny jsou tvořeny patentovanými ocelovými dráty vinutými po vrstvách. Jádro bývá vyrobeno z kovového či nekovového materiálu. Mezery mezi prameny bývají vyplněny nekovovým materiálem. Při běhu lana přes kladku nebo buben dochází k vzájemnému otírání a v laně vzniká složitá napjatost. Konstrukce a namáhání lan proto doporučuje používat kladky a bubny s co možná největším průměrem, protože velké zatížení může vést k trvalé deformaci lana. [5]



Obr. 4 – Tvar drážky na bubnu a průřez lanem [7]

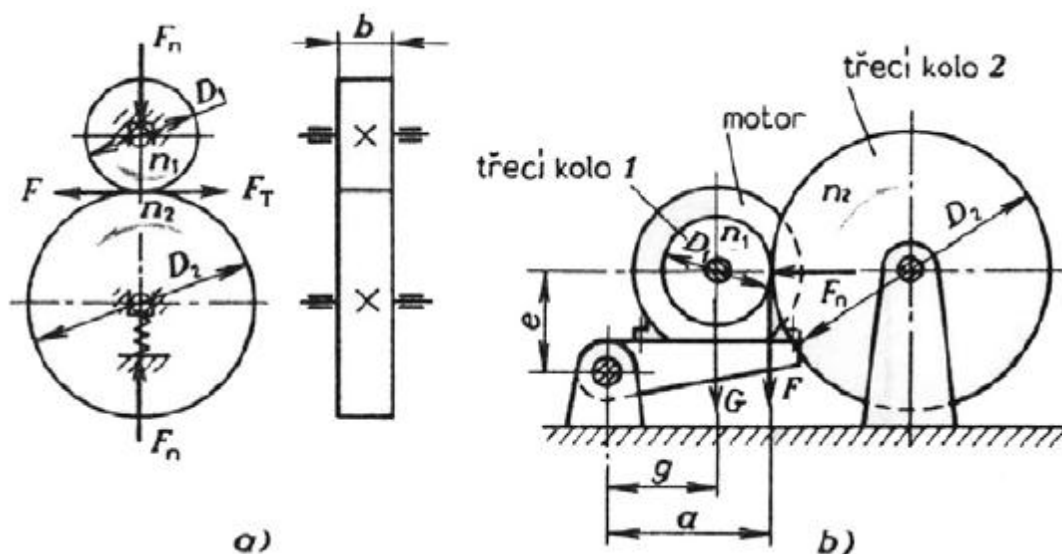
1.2 Převody s přímým přenosem pohybu

1.2.1 Třecí převody

U třecích převodů se obvodová síla F přenáší z hnacího kotouče na hnaný buď přímo (tj. přímým stykem kotoučů, nebo nepřímo (tj. prostřednictvím mezičlenů kladky nebo prstence). Používají se k přenosu menších výkonů na blízké rovnoběžné nebo různoběžné hřídele. Třecí převody mohou být uspořádány jako převody se stálým převodovým poměrem nebo s plynule měnitelným převodovým poměrem (variátory). [4,8]

Jejich hlavní výhodou je možnost plynulé změny převodového poměru za chodu. Svým uzpůsobením zmírňují nárazová zatížení i náhlé změny rychlosti i rozběh a zastavení při připojení a odpojení převodu, tudíž je možno jich využít i jako spojek.

Nevýhodami těchto převodů je především kolísavý a nepřesný převodový poměr, zároveň nutnost velkých přitlačných sil pro dotek jednotlivých ploch kotoučů a tím vytvářený velký tlak na ložiska hřídelů. [8]



Obr. 5 – Možné řešení třecího převodu [9]

1.2.2 Silové převody – ozubených kol

Je to převod dvěma koly, jejichž zuby do sebe vzájemně zapadají, také se vzájemně opírají o sebe a současně se odvalují bočními plochami.

„Ozubená kola se stala symbolem strojírenství. Jsou základním prvkem, kterým se ve strojích realizuje přenos a transformace mechanické energie a pohybu. Patří mezi nejsložitější strojní součásti, a to jak po stránce teoretické a konstrukční tak výrobní. Přestože byla ob-

jevena už před několika staletími, neustále se vyvíjejí a potřeba literatury, která by souhrnně zachycovala poslední stav znalostí tohoto oboru, je pro praxi stále aktuální“. [11]

Výhody

- Zajišťují stálý převodový poměr bez skluzu se schopností přenosu velkých výkonů
- Vysoká účinnost a spolehlivost provozu při malých rozměrech a kompaktnosti
- Vyznačují se dlouhou životností, jednoduchou obsluhou a nenáročnou údržbou

Nevýhody

- Vysoké nároky na přesnost výroby, musíme používat speciální nástroje a stroje při jejich výrobě, což se projevuje i na ceně
- Neumožňují tlumení rázů a dynamického zatížení a jsou hlučná
- Nelze dosáhnout libovolného převodového poměru

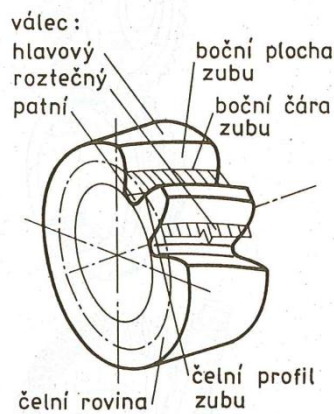
Vzájemně zabírající kola spolu tvoří *soukolí*. To může být *jednoduché* nebo *složené*. Menší kolo se obvykle nazývá *pastorek*, ten častokrát bývá s hřídelí vyroben jako jeden kus. Druhé kolo je *velké kolo*. Potřebný kroutící moment se přenáší tlakem v do sebe navzájem zabírajících kol. (4,9-j)

„Změnu otáčivého pohybu mezi dvěma hřídeli charakterizuje převodový poměr i , který při číselném značení spolu zabírajících členů (hnané kolo 1 a hnací kolo 2) je kinematicky definován vztahem:

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

Velikost poměru i se zpravidla chápe jako absolutní hodnota. Hodnoty $i > 1$ odpovídají převodům do pomala (redukci), hodnoty $i < 1$ charakterizují převody do rychla.“ [4]

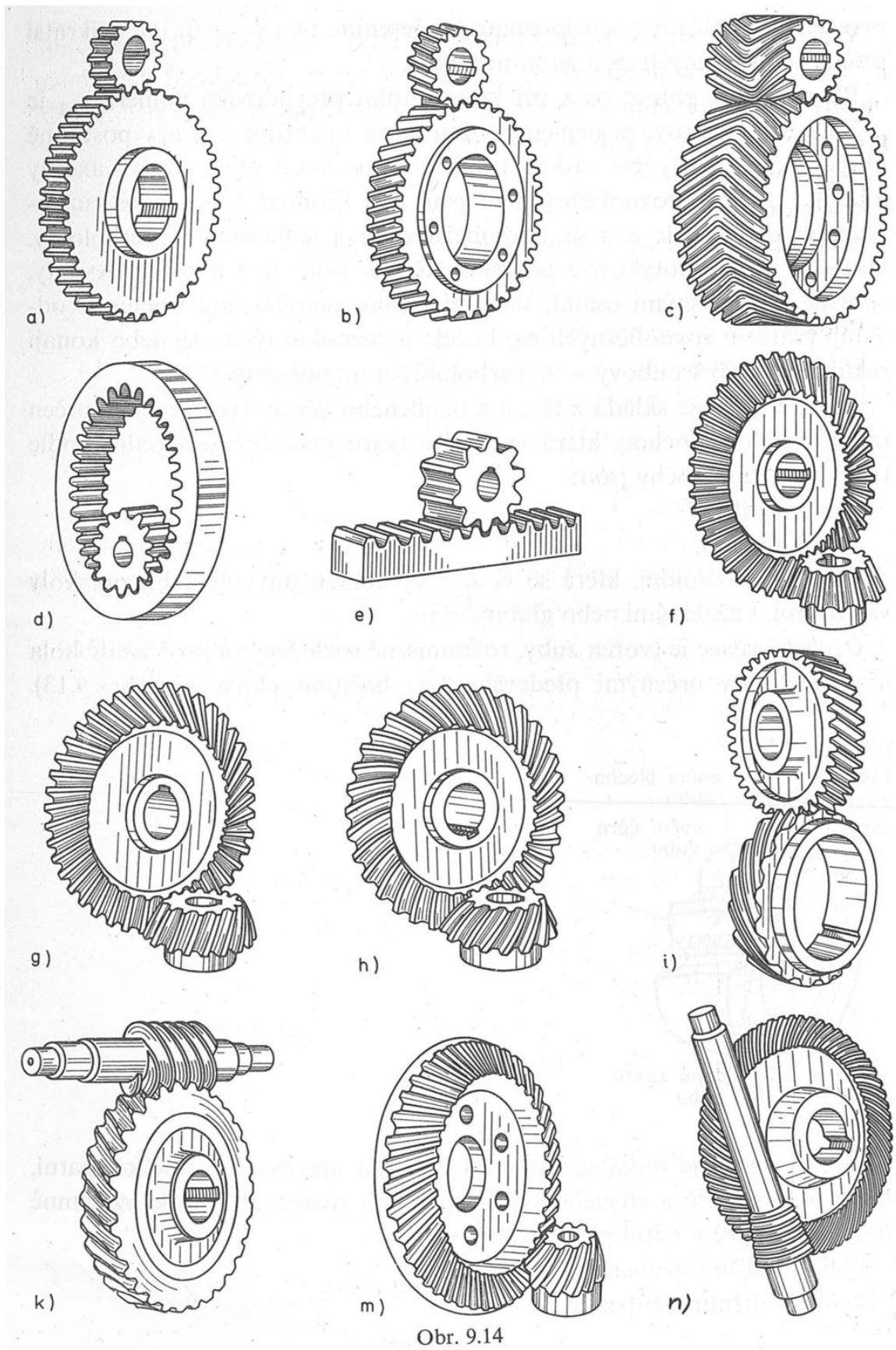
„Ozubené kolo se skládá z těla a z ozubeného věnce. Tvar věnce je určen tzv. roztečnou plochou. Ta je dána z tvaru příslušného axiomu a je buď válcová, kuželová nebo hyperboloidní (tyto se však pro svou výrobní složitost nahrazují jiným typem). Ozubený věnec je tvořen zuby, rovnoměrně rozloženými po obvodě kola a geometricky určenými především tzv. bočními plochami.“ [4]



Obr. 6 – Popis ozubeného kola [4]

Ozubená kola se zpravidla rozlišují podle tří hledisek (Obr. 7)

- Vzájemné polohy os dvou hřídelů na:
 - Rovnoběžná – čelní soukolí s vnitřním i vnějším ozubením
 - Různoběžná – kuželová soukolí
 - Mimoběžná – šroubová soukolí válcová, soukolí šneková, hypoidní
- Tvaru zubu
 - Čelní kola se zuby přímými, šikmými, šípovými, kruhovými
 - Kuželová kola se zuby přímými, šikmými, kruhovými, cykloidními
- Způsobu záběru zubu
 - Soukolí valivá
 - Soukolí šroubová (šneková)



Obr. 9.14

Obr. 7 – Druhy ozubených převodů [4]

Šneková soukolí

Jelikož v mojí práci se budu zabývat tímto konkrétním druhem ozubení, rozeberu teoreticky jen toto.

Používají se ke spojení dvou hřídelů, jejichž osy jsou mimoběžné a vzájemně kolmé. Na rozdíl od valivých ozubení se kola po sobě nejen odvalují, ale také posouvají ve směru stykové přímky, čímž vzniká pohyb šroubový. Průměr jednoho kola je vzhledem ke druhému kolu malý, takže jeho zuby tvoří celistvé závity a kolo má vlastně podobu šroubu. Proto se pro tato kola vžil přiléhavý název "šnek". Tento šnek bývá buď jednoduchý, případně vícechodý, takže lze tímto soukolím dosáhnout vysokých převodových poměrů (5 - 100, výjimečně 300) [1,5,8]

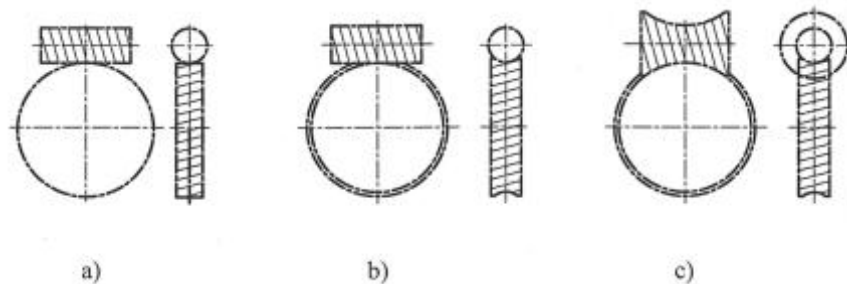
Šneková soukolí rozdělujeme

1 – podle tvaru šneku

- a) šnek i kolo má tvar válce – šnek zabírá s čelním kolem se šikmými zuby, styk zubů je pouze bodový. Proto mohou přenášet jen malé výkony, jako např. při ručním pohonu
- b) šnek má tvar válce, kolo tvar globoidu – tento druh šnekového soukolí je nejčastější
- c) šnek i kolo mají tvar globoidů – je to způsob nejlepší, neboť soukolí se vyznačuje nejvyšší trvanlivostí, ale z výrobního hlediska je také nejdražší.

2 – podle tvaru boční křivky profilů zubu šneku

- a) spirální – boční křivkou profilu zubů v čelní rovině šneku je Archimédova spirála. V osové rovině má profil zubu šneku tvar lichoběžníku, který je totožný s profilem základního profilu. V normální rovině N-N je křivka profilu vypouklá
- b) evolventní – boční křivkou profilu zubů v čelní rovině šneku je evolventa. V osové rovině X-X proložené osou šneku je boční křivka zubu šneku mírně vypouklá
- c) obecné – boční křivkou profilu zubů šneku je obecná křivka. Z celé řady možných profilů je nejdůležitější ten, jehož tvary zubů šneku mají v normální rovině N-N opět tvar lichoběžníka, který je totožný s tvarem základního profilu. V osové rovině X-X je boční křivka profilu zubu šneku mírně vypouklá.



Obr. 8 – Druhy šnekových soukolí podle tvaru šneku [1]

Hlavní údaje ozubení [8]

- *Roztečná kružnice*; jsou to průměry valivých (roztečných) válců do roviny kolmé k jejich ose. Na skutečných (hotových) kolech nejsou znatelné a nedají se ani snadno přesně změřit, ale jsou důležité pro konstrukci a výrobu ozubení (nastavení stroje). Na roztečné kružnici měříme rozteč a další hodnoty vlastního ozubení (zub - šířka, výška apod.)
- *Rozteč*; je to vzdálenost sousedních stejnohlých křivek profilu zubů, měřená v oblouku na roztečné kružnici kola nebo jako úsečka na roztečné přímce základního profilu ozubeného hřebenu při ozubení hřebenovém. Jde tedy o část roztečné kružnice, připadající na jeden zub a mezeru.
- *Tloušťka zubu*; je to vzdálenost dvou sousedních protilehlých profilů zubu, měřená na roztečné kružnici. Teoreticky je rovna polovině rozteče, ve skutečnosti je z důvodů nepatrné vůle mezi zuby menší, než šířka zubní mezery. Tato "boční" vůle bývá (podle druhu ozubení a jeho přesnosti) 1/20 až 1/60 rozteče.
- *Zubní mezera*; je to prostor mezi dvěma sousedními zuby. Jestliže z roztečné připadá jedna část (teoreticky jedna polovina) na šířku zubu, potom zbytek připadá na zubní mezeru.
- *Boky zubů*; jsou pracovní části zubů
- *Hlavová (patní) kružnice*; omezují hlavu a patu zubu
- *Výška zubu*; je vzdálenost hlavy a paty zubu, měřená středem zubu ve směru poloměru roztečné kružnice.
- *Modul*; část průměru roztečné kružnice připadající na jeden zub a jednu zubní mezeru. Hodnoty modulu jsou normalizovány.

2 HNACÍ JEDNOTKY

2.1 Elektrické hnací jednotky - Elektromotory

„Motory jsou zařízení, měnící elektrickou energii v mechanickou. Představují tedy elektromechanické měniče energie. Mohou být připojeny ke střídavému nebo stejnosměrnému zdroji elektrické energie – jedná se o střídavé nebo stejnosměrné motory.“ [10]

„Motor má pevný stator a pohyblivý rotor, mezi nimiž je vzduchová mezera. Vnitřnímu průměru statoru se říká průměr vrtání. Státorem bývá obvykle vnější část motoru, rotor, uložený na ložiskách, se v ní otáčí. Ve speciálních případech se vyskytuje i uspořádání opačné, kdy rotuje vnější část motoru. Hřídel motoru může být horizontální i vertikální.“ [10]

Stator i rotor jsou opatřeny vinutím. Toto bývá rozložení, sestávající z cívek založených v drážkách po obvodě vzduchové mezery nebo ve formě cívek, nasunutých na vyniklých pólech, rozmístěných po obvodě vzduchové mezery. Konce vynutí jsou vyvedeny do svorkovnice. Místo pólů s cívkami se v některých případech používají permanentní magnety.“ [10]

„Ta část motoru, v níž se při pohybu indukuje napětí, bývá též nazývána kotvou. Zpravidla je to rotor motoru (např. u stejnosměrných motorů), může to však být i jeho stator (např. u synchronních motorů, buzených rotorem). Motory působí na základě tažné síly od vodiče, umístěného v magnetickém poli a protékaného proudem.“ [10]

2.1.1 Stejnosměrné motory

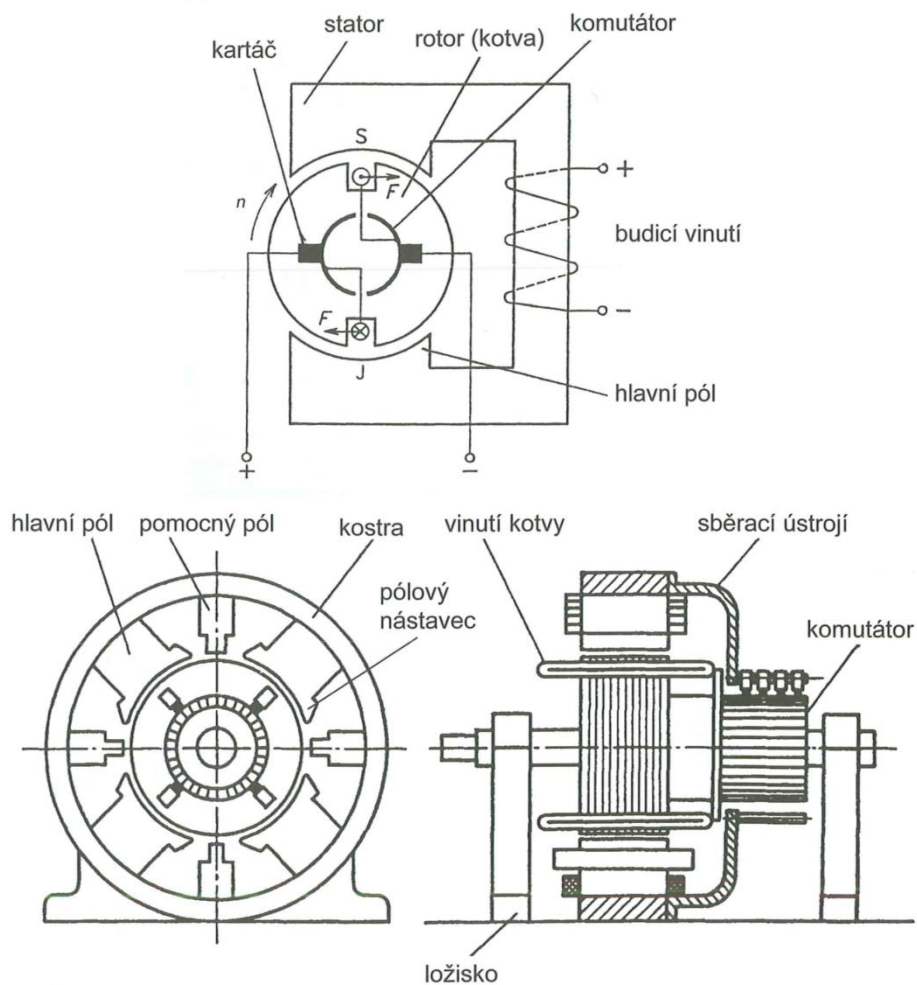
Stejnosměrné motory mají stacionární magnetické pole. Směr otáčení jejich rotoru je dán vzájemnou orientací zapojení vinutí statoru a rotoru a její změnou se mění. [10]

Stator těchto motorů je po obvodě opatřen pravidelně prostřídánými a navzájem magneticky opačně orientovanými vyniklými hlavními póly (cívky jejich vinutí budí magnetické pole motoru) a vyniklými pomocnými, komutačními póly (napomáhají komutaci rotorového vinutí). [10]

Rotor, nese v drážkách rozložené vinutí s cívkami, vyvedenými k mechanickému komutátoru. Komutátor zajišťuje přivádění správně orientovaného proudu do cívek vinutí rotující kotvy tak, aby všechny proudem protékané cívkové strany vytvářely v magnetickém poli hlavních pólů točivý moment souhlasného smyslu. Ke komutátoru přiléhají grafitické nebo

elektrografitické kartáče. Tyto se umísťují do magneticky neutrálního místa (teoreticky do středu mezi po sobě následujícími hlavními póly a je jich, stejně jako pólů vždy sudý počet. Složení, nastavení, zabroušení a zaběhání kartáčů významně ovlivňuje průběh komutace.

Proud, protékající vinutím kotvy, vytváří reakční magnetické pole, které zeslabuje a deformuje magnetické pole hlavních pólů a ovlivňuje i magnetické pole komutačních pólů. K potlačení reakčního pole se do drážek pólových nástavců hlavních pólů umísťuje kompenzační vinutí. [10]

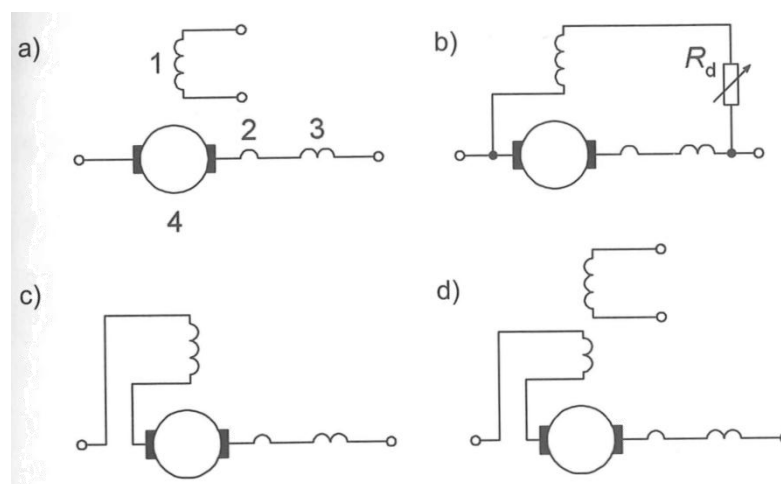


Obr. 9 – Principiální a konstrukční schéma stejnosměrného motoru [10]

2.1.1.1 Hlavní typy stejnosměrných motorů

- Motor s cizím buzením – má vinutí hlavních pólů napájené z nezávislého zdroje. Bývá jí buď menší dynamo, nazývané budič nebo řízený či neřízený usměrňovač.

- b) Derivační motor – neboli motor s paralelním buzením má budicí vinutí připojené na napětí kotvy. Budicí proud lze řídit v sérii s tímto vinutím připojeným derivačním rezistorem s proměnným odporem nebo pulzním měničem.
- c) Sériový motor – má budicí vinutí zapojeno do série s kotvou.
- d) Kompaundní motor – neboli motor se smíšeným buzením má na hlavních pólech dvoje vinutí. Hlavní budicí vinutí, které je napájené z nezávislého zdroje a sériové budicí vinutí, protékané proudem kotvy a působící buď souhlasně, nebo nesouhlasně s působením hlavního vinutí.



Obr. 10 – Hlavní typy stejnosměrných motorů [10]

V průmyslových pohonech přicházení v úvahu prakticky pouze motory s cizím buzením nebo motory derivační. Sériové a kompaundní motory se uplatňují především v trakci.

2.1.2 Motory na střídavý proud

Střídavý zdroj bývá jedno- nebo vícefázový, nejčastěji trojfázový (rozvodná síť). Tyto motory mají točivé magnetické pole a smysl jeho otáčení odpovídá smyslu otáčení rotoru motoru. Změna směru se docílí změnou sledu fází vinutí. Střídavé jednofázové motory střídají pulzační magnetické pole, které se chová jako dvě protiběžná točivá pole. Rotor motoru se může otáčet v obou směrech, záleží na počátečním podnětu. [10]

Existují dva základní druhy motorů poháněné střídavým proudem.

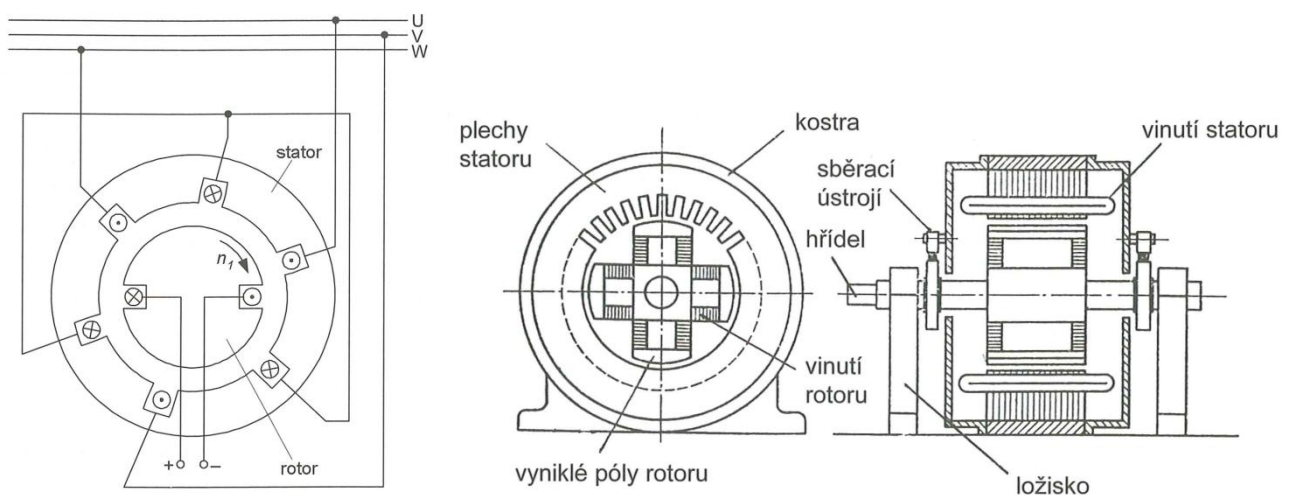
2.1.2.1 Synchronní motory

Funkce toho motoru je založena na principu točivého magnetického pole ve vzduchové mezeře. Toto je vytvářeno buzením trojfázového statorového vinutí, jež je unášeno syn-

chronní rychlostí rotorem buzeným stejnosměrným proudem, který vytváří obecně vícepólový magnet s pólovými páry. Vlivem pružnosti vazby magnetického pole rotoru s točivým magnetickým polem statoru se mechanicky zatížený rotor za polem prostorově zpožďuje o tzv. zátěžový úhel, narůstá, jehož velikost narůstá se zvětšováním zatěžovacího momentu motor. [10]

„Motor vyvozuje synchronní točivý moment úměrný indukovanému napětí ve statoru. Při rozběhu je nutné motor jiným způsobem spustit naopak při přetížení dochází skokově k poklesu kroutícího momentu a motor se zastaví. Synchronní točivý moment se dostavuje pouze v synchronizmu – ustáleném stavu při rychlosti otáčení rotoru rovné otáčení točivého magnetického pole motoru. Jsou konstruovány jako stroje s rotorem s vyniklými póly nebo s hladkým (válcovým) rotorem.“ [10]

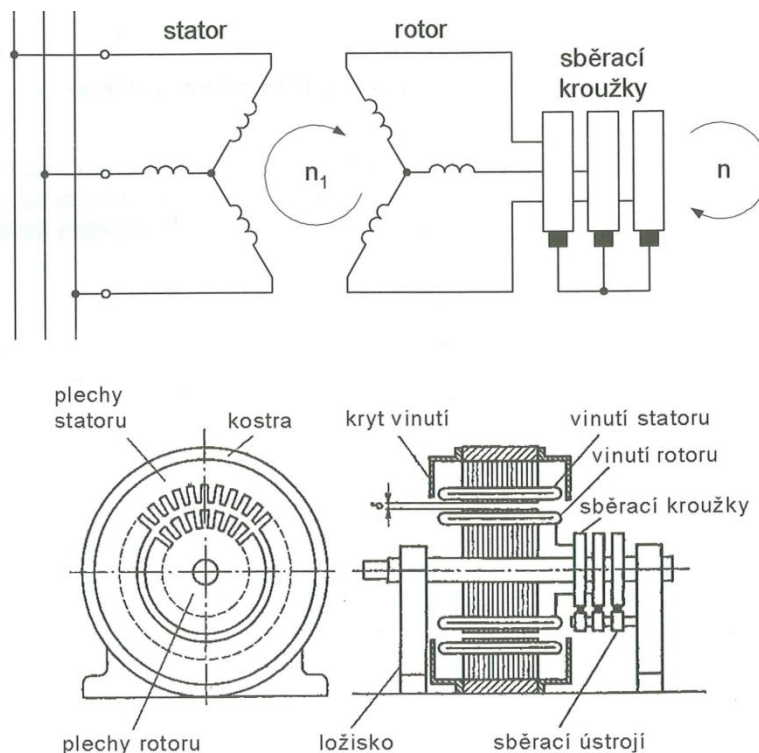
Synchronní motory lze najít v hodinkách pro udržení přesného času nebo v gramofonech, či tam kde nejsou jejich nevýhody zásadním problémem.



2.1.2.2 *Asynchronní (indukční) motory*

Funkce tohoto motoru, vynalezeného N. Teslou, spočívá taktéž na točivém magnetickém poli, které je buzeno trojfázovým vinutím rozloženým v drážkách statoru. Rotor však není permanentní magnet, nýbrž elektromagnet tvořený klecí, která je vodivě spojena a vytváří zkrat. Rotor se zmagnetizuje indukčními proudy skrze klec, které jsou vyvolány působením rotujícího magnetického pole ve statoru. Rotor se tedy začne otáčet vlivem odpuzová-

ní jednotlivých točivých magnetických polí. Vlivem působení třecích sil vzniká tzv. skluz. Tento udává poměrnou změnu rychlostí otáčení rotoru vůči synchronní rychlosti otáčení magnetického pole. Čím větší je skluz, tím větší je i indukovaný proud v kleci rotoru a větší výstupní krouticí moment. Z tohoto důvodu jsou skutečné otáčky asynchronního motoru závislé na velikosti zatížení. [10,13]



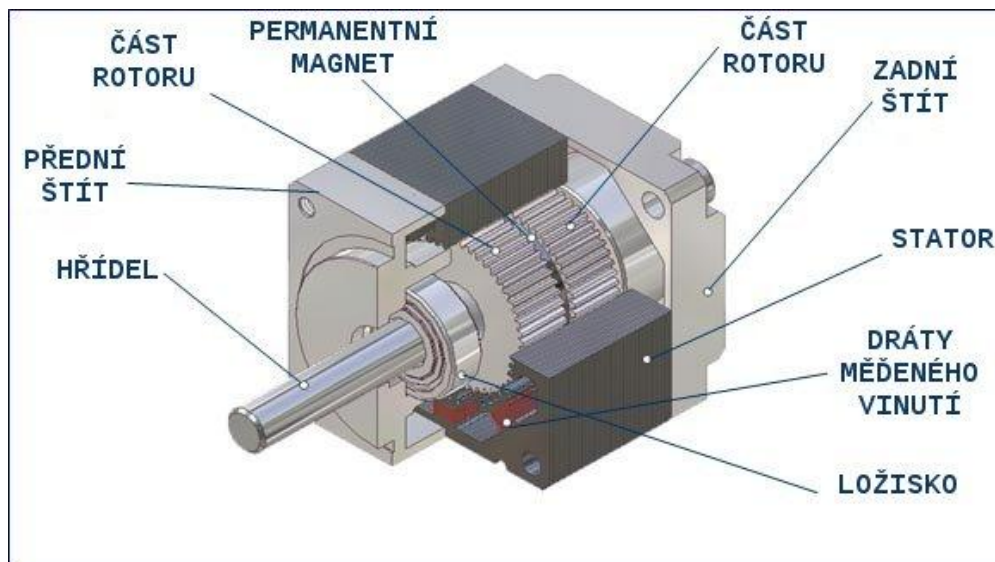
Obr. 12 – Principiální a konstrukční schéma indukčního motoru [10]

2.1.3 Další druhy motorů

2.1.3.1 Krokový motor

„Je to synchronní točivý stroj většinou napájený impulsy stejnosměrného proudu. Magnetické pole je generováno postupným napájením jednotlivých pólových dvojic. Pohyb rotoru krokového motoru je při nízkých rychlostech nespojitý, rotor se pohybuje mezi stabilními polohami vždy v určitém úhlu – mluvíme o pohybu v krocích. Počet kroků (stabilních klidových poloh) je dán počtem pólových dvojic, rovněž může být ovlivněn způsobem ovládání. K pohybu tohoto motoru je vždy třeba řídicí elektronika – ovladač krokového motoru. K mechanickému kontaktu a tudíž otěru nedochází u krokových motorů jinde než v ložiscích. Vyznačují se proto velkou mechanickou odolností, dlouhou dobou života a

provozem téměř bez údržby. Nevýhodou krokových motorů je tzv. ztráta kroku, která nastává při překročení mezního zatížení a sklon k mechanickému zakmitávání, které může vést k nestabilitě při pohybu. Obě tyto negativní vlastnosti lze předem vyloučit volbou vhodného motoru a ovladače s přihlédnutím k momentovým charakteristikám pohonu.“ [15]



Obr. 13 – Popis krokového motoru [14]

2.1.3.2 Lineární elektromotor

„Je elektrický motor, který nevykonává pohyb rotační, ale posuvný. Jde o netočivý elektrický stroj, který nemá žádné rotující součásti. Jedná se o mnohápólový motor, jehož stator je rozvinut do délky podél celé pojezdové dráhy stroje. Svoji povahou je konstrukčně blíže ke klasickému transformátoru zapojenému nakrátko, s tím, že magnetický obvod obsahuje mezeru pro oddělení pohyblivé a nepohyblivé části stroje.“ [13]

Využívají se v dopravě pro pohon vlaků (maglev); dále v přesných CNC obráběcích strojích (brusky), kde jemný magnetický pohyb překonává mechanické převody; ve zvonících pro rozhoupání zvonů. [13]

2.1.3.3 Střídavý servomotor

Jde o synchronní motory s permanentními magnety na rotoru a třífázovým vinutím ve statoru, ale bez jiskřivého komutátoru s kartáči. Optimalizovaná konstrukce s použitím nových magnetických materiálů umožňuje těmto motorům až pětinasobné přetížení. Pro je-

jich vlastnosti jsou vhodné pro dynamicky náročné úlohy s nízkou spotřebou, jako je provoz silničních elektromobilů. [15]

2.2 Tekutinové hnací jednotky

„Přenos energie a jeho řízení je v tekutinových mechanismech umožňují hydraulické, pneumatické a kombinované prvky. Jejich konstrukce je dána především jejich funkcí. Pneumatické prvky jsou konstrukčně jednodušší, což je dáno jednak podstatně nižší pracovním tlakem -40 až 50 krát ve srovnání s hydraulickými mechanismy a tím i nižšími požadavky na těsnost i na materiály částí prvků, jedna zbytečností zpětného vedení vzduchu.“ [12]

„Hydraulický pohon nebo převod využívá k přenosu energie mezi vstupem a výstupem kapalinu. Pneumatický pak využívá k přenosu energie látky v plynném stavu.“ [12]

„Kapaliny a plyny mohou být nositeli více druhů energie (tlakové, kinetické nebo tepelné). Hydraulický pohon nebo převod využívající především kinetickou energii kapaliny se nazývá hydrodynamický pohon (převod). Podobně pneumatický pohon využívající tlakovou energii plynu se nazývá pneumostatický pohon.“ [12]

V této kapitole se budu zabývat pouze pohony využívající tlakovou energii. Tedy půjde o hydrostatické a pneumostatické převodníky, které dle normy ČSN 11 9000-83 patří mezi převodníky generátory, rotační a přímočaré motory a motory s kyvným pohybem.

2.2.1 Hydrogenerátory a rotační hydromotory

Lze rozdělit do tří základních skupin:

- zubové
- lamelové
- pístové

Hlavním určujícím parametrem je tlak a průtok. O vhodnosti využití se rozhoduje kromě technických parametrů také podle jejich regulační schopnosti, velikosti, hlučnosti, hmotnosti, ceně atp. Je třeba tedy komplexně posoudit všechny parametry a vlastnosti, proto určení nebývá jednoduché a často nejednoznačné. [12]

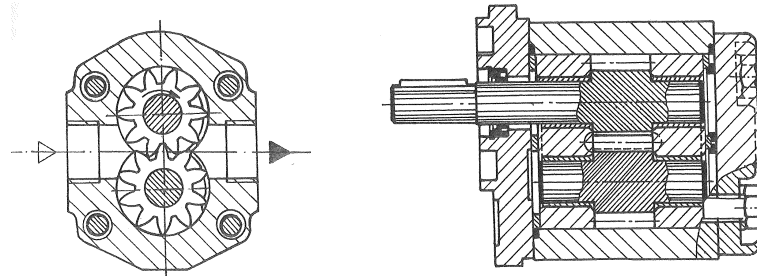
„Základním parametrem každého hydrostatického převodníku je jeho geometrický objem. Což je objem pracovního prostoru, v němž probíhá přestup energie, vztažený na otáčku.“ [12]

2.2.1.1 Zubové

Hydrogenerátory

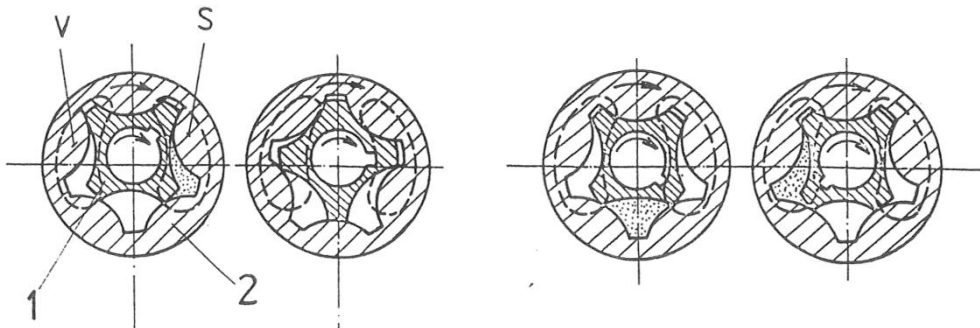
„Patří k nejrozšířenějším typům hydrogenerátorů pro svou jednoduchost, konstrukční-výrobní nenáročnost a spolehlivý provoz. Jako typický neregulační hydrogenerátor se nejčastěji používá v hydraulických obvodech s přímočarými hydromotory. Snese velmi dobře rázová zatížení a má dobrou sací schopnost i při velkých odporech v sání. Používá se nejčastěji provedení s vnějším nebo s vnitřním ozubením.“ [12]

„Princip činnosti vychází ze záběru dvou ozubených kol, v jejichž zubových mezerách je kapalina převáděna ze strany sací na vytlačovanou. Nepatrné vůle a přesnost styku ozubených kol při záběru mají velký vliv na průtokové ztráty a tím i na účinnost.“ [12]



Obr. 14 – Zubový hydrogenerátor [12]

Pro vnitřní ozubení existuje ještě provedení podle původního patentu nazývané GEROTOR. „Funkční část hydrogenerátoru tvoří pastorek a otáčející se vnější kroužek, kde pastorek má o jeden zub méně než kroužek. Tímto chybějícím zubem vzniká dutina, která se otáčením kroužku postupně zvětšuje. Vzniká tak podtlak a sací účinek pro hydrogenerátor, kterým je naplňován sací prostor.“



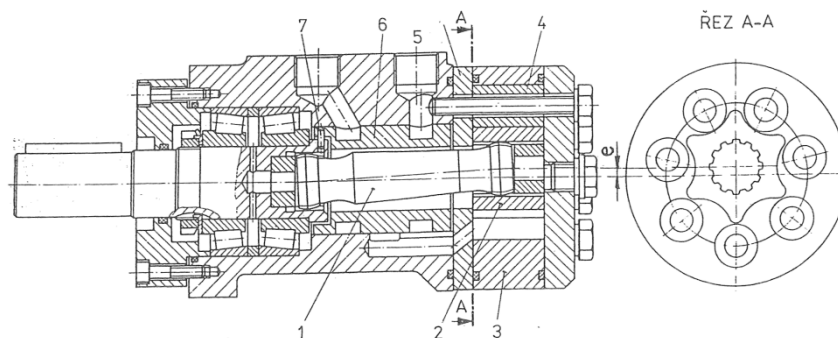
Obr. 15 – Zubový generátor (GEROTOR) [12]

1 - vnitřní pastorek, 2 - vnější pastorek, S - sání, V – výtlač

Hydromotory

„Nejrozšířenější jsou hydromotory se dvěma koly a s vnějším ozubením, to je na rozdíl od hydrogenerátorů konstruováno pro oba směry otáčení, čemuž musí být přizpůsobeno také tlakové vyvážení a těsnění výstupního hřídele. Pro zlepšení účinnosti pod zatížením jsou ozubená kola uložena na valivých ložiskách. Zubové hydromotory mají celkově nižší účinnost než generátory stejného typu. Jinak pracují se stejnými provozními parametry jako hydrogenerátory. Používají se pro nenáročné pohony s občasnou funkcí.“ [12]

V zahraničí jsou velmi rozšířené hydromotory podobné konstrukce jako Gerotor. Princip je na pohybu orbitálním vloženého vnitřního pastorku, jenž je odvozen od kardanového hřídele. Motory jsou určeny do několika desítek kW a nízké až střední otáčky. [12]



Obr. 16 – Zubový hydromotor (ORBITROL) [12]

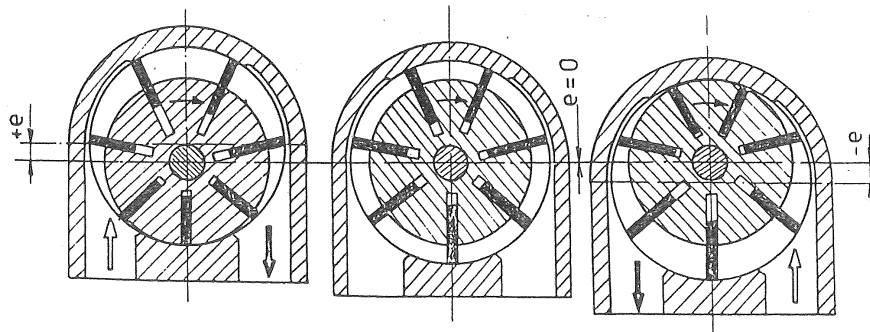
1 – kardanový hřídel, 2 – pastorek, 3 – satorový kroužek, 4 – válečky, 5 – rozvodná deska, 6 – rozvodné rotační šoupátko, 7 – unášecí kolík

2.2.1.2 Lamelové

Hydrogenerátory

„Princip činnosti vychází z vytváření proměnných pracovních prostorů mezi statorem a rotorem s lamelami uloženým vůči ose statoru s excentricitou. Změnou polohy rotoru vůči statoru lze měnit průtok co do velikosti i směru při zachování smyslu otáčení hřídele hydrogenerátoru.“ [12]

Výhodou těchto generátorů oproti zubovým při stejném průtoku je ten, že jsou menší, mají malou pulzaci průtoku a jsou méně hlučné, přičemž zůstávají konstrukčně jednoduché. Velkou předností pak je jejich snadná automatická regulace, kde nahrazují podstatně dražší pístové hydrogenerátory a navíc nemají tak velké nároky na čistotu kapaliny. Tyto provozní vlastnosti plní do středních tlaků.[12]



Obr. 17 – Lamelový nevyvážený hydrogenerátor [12]

Hydromotory

Jejich aplikace nepřináší žádnou zvláštní výhodu ve srovnání s jinými typy hydromotorů, proto se příliš nepoužívají.

2.2.1.3 Pístové

Jsou součástí moderních a výkonových hydraulických zařízení pro své význačné vlastnosti a možnosti splnit nejrůznější aplikační požadavky s výbornými technickými parametry.

Rozdělení se provádí podle polohy pístu k ose rotace na *radiální* a *axiální*.

Radiální hydrogenerátory

„Byli kdysi nejrozšířenějšími pístovými generátory, neboť umožňovaly pracovat s nejvyššími pracovními tlaky – až 60 MPa. Avšak v posledních letech se téměř nepoužívají.“ [12]

Radiální hydromotory

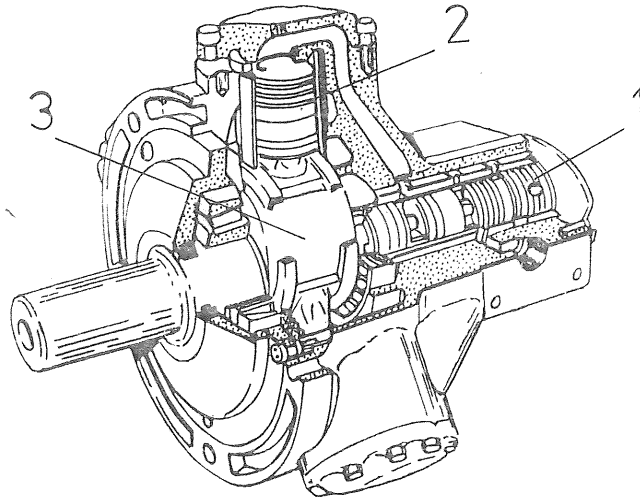
Dostalo se jim většího rozšíření, převážně pro jejich vysoký točivý moment v nízkých a středních otáčkách, kde pak už není třeba mechanická převodovka. Nazývají se tak pomaluběžné či vysokomomentové. [12]

Koncepčně se konstrukce dělí na písty vedenými v statoru a písty vedenými v rotoru. [12]

„První z typů radiálních hydromotorů – s písty vedenými v statoru, přenáší sílu od tlaku kapaliny, přiváděné do jednotlivých válců od rozvodného šoupátka přes ojnice s kluznými ložisky na výstředník, vytvořený na hnacím hřídeli. Rozkladem sil od pístů na složky normální a tangenciální obdržíme točivý moment na hřídeli hydromotoru. [12]

„Druhý typ má místo kruhové opěrné dráhy pro písty dráhu křivkovou, která umožňuje několikanásobný zdvih každého pístu během otáčky, úměrně s počtem křivek oběžné dráhy.“ [12]

Konstrukční řešení s pohyblivým statorem se používá ke konstrukci tzv. hydrokol, užívaných v pojezdových mechanismech mobilních pracovních strojů. Tyto se vyznačují vysokým záběrovým momentem. [12]



Obr. 18 – Radiální pístový hydromotor [12]

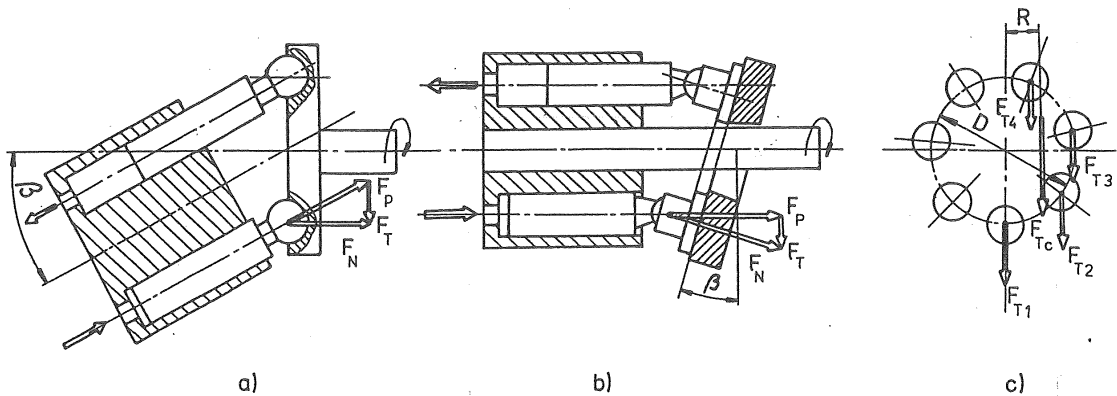
1 – rozvodové šoupátko, 2 – píst s ojnicí a kluzáky, 3 - výstředník

Axiální hydrogenerátory

„V současné době představují nejpoužívanější hydrogenerátory, zejména v hydraulických převodových mechanismech. Vyrábí se dvě základní konstrukční provedení a to s nakloněnou deskou a s nakloněným blokem.“ [12]

Nakloněný blok nebo deska mohou mít konstantní úhel sklonu nebo proměnný v určitém rozsahu úhlů. Tímto je pak možno dosáhnout regulace průtoku případně reverzaci průtoku při stejném otáčení hřídele. [12]

Vývoj a zlepšování těchto generátorů jde stále kupředu, proto nebudu rozepisovat množství konstrukčních řešení, ale pouze uvedu schéma principu.



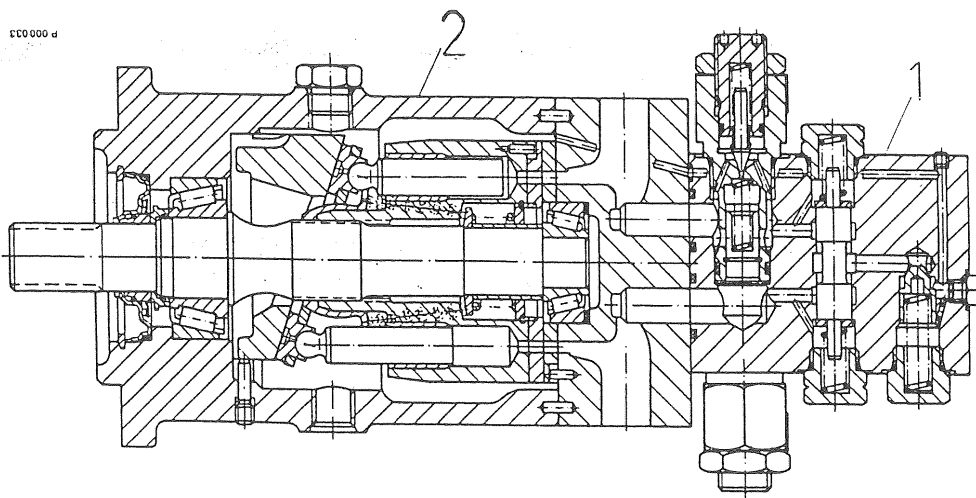
Obr. 19 – Schematické znázornění axiálního pístového hydromotoru [12]

- a) S nakloněným blokem b) s nakloněnou deskou

Axiální hydromotory

„Podle principu činnosti i podle konstrukce je velká většina axiálních hydromotorů shodná se stejnojmennými hydrogenerátory. Motorický účinek převodníku vzniká působením tlakové kapaliny na průměr pístu, na němž vzniká určitá síla, která se podle druhu konstrukce rozkládá na dvě složky.“ [12]

„Přestože jsou oba motory přibližně stejně rozšířeny, mají poněkud odlišné vlastnosti. Např. hydromotor s nakloněnou deskou má nižší rozběhový moment, menší účinnost a vyžaduje lepší filtraci, výhodou však je možnost s průběžným hřídelem. Naproti tomu, motor s nakloněným blokem je rozměrnější a těžší, citlivější k rázovému zatížení, ale má větší regulační rozsah.“ [12]



Obr. 20 – Axiální pístový hydromotor s nakloněnou deskou [12]

- 1 – ventilový blok, 2 – hydromotor

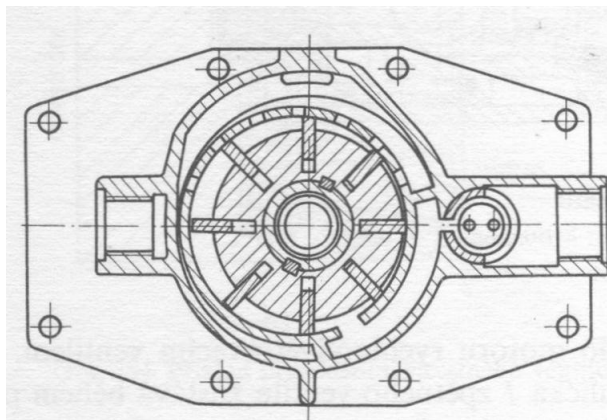
2.2.2 Pneumatické rotační motory

Jen málo se používají jako hnací motory, je to pro jejich malou účinnost (srovnatelná se spalovacím motorem). Přesto však mají své uplatnění dané těmito přednostmi:

- jednoduchá konstrukce a nenáročnost na materiál a technologie výroby
- jednoduchost obsluhy a spolehlivost provozu
- možnost provozu v prašném, vlhkém, mokřém i výbušném prostředí
- necitlivost na rázy od poháněného stroje a tlumení rázů a kmitání
- schopnost trvale přenášet maximální přetížení až k úplnému zastavení a to bez potřeby zvláštního pojistného zařízení, přičemž se motor nezahřívá
- není nutné odpadní potrubí pro vzduch, který předal energii v motoru. Navíc v uzavřených prostorách typu hlubinné doly, vzduch zpřijemňuje pracovní prostředí

„Pracovní parametry jsou určovány možným množstvím energie stlačeného vzduchu, která se v motoru využije a která je dána součinem geometrického objemu pracovních prostorů a přetlakem vzduchu.“ [12]

„Nejrozšířenějším typem jsou pak motory lamelové, užívané zejména v pohonu ručních nástrojů. Protože tyto motory pracují hospodárně až při vyšších otáčkách a protože jejich točivý moment je poměrně malý, užívá se spojení tohoto motoru s jedno až dvoustupňovým planetovým převodem. Méně rozšířené, ale pro větší výkony stavěné jsou pak zubové motory.“ [12]



Obr. 21 – Pneumatický lamelový motor [6]

2.2.3 Přímočaré motory

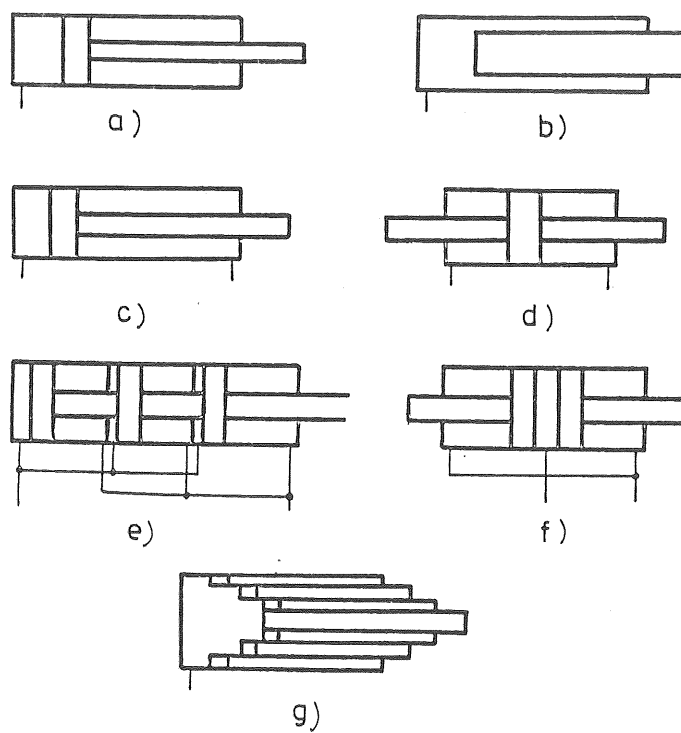
„Jsou nejčastěji používaným pracovním prvkem tekutinových mechanismů, které vyžadují přímočarý pohyb výstupního mechanismu. U hydraulických přímočarých motorů lze při poměrně malých rozměrech dosáhnout sil od několika set N do několika set kN při pracovních rychlostech do $0,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Pracovní tlak kapaliny je maximálně 40 až 50 MPa. Pneumatické přímočaré motory pracují s podstatně nižším tlakem stlačeného vzduchu, což určuje maximální dosahované síly do několika kN, ovšem při značně nižší hmotnosti a podstatně vyšší pracovní rychlosti (několik $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$).“ [12]

„Z hlediska funkce jsou hydraulické a pneumatické přímočaré motory shodné. Konstrukce pneumatických přímočarých motorů je však podstatně jednodušší a rovněž je podstatně menší materiálová a technologická náročnost na hlavní komponenty motoru. Jejich hlavní nevýhodou ve srovnání s hydraulickými motory je obtížná regulace rychlosti mezi krajními polohami jejich zdvihu.“ [12]

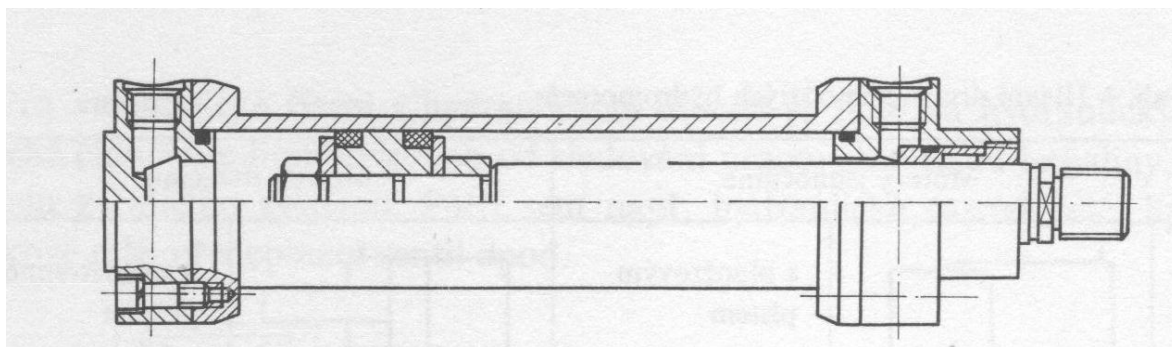
Podle použití lze přímočaré motory rozdělit do tří skupin:

- motory pro vykonávání pohybů bez nároků na přenos síly (manipulační, dopravní, montážní apod.)
- motory pro přenos sil bez nároků na dodržení kinematiky pohybu (tvářecí stroje)
- motory pro přenos relativně malých sil, ale se zvýrazněnými požadavky na dodržení polohové a rychlostní přesnosti (posuvné mechanismy strojů, robotů)

„Základními prvky tohoto motoru je válec, píst a pístnice. Kde obvyklý kruhový průřez trubky u hydraulických motorů je v některých konstrukcích pneumatických motorů nahrazen průřezem obdélníkovým či oválným. Správnou volbou těsnění pístu a pístnice a jeho předepsanou montáží lze dosáhnout téměř nulových průtokových ztrát, takže celková účinnost přímočarých motorů bývá 90 až 95%.“ [12]



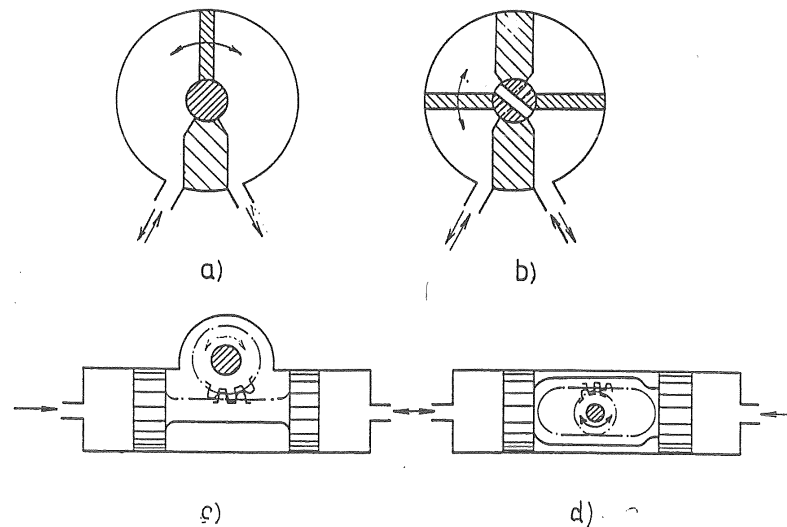
Obr. 22 – Konstrukční principy přímočarých motorů [12]



Obr. 23 - Řez motorem [12]

2.2.4 S kyvným pohybem

„Tyto motory se vyskytují jako hydromotory i jako pneumomotory. Z hlediska konstrukčního provedení jsou buď lamelové jednočinné nebo dvojitě. Nebo pístové dvojitě s vnějším ozubením nebo s vnitřním ozubeným převodem. Motory lamelové jednočinné umožňují úhel kyvu 270 až 300°, motory lamelové dvojitě mají přibližně poloviční úhel kyvu. U motorů pístových je volbou zdvihu pístu (délky válce) možný úhel kyvu i větší než 360°.“ [12]



Obr. 24 – Schéma motorů s kyvným pohybem [12]

- a) Jednočinný lamelový, b) dvojitě lamelový, c) pístový s vnějším převodem, d) pístový s vnitřním převodem.

3 HŘÍDELOVÉ SPOJKY

Charakteristika: jsou to strojní součásti, které trvale nebo dočasně spojují hřídel hnací s hřídelem hnaným nebo také chrání stroj před přetížením.

Spojky ve strojích, u nichž je třeba spojení hřídelů za klidu nebo za chodu měnit se nazývají vypínací. Jindy může spojka tvořit pojistný člen, který rozpojí hřídele při překročení limitních hodnot krouticího momentu. Osy hřídelů mohou mít totožné, různoběžné nebo mimoběžné osy rotace. Samotné vlastnosti a schopnosti spojek jsou pro rozmanitost a členitost překážkou pro jejich jednotné třídění a normalizaci. Zvolil sem proto rozdělení odvíjející se od konstrukce a funkce. [1]

3.1 Mechanicky neovládané spojky

Nemají žádný mechanismus pro vzájemný pohyb částí spojky.

Tyto spojky rozdělujeme ještě podle způsobu přenášení krouticího momentu.

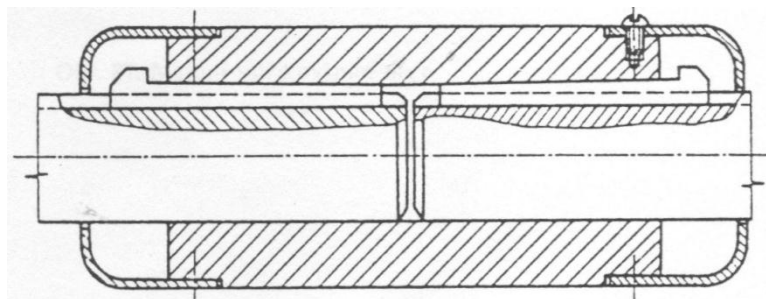
3.1.1 Nepružné

sem patří spojky, jejichž části nemění během činnosti vzájemnou polohu.

3.1.1.1 Trubkové

Jsou nejjednodušší. Vlastně to jsou tlustostěnné trubky, do nichž se nasunují konce spojovaných hřídelů, kde spoje jsou provedeny klíny, šrouby, pery nebo kolíky.

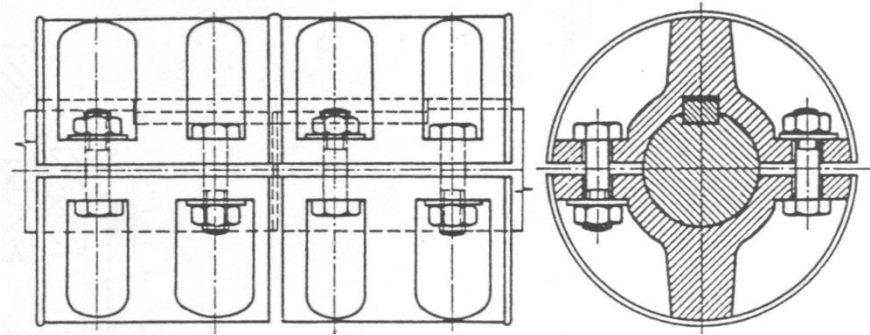
Konstrukce je velmi levná, ale hodí se pouze pro spojení hřídelů stejných průměrů a vyžadují souosost obou hřídelů a přenáší pouze malé krouticí momenty. [9]



Obr. 25 – Trubková spojka [6]

3.1.1.2 Korytková

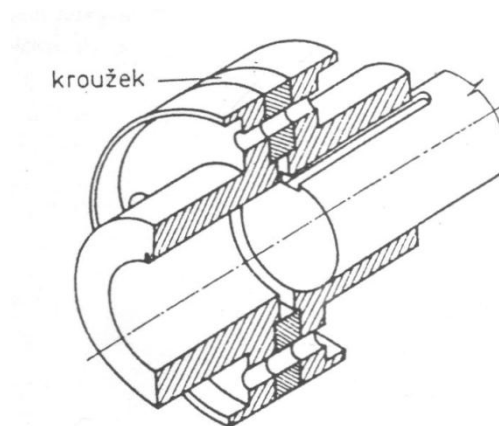
Skládají se ze dvou podélně dělených nejčastěji litinových korytek spojených 4-8 mi šrouby. Pro zajištění proti pootočení se volí například těsné pero. Krouticí moment je přenášen převážně třením. Tyto spojky lze snadno montovat i demontovat a jsou vhodné všude tam, kde se některá část stroje má na delší dobu vyřadit z provozu. [9]



Obr. 26 – Korytková spojka [6]

3.1.1.3 Kotoučové

Dva náboje s kotouči (přírubami) jsou nasazeny na koncích hřídelů a zajištěny těsnými pery nebo klíny a spojeny spojovacími šrouby. Používají se u hřídelů s velkými průměry, tedy tam kde by korytkové spojky byly příliš velké a těžké. Někdy se mezi příruby vkládá 2dílný kroužek z důvodu demontáže na delší dobu. [9]

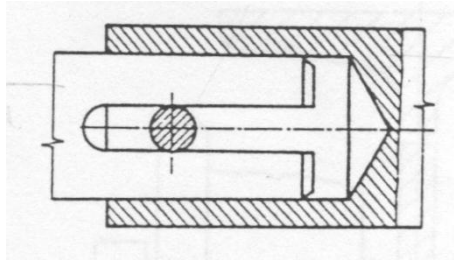


Obr. 27 – Kotoučová spojka [6]

3.1.2 Nepružné vyrovnávací spojky

3.1.2.1 Axiální trubková

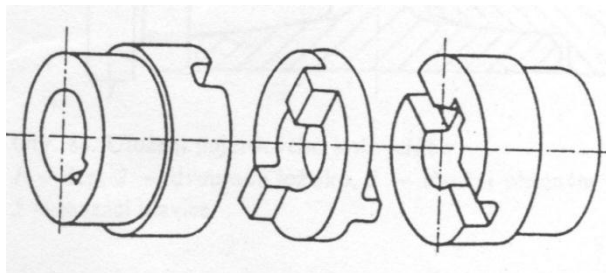
Má hřídel uložen např. v otvoru hnaného hřídele s malou vůlí a připouští tak určitý osový dovolený posuv. Používá se k přenášení malých krouticích momentů (u přístrojů, kuchyňských strojků, malých čerpadel atp.) [9]



Obr. 28 – Axiální trubková spojka [6]

3.1.2.2 Radiální s křížovým kotoučem

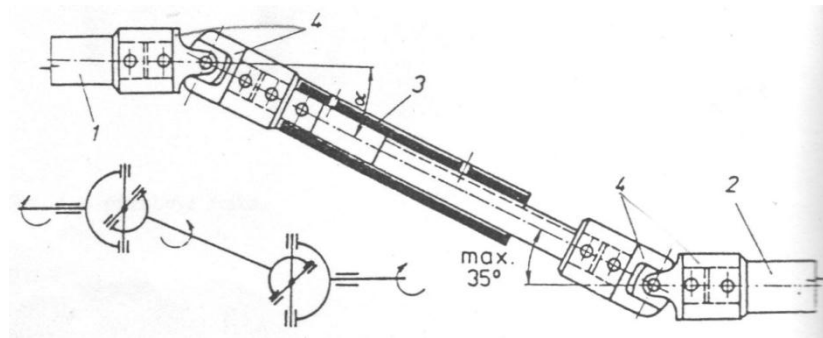
Skládá se z dvou stejných částí, které jsou nasazeny a zajištěny pomocí těsného pera na koncích hnacího a hnaného hřídele. A ze středícího křížového kotouče, který svými výstupky zapadá do vybrání obou dílů spojky. Tato spojka připouští určitou nesouosost hřídelů. Používá se pro přenos malých krouticích momentů. [9]



Obr. 29 – Radiální spojka s křížovým kotoučem [6]

3.1.2.3 Kloubová spojka čepová

Velmi výhodná pro spojení různoběžných nebo i nesoucích hřídelů. Dvě shodné části (vidlice) upevněné na koncích hřídelů jsou spojeny křížovým kusem (kostkou) tvaru kváдру. Tento je s oběma vidlicemi, které kloubově spojuje, spojen čepy. [9]



Obr. 30 – Kloubová spojka čepová [6]

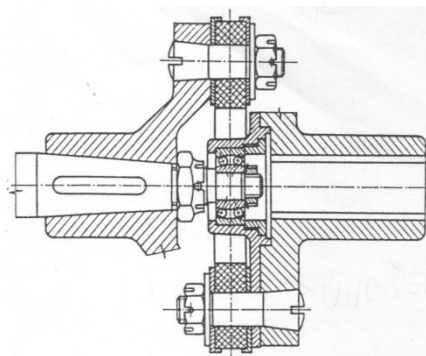
1 – hnací hřídel, 2 – hnaný hřídel, 3 – teleskopický hřídel, 4 – vidlice

3.1.3 Pružné

U těchto spojek jsou většinou hřídele spojeny prostřednictvím pružného elementu. To nám umožňuje například (částečně) vyrovnat úhlové vychýlení obou hřídelů či radiální nebo axiální posunutí. Pružný element bývá nejčastěji z pryže nebo umělých hmot. [9]

3.1.3.1 Polygonová (Hardyho) spojka

Je provedena tak, že na koncích obou hřídelů jsou nasazeny dva stejné, nejčastěji tříramenné unášeče, které jsou proti sobě pootočený o 60° a navzájem propojeny pružným kotoučem. Spojka je schopna vyrovnávat vzájemnou náklonnost obou hřídelů a částečně tlumit dynamické kmitání. [9]



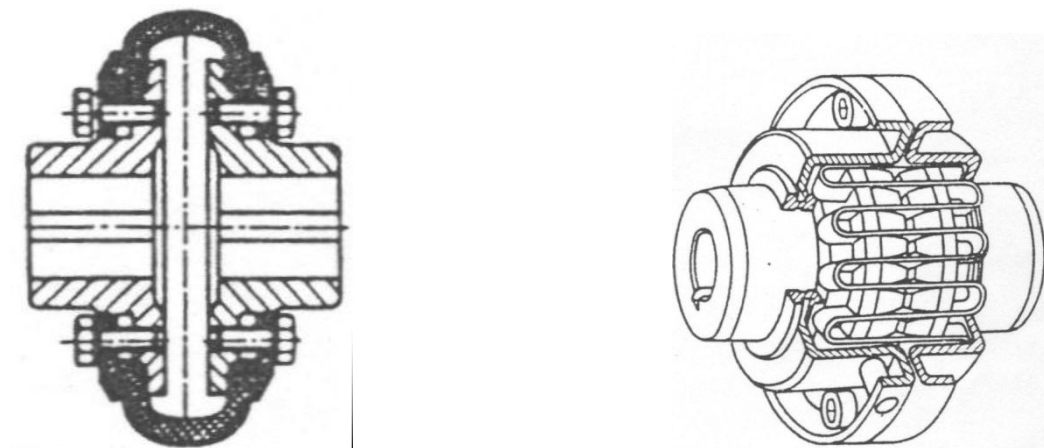
Obr. 31 – Hardyho spojka [6]

3.1.3.2 Obručová spojka

Tvořena je dvěma stejnými kotouči, které mají po svém obvodu připevněnou pryžovou obruč, což je příznivé, požadujeme-li velmi měkké záběry hnacího a hnaného hřídele. Nelze ji však použít pro přenos velkých krouticích momentů. [3]

3.1.3.3 Pružinová spojka

Konstrukce je provedena spojením jednotlivých přírub spojky pomocí vložené pásové pružiny naskládané hadovitým způsobem. Toto nám slouží pro přenos velkých krouticích momentů. [3]



Obr. 32 – Pružná spojka a) obručová b) s hadovitými pružinami [6]

3.2 Mechanicky ovládané spojky

Vlastností navíc u těchto spojek je za klidu nebo chodu spojit či rozpojit hnací a hnaný hřídel. V praxi se nejčastěji dělí na zubové a třecí. U zubových jsou to čelní nebo válcové plochy ozubení, které nám přenášejí točivý moment; v třecích se využívá třecích sil, vznikajících na činné ploše spojky. [3]

Třecími spojkami se dosahuje pozvolného a plynulého rozběhu při jakémkoliv rozdílu otáček hřídelů. Spojení je však omezeno, a může při přetížení proklouznout. [3]

Požadavky na výsuvné spojky:

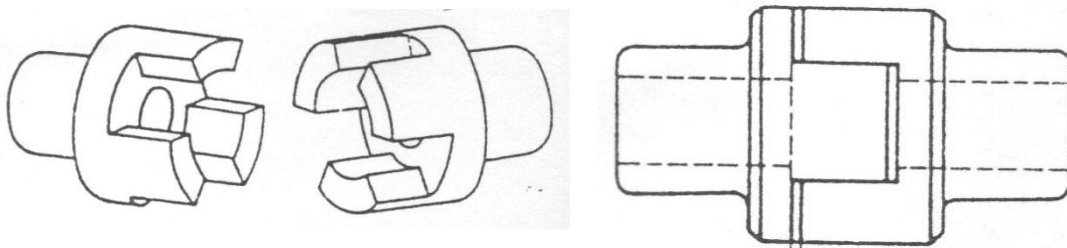
- *Rychlé a snadné zapnutí i vypnutí spojky*
- *Spolehlivé spojení po zapojení*
- *Malé opotřebení a zahřívání spojky i při časté manipulaci*
- *Malé rozměry spojky pro daný točivý moment*
- *Bez rázové zapínání [3]*

Ovládání těchto spojek je realizováno mechanicky, hydraulicky, pneumaticky či elektricky. Volba ovládacího mechanismu je závislá na předpokladech kladených na spojku (umístění

ovládání, velikost přenášeného výkonu, počet sepnutí a rozepnutí za časovou jednotku, provozní podmínky apod.) [3]

3.2.1 Ozubcová spojka

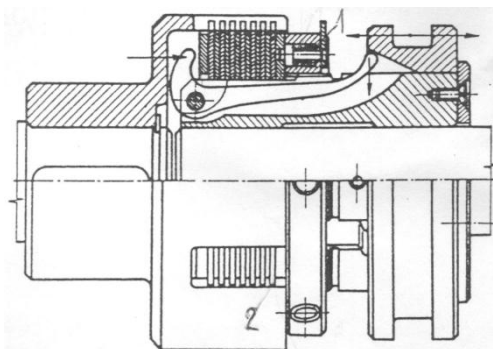
Tato spojka spojuje nebo přerušuje spoj dvou hřídelů, které jsou buď v klidu, nebo konají velmi malé otáčky (do $0,7 \text{ m.s}^{-1}$ rel.obvodové rychlosti) obě části spojky jsou úplně shodné a při zasouvání vznikají velké rázy. Jejich výhodou je axiální vymezení (vyrovnání) vůlí. (9)



Obr. 33 – Ozubcová spojka [6]

3.2.2 Lamelová třecí spojka

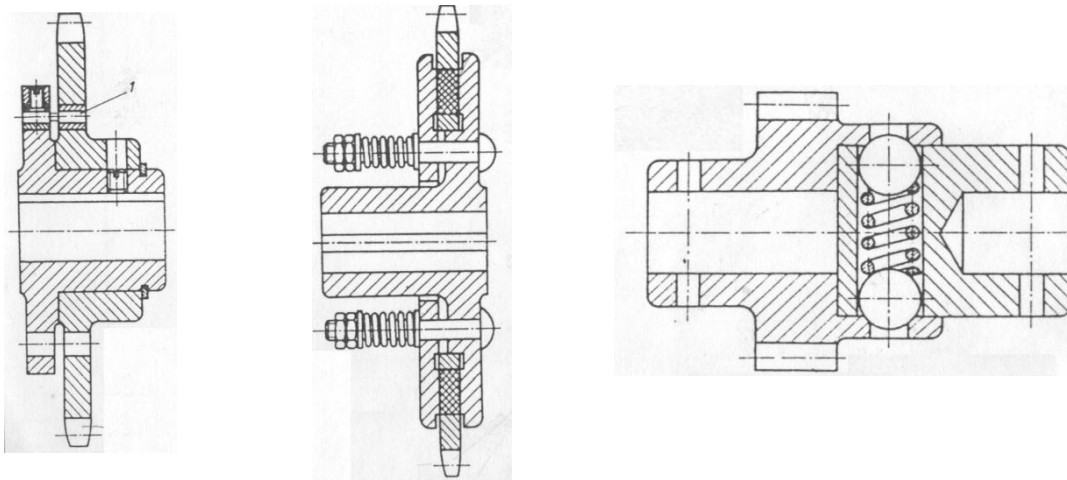
Přenáší velké kroutící momenty pouze třením mezi lamelami hnacího a hnaného hřídele. Lamely jsou různého tvaru a svými obvodovými „zuby“ jsou volně nasazeny na hnací a hnanou hřídel. Velkou předností těchto spojek je velmi plynulý záběr bez rázů. Lamely jsou mazány olejem (ocelové lamely) nebo grafitem, aby se navzájem nezdřeli, neboť vzniká velké množství tepla. Olejová náplň má též funkci chladicí. Konstrukčně lze provést i suchou spojku. [3,6]



Obr. 34 – Lamelová třecí spojka [6]

3.2.3 Pojistné spojky

Jejich účelem je, přerušit spoj mezi hřídeli, dosáhne-li přetížení stroje takové velikosti, že by se poškodily hnací nebo hnané součásti. Nejjednodušší pojištění je střížným kolíkem. Tento je v určitém místě zúžen a při přetížení spojky se přestříhne. Počet kolíků se řídí velikostí točivého momentu.



Obr. 35 – Pojistná spojka a) střížným kolíkem b) prokluzovací c) vysmekovací [6]

3.2.3.1 Prokluzovací spojka

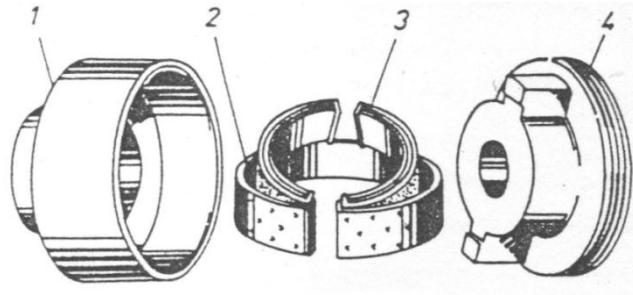
Je charakteristická přítlačnou deskou na kotouč, který je spojen s hnaným hřídelem nebo nábojem hnaného ozubeného či řetězového kola. Kotouče jsou vzájemně přítlačeny stavitelnými pružinami, při překročení dovoleného kroutícího momentu desky vzájemně proklouznou.

3.2.3.2 Vysmekovací spojka

Slouží pro přenos velkých kroutících momentů a při přetížení překoná tlak na kuličky tuhost pružiny a dojde k protočení obou částí spojky.

3.2.4 Rozběhové spojky

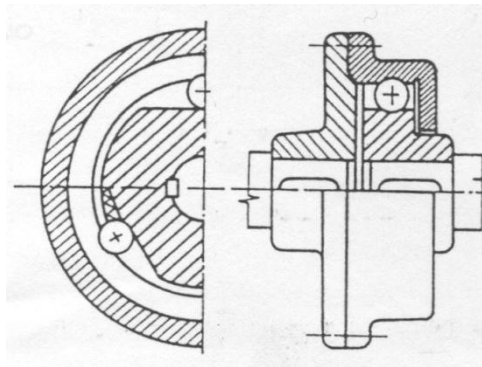
Pracují na principu odstředivých sil většinou v náboji, který je opatřen třecím materiálem. Na povrchu se pohybují segmenty, které jsou rovněž opatřeny třecím materiálem a postupně při rozběhu za působení odstředivých sil vzájemně zabírají.



Obr. 36 – Rozběhová spojka [6]

3.2.5 Volnoběžné spojky

Spojky mění spojení hnané a hnací části při otáčení v jednom smyslu. Spojení se přeruší, předběhne-li hnaná část spojky část hnací a naopak. Nejjednodušším typem je volnoběžná válečková (kuličková) spojka. Kde při předbíhání hnací části spojky dojde k zaklínění válečků (kuliček) mezi obě části spojky.



Obr. 37 – Kuličková volnoběžná spojka [6]

II. PRAKTICKÁ ČÁST

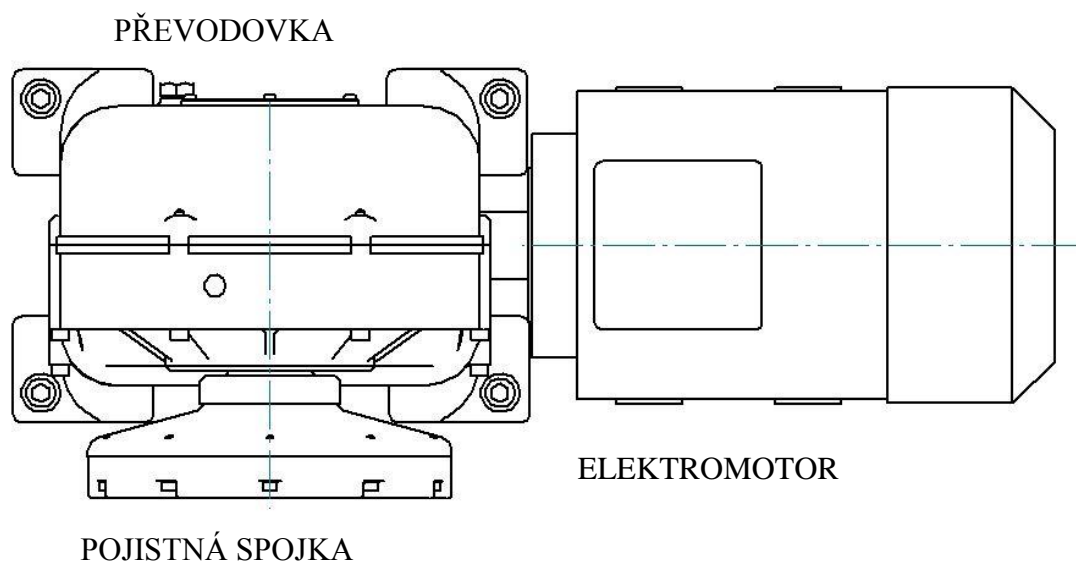
4 ZADÁNÍ

Cílem této práce je návrh pohonu výrobního zařízení přes šnekový převod doplněný pojistnou spojkou. K výpočtům je použit software MITCalc [16]

Zadané hodnoty

- Převodový poměr 1:25
- Výstupní otáčky $n_2 = 116 \text{ min}^{-1} \pm 3 \%$
- Výkon $P = 5 \text{ kW} \pm 3 \%$
- Životnost $L = 50\,000 \text{ h}$
- Druh provozu Jednosměrný
- Typ zatížení Plynulé

4.1 Schéma



Obr. 38 – Schéma převodovky

4.2 Úvod do programu MITCalc

MITCalc je sada strojírenských, průmyslových a technických výpočtů pro každodenní praxi. Spolehlivě, přesně a hlavně rychle vás provede návrhem součásti, řešením technického problému či výpočtem strojírenského uzlu bez větších nároků na speciální odborné znalosti. Program funguje na bázi výpočtů v Excelu. Ovládání je jednoduché a intuitivní.

Podrobné postupy výpočtů jednotlivých strojírenských sad jsou dostupné na webu společnosti. Vychází však z obecně platných norem.

4.2.1 Způsoby výpočtů

Výpočty používají postupy, algoritmy a údaje z norem ANSI, ISO, DIN a z odborné literatury. Podporuje též výstup 2D CAD systémů.

Výpočet pro geometrický a pevnostní návrh a kontrolu šnekového soukolí.

Program řeší následující úlohy.

- Výpočet rozměrů ozubení.
- Automatický návrh převodu s minimem vstupních požadavků.
- Návrh pro zadané koeficienty bezpečnosti.
- Výpočet tabulky vyhovujících řešení.
- Výpočet kompletních geometrických parametrů.
- Výpočet pevnostních parametrů, kontrola bezpečnosti.
- Návrh ozubení na přesnou osovou vzdálenost.
- Doplnkové výpočty (oteplení, návrh hřídelí).

Výpočet pro valivá ložiska

Program řeší následující úlohy

- Výpočet základních parametrů ložiska (trvanlivost, statická bezpečnost, atp.).
- Výpočet modifikované trvanlivosti ložiska dle nové metodiky ISO 281.
- Výpočet zatížení u dvojice kuželíkových ložisek resp. u dvojice kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem.

Výpočet pro tvarové spoje hřídele s nábojem

Program řeší následující úlohy

- Návrh spoje s pery přesnými.
- Návrh spoje s pery Woodruffovými.
- Návrh spoje rovnobokým drážkováním.
- Návrh spoje evolventním drážkováním.
- Pevnostní kontrolu navržených spojů.
- Program obsahuje tabulky rozměrů per a drážkování podle ANSI, ISO, SAE, DIN, BS, JIS a ČSN.
- Podpora 2D CAD systémů.

5 NÁVRH ŠNEKOVÉHO OZUBENÍ

Vstupní parametry		Šnek	Kolo
Poháněný prvek		šnek	
Přenášený výkon	[kW]	6,5	4,8
Otáčky šneku / šnekového kola	[/min]	2900,00	116,00
Krouticí moment (šnek / kolo)	[Nm]	21,4	401
Skutečný převodový poměr / odchylka	i	25,00	0,00%

Pro požadovaný výkon a parametry, jsem zvolil tento typ motoru, dostupný z [17]

1LA9113-2LA

Výrobce: SIEMENS

Doda dodání (dny): 1		Záruční doba: 12 měsíců	
Vlastnosti výrobku			
výkon (kW)	6,50		
otáčky (ot/min)	2 900		
účinnost	NA		
počet pólů (pól)	2		
kostra motoru	Aluminium		
krytí	IP55		
velikost motoru	112M		
třída izolace	F		
základní napětí (V)	400/690 D/Y 50Hz, 460V D 60Hz		
jmenovitý vstupní proud (A)	13,2/7,65		
krouticí moment (Nm)	21,40		
hmotnost (kg)	35		
ATEX certifikace	NE		
druh zatížení	S1		
ložiska DE/NDE	6206 2ZC3/6205 2ZC3		



Motory řad 1LA../1LG..

Obr. 39 – Parametry motoru

Samotný návrh jsem řešil komplexně. Program umožňuje rychlou editaci a tím i porovnání jednotlivých návrhů mezi sebou. Zvolil jsem toto řešení. Výsledky z programu shrnu do jednoduchých tabulek. Celkové výsledky jsou v příloze.

5.1 Šnekové ozubení

Kompletní výsledky jsou v příloze 1: A_01-šnekové ozubení.pdf

Tabulka 1 – Parametry ozubení

	Šnek	Kolo
Počet zubů	3	75
Průměr roztečné kružnice	51,69 [mm]	242,31 [mm]
Délka šneku/šířka kola	49,22 [mm]	43,62 [mm]
Materiál	14223	Šedá litina DIN EN 1563

Tabulka 2 – Vypočtené hodnoty ozubení

Typ šneku	ZN (N) Obecné
Osová vzdálenost	147 [mm]
Modul	3,17 [mm]
Celková účinnost	75 [%]
Reakce v levém ložisku	856 [N]
Reakce v pravém ložisku	768 [N]

Tabulka 3 – Koeficienty bezpečnosti soukolí

Bezpečnost proti opotřebení	36,77
Bezpečnosti proti pittingu	1,37
Bezpečnost proti nedovolenému průhybu hřídele šneku	11,46
Bezpečnost proti únavovému lomu	8,70
Bezpečnost proti přehřátí	1,04

Po výpočtech ozubení jsem zvolil ložiska pro hřídel se šnekem. Ty jsou namáhány silami z ozubení a otáčkami z motoru. Ložiska pod kolem, jsou namáhány ze sil od ozubení.

5.1.1 Ložisko šneku LEVÉ

Kompletní výsledky jsou v příloze 2: B_01-ložisko-šnek-levé.pdf

Tabulka 4 – Ložisko šnek, LEVÉ

Otáčky	2900	[/min]
Radiální zatížení	856	[N]
Axiální zatížení	3310	[N]
Stanovená základní trvanlivost	156855	[h]

Vybral jsem ložisko typu FAG 31308-A (40 x 90 x 25,25)

Jde o jednořadé kuželíkové ložisko, umožňující axiální zatížení.

5.1.2 Ložisko šneku PRAVÉ

Kompletní výsledky jsou v příloze 3: B_02-ložisko-šnek-pravé.pdf

Tabulka 5 – Ložisko šnek, PRAVÉ

Otáčky	2900	[/min]
Radiální zatížení	770	[N]
Axiální zatížení	3310	[N]
Stanovená základní trvanlivost	85497	[h]

Vybral jsem ložisko typu FAG 7310-B-TVP (50 x 110 x 27)

Jde o jednořadé kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem.

5.1.3 Ložisko kola LEVÉ

Kompletní výsledky jsou v příloze 4: B_03-ložisko-kolo-levé.pdf

Tabulka 6 – Ložisko kolo, LEVÉ

Otáčky	116	[/min]
Radiální zatížení	1120	[N]
Axiální zatížení	840	[N]
Stanovená základní trvanlivost	6440462	[h]

Vybral jsem ložisko typu FAG 4312-B-TVH (60 x 130 x 46)

Jde o dvouřadé kuličkové ložisko.

5.1.4 Ložisko kola PRAVÉ

Kompletní výsledky jsou v příloze 5: B_04-ložisko-kolo-pravé.pdf

Tabulka 7 – Ložisko kolo, PRAVÉ

Otáčky	116	[/min]
Radiální zatížení	1120	[N]
Axiální zatížení	840	[N]
Stanovená základní trvanlivost	2884062	[h]

Vybral jsem ložisko typu FAG 4311-B-TVH (50 x 110 x 40)

Jde o dvouřadé kuličkové ložisko.

Ložiska jsou k celkovým silám v ozubení naddimenzována z hlediska konstrukčního řešení skříně.

5.2 Tvarové spoje hřídele s nábojem

V sestavě jsem navrhoval dva tvarové spoje. Oba jsou dle normy ISO 14 – Střední řady.

5.2.1 Tvarová drážka pro kolo

Kompletní výsledky jsou v příloze 6: C_01-drážka-kolo.pdf

Materiál hřídele/náboje: 14223 (Rm = 850 MPa) / Šedá litina DIN EN 1563

Zvolené drážkování: 8x52x60 ISO 14 – Střední řada

Tabulka 8 – Drážka pro kolo

Otáčky hřídele	116	[/min]
Kroutící moment	401	[Nm]
Délka drážkování	45	[mm]
Vnější průměr	60	[mm]
Vnitřní průměr	52	[mm]
Bezpečnost	11,46	

5.2.2 Tvarová drážka pro lamelu spojky

Kompletní výsledky jsou v příloze 7: C_02-drážka-lamela.pdf

Materiál hřídele/náboje: 14223/ Šedá litina DIN EN 1563

Zvolené drážkování: 10x82x92 ISO 14 – Střední řada

Tabulka 9 – Drážka pro lamelu

Otáčky hřídele	116	[/min]
Kroutící moment	401	[Nm]
Délka drážkování	8	[mm]
Vnější průměr	92	[mm]
Vnitřní průměr	82	[mm]
Bezpečnost	1,46	

5.3 Výstupní hřídel pro kolo

Kompletní výsledky jsou v příloze 9: E_01-výstupní hřídel.pdf

Materiál hřídele: 14223 ($R_m = 850 \text{ MPa}$)

Hřídel je namáhána na krut a ohyb

Tabulka 10 – Výstupní hřídel

Maximální průhyb	0,0009	[mm]
Maximální zkroucení	0,029	[°]
Max.napětí v ohybu	2,6	[MPa]
Max.napětí v krutu	16,5	[MPa]
Max.redukovaná napětí	24,3	[MPa]
Min.statická bezpečnost	11,5	
Min.dynamická bezpečnost	20,4	

5.4 Pojistná spojka

5.4.1 Pružina pojistné spojky

Rozhodl jsem se pro talířovou pružinu.

Kompletní výsledky jsou v příloze 8: D_01-spojka-pružina.pdf

Materiál pružiny: 15260

Tabulka 11 – Parametry talířové pružiny

Minimální pracovní zatížení	8331	[N]
Maximální pracovní zatížení	11843	[N]
Pracovní zdvih	1,16	[mm]
Vnější průměr disku	200	[mm]
Vnitřní průměr disku	102	[mm]
Tloušťka materiálu	4,5	[mm]

5.4.2 Lamela pojistné spojky

Materiál kol, pro suchou třecí spojku volím litinu. Třecí plocha spojky ve tvaru mezikruží (průměr D_{s1} a D_{s2}) má nalepeno obložení na kov (součinitel smykového tření $f = 0,4$). Přítlačný kotouč je přítlačován axiální silou F_{sa} .

Třecí plocha spojky

$$S = \frac{\pi \cdot (D_{s1}^2 - D_{s2}^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (230^2 - 130^2)}{4} = 28274,3 \text{ [mm}^2\text{]}$$

Měrný tlak v ploše

$$p = \frac{F_{sa}}{S} = \frac{11250}{28274,3} = 0,39 \text{ [MPa]}$$

Dovolený měrný tlak $(0,15 \div 0,4)$ MPa => vyhovuje

Třecí moment přenesený spojkou

$$M_t = \frac{2\pi \cdot p \cdot f}{3} \left[\left(\frac{D_{s1}}{2} \right)^3 - \left(\frac{D_{s2}}{2} \right)^3 \right] = \frac{2\pi \cdot 0,39 \cdot 0,4}{3} \left[\left(\frac{230}{2} \right)^3 - \left(\frac{130}{2} \right)^3 \right] = 407,2 \text{ [Nm]}$$

Výkon přenesený spojkou

$$P = \frac{M_t \cdot n}{60 \cdot 159,2} = \frac{407,2 \cdot 116}{60 \cdot 159,2} = 4,94 \text{ [kW]}$$

ZÁVĚR

Při řešení hnací jednotky s šnekovou převodovkou a pojistnou spojkou jsem postupoval následovně. Nejprve jsem si pomocí programu MITCalc navrhl soukolí. Snahou bylo udělat jej dostatečně veliké k rozměrům motoru a případně i zachovat určitý poměr ke spojce. Záměrně jsem vynechal veškeré další převodování, aby jednotka byla kompaktní, účinnost co možná nejvyšší a celkově jednotka jednoduchá. S ohledem na všechny tyto parametry jsem zvolil motor Siemens 1LA9113-2LA s výkonem 6,5kW při 2900 ot/min. Tento přenáší kroutící moment přes drážku s perem do převodovky na hřídel s šnekem. Šnek je uložen v ložiscích umožňujících axiální i radiální zatížení. Zvolil jsem typ ozubení válcový šnek/globoidní kolo. Následně jsem pro dané zatížení stanovil potřebné drážkování pro jednotlivé části převodovky. V dalším kroku jsem pak vybral ložiska pro hřídel kola a navrhl pružinu pro pojistnou spojku. Pro kompaktnost rozměrů je zvolena talířová pružina. V poslední části pak bylo třeba zvolit správné nastavení pojistné spojky, které má za úkol chránit převodovku před velkým přetížením.

Mazání převodovky je řešeno broděním šneku v oleji a následným rozstříkem. Obecně je známo velké tepelné zatížení šnekových převodů, proto samotná skříň má četná žebrování a je navržena jako odlitek ze směsi hliníku, pro lepší odvod odpadního tepla. Výkresová dokumentace a úplné výpočtové tabulky jsou uvedeny v příloze.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] PEŠÍK, Lubomír. *Části strojů: stručný přehled*. Vyd. 4.dopl., Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2010, 236 s. ISBN 97880737257472.
- [2] MORAVEC, Vladimír. *Konstrukce strojů a zařízení II: čelní ozubená kola, teorie, výpočet, konstrukce, výroba, kontrola*. Ostrava: Montanex, 2001, 291 s. ISBN 80-722-5051-5.
- [3] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů*. 5., přeprac. vyd. (v SNTL 1. vyd.). Praha: SNTL, 1989, 775 s. Česká matice techn. ISBN 80-030-0046-7.
- [4] BOLEK, Alfred. *Části strojů 2. svazek*. 5. přeprac. vyd. Praha: SNTL, 1990, 707 s. ISBN 80-030-0426-8.
- [5] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Editor Martin Hartl, Miloš Vlk. Brno: VUTIUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-802-1426-290.
- [6] HUŠKA, Zdeněk. *Části strojů*. Praha: SNTL, 1979, 179 s.
- [7] LEINVEBER, Jan. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 1. vyd. Úvaly: ALBRA, 2003, 865 s. ISBN 80-864-9074-2.
- [8] KAŠTÁNEK, Otakar a Vladimír VAŠEK. *Části strojů*. třetí. VUT Brno: Rektorát VUT v Brně, 1982, 224 s.
- [9] ZELENÝ, Jiří. *Stavba strojů strojní součástí: Učebnice pro střední průmyslové školy*. 2. vyd. Brno: Computer Press, 2003, 157 s. ISBN 80-722-6311-0.
- [10] ROUBÍČEK, Ota. *Elektrické motory a pohony: příručka techniky, volby a užití vybraných druhů*. 1. vyd. Praha: BEN, 2004. ISBN 80-730-0092-X.
- [11] ŠALAMOUN, Čestmír. *Čelní a šroubová soukolí s evolventním ozubením*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1990, 467 s. ISBN 80-030-0532-9.
- [12] KOPÁČEK, Jaroslav a Bohuslav PAVLOK. *Tekutinové mechanismy*. 3. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2011, 151 s. ISBN 978-802-4824-055.
- [13] Lineární elektromotor. [Http://cs.wikipedia.org/](http://cs.wikipedia.org/) [online]. 10. 2. 2012 v 12:22. [cit. 2012-02-12]. Dostupné z: http://cs.wikipedia.org/wiki/Line%C3%A1rn%C3%AD_elektromotor
- [14] Servo-drive.com. <Http://www.servo-drive.com/> [online]. [cit. 2012-02-12]. Dostupné z: http://www.servo-drive.com/specialni_krokove_motory_krokove_motory_na_miru.php
- [15] Krokový motor. <Cs.wikipedia.org> [online]. 22. 8. 2011 [cit. 2012-02-12]. Dostupné z: http://cs.wikipedia.org/wiki/Krokov%C3%BD_motor
- [16] MITCalc. [online]. [cit. 2012-04-30]. Dostupné z: http://www.mitcalc.com/index_cz.htm
- [17] Elektromotor: Siemens. *Kvello s.r.o.* [online]. 2012 [cit. 2012-05-02]. Dostupné z: <http://www.elektromotory.cz/goods/index/id/399>

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

- Ds1 Minimální průměr obložení spojky
- Ds2 Maximální průměr obložení spojky
- f Součinitel smykového tření
- F_{sa} Pracovní síla pružiny
- i Převodový poměr
- L Životnost
- Mt Třecí moment přenesený spojkou
- n₁ Vstupní otáčky
- n₂ Výstupní otáčky
- P Výkon
- p Měrný tlak v ploše spojky
- S Třecí plocha spojky
- ω Úhlová rychlost

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 – Příklad převodu s přímým a nepřímým přenosem pohybu [4].....	12
Obr. 2 – Příklady řešení řemenových převodů [4].....	13
Obr. 3 – Ukázka řetězového převodu [1].....	14
Obr. 4 – Tvar drážky na bubnu a průřez lanem [7].....	14
Obr. 5 – Možné řešení třecího převodu [9].....	15
Obr. 6 – Popis ozubeného kola [4]	17
Obr. 7 – Druhy ozubených převodů [4].....	18
Obr. 8 – Druhy šnekových soukolí podle tvaru šneku [1].....	20
Obr. 9 – Principiální a konstrukční schéma stejnosměrného motoru [10].....	22
Obr. 10 – Hlavní typy stejnosměrných motorů [10].....	23
Obr. 11 – Principiální a konstrukční schéma synchronního motoru [10].....	24
Obr. 12 – Principiální a konstrukční schéma indukčního motoru [10].....	25
Obr. 13 – Popis krokového motoru [14].....	26
Obr. 14 – Zubový hydrogenerátor [12].....	28
Obr. 15 – Zubový generátor (GEROTOR) [12]	28
Obr. 16 – Zubový hydromotor (ORBITROL) [12].....	29
Obr. 17 – Lamelový nevyvážený hydrogenerátor [12].....	30
Obr. 18 – Radiální pístový hydromotor [12]	31
Obr. 19 – Schematické znázornění axiálního pístového hydromotoru [12]	32
Obr. 20 – Axiální pístový hydromotor s nakloněnou deskou [12]	32
Obr. 21 – Pneumatický lamelový motor [6]	33
Obr. 22 – Konstrukční principy přímočarých motorů [12].....	35
Obr. 23 - Řez motorem [12].....	35
Obr. 24 – Schéma motorů s kyvným pohybem [12].....	36
Obr. 25 – Trubková spojka [6].....	37
Obr. 26 – Korýtková spojka [6].....	38
Obr. 27 – Kotoučová spojka [6].....	38
Obr. 28 – Axiální trubková spojka [6].....	39
Obr. 29 – Radiální spojka s křížovým kotoučem [6].....	39
Obr. 30 – Kloubová spojka čepová [6].....	40
Obr. 31 – Hardyho spojka [6]	40
Obr. 32 – Pružná spojka a) obručová b) s hadovitými pružinami [6].....	41

Obr. 33 – Ozubcová spojka [6]	42
Obr. 34 – Lamelová třecí spojka [6]	42
Obr. 35 – Pojistná spojka a) střižným kolíkem b) prokluzovací c) vysmekovací [6].....	43
Obr. 36 – Rozběhová spojka [6]	44
Obr. 37 – Kuličková volnoběžná spojka [6]	44
Obr. 38 – Schéma převodovky	46
Obr. 39 – Parametry motoru	48

SEZNAM TABULEK

Tabulka 1 – Parametry ozubení	49
Tabulka 2 – Vypočtené hodnoty ozubení	49
Tabulka 3 – Koeficienty bezpečnosti soukolí.....	49
Tabulka 4 – Ložisko šnek, LEVÉ	50
Tabulka 5 – Ložisko šnek, PRAVÉ	50
Tabulka 6 – Ložisko kolo, LEVÉ	51
Tabulka 7 – Ložisko kolo, PRAVÉ	51
Tabulka 8 – Drážka pro kolo	52
Tabulka 9 – Drážka pro lamelu.....	52
Tabulka 10 – Výstupní hřídel	53
Tabulka 11 – Parametry talířové pružiny	53

SEZNAM PŘÍLOH

- Příloha 1: A_01-šnekové ozubení
- Příloha 2: B_01-ložisko-šnek-levé
- Příloha 3: B_02-ložisko-šnek-pravé
- Příloha 4: E_01-výstupní hřídel
- Příloha 5: B_03-ložisko-kolo-levé
- Příloha 6: B_04-ložisko-kolo-pravé
- Příloha 7: C_01-drážka-kolo
- Příloha 8: C_02-drážka-lamela
- Příloha 9: D_01-spojka-pružina
- Příloha 10 Výkres: PIZ-BP-00-00 - PŘEVODOVKA-sestava + kusovník
- Příloha 11 Výkres: PIZ-BP-00-01 - Základna
- Příloha 12 Výkres: PIZ-BP-01-01 - Vstupní hřídel
- Příloha 13 Výkres: PIZ-BP-01-02 - Kolo
- Příloha 14 Výkres: PIZ-BP-01-03 - Výstupní hřídel
- Příloha 15 Výkres: PIZ-BP-01-04 - Podložka 1,2
- Příloha 16 Výkres: PIZ-BP-01-05 - Podložka 3
- Příloha 17 Výkres: PIZ-BP-01-06 - Víčko
- Příloha 18 Výkres: PIZ-BP-01-07 - Krytka
- Příloha 19 Výkres: PIZ-BP-01-08 - Ovzdušňovací šroub
- Příloha 20 Výkres: PIZ-BP-01-09 - Kolík 6x18
- Příloha 21 Výkres: PIZ-BP-02-01 - Unašeč spojky
- Příloha 22 Výkres: PIZ-BP-02-02 - Kotouč spojky
- Příloha 23 Výkres: PIZ-BP-02-03 - Lamela
- Příloha 24 Výkres: PIZ-BP-02-04 - Obložení spojky
- Příloha 25 Výkres: PIZ-BP-02-05 - Kryt spojky
- Příloha 26 Výkres: PIZ-BP-02-06 - Taliřová pružina