

Pohon výrobního zařízení s převodovkou s kuželovými koly a pojistnou spojkou

Jiří Weinhönig

Bakalářská práce
2014



Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta technologická

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně

Fakulta technologická

Ústav výrobního inženýrství

akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: Jiří WEINHÖNIG
Osobní číslo: T10798
Studijní program: B3909 Procesní inženýrství
Studijní obor: Technologická zařízení
Forma studia: prezenční

Téma práce: Pohon výrobního zařízení s převodovkou
s kuželovými koly a pojistnou spojkou

Zásady pro vypracování:

- 1, Vypracujte literární studii k danému tématu
- 2, Návrh převodovky proveďte pro: výkon $P=5000\text{[W]}$, převodový poměr $i=30$, výstupní otáčky $n=50\text{[ot/min]}$
- 3, Nakreslete sestavu převodovky
- 4, Zhotovte výrobní dokumentaci převodovky

Rozsah bakalářské práce:

Rozsah příloh:

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

Seznam odborné literatury:

Dle doporučení vedoucího BP.

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. František Volek, CSc.
Ústav výrobního inženýrství

Datum zadání bakalářské práce:

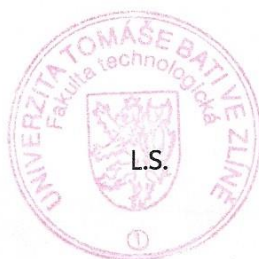
10. února 2014

Termín odevzdání bakalářské práce:

23. května 2014

Ve Zlíně dne 10. února 2014


doc. Ing. Roman Čermák, Ph.D.
děkan




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

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že

- beru na vědomí, že odevzdáním diplomové/bakalářské práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb. o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších právních předpisů, bez ohledu na výsledek obhajoby ¹⁾;
- beru na vědomí, že diplomová/bakalářská práce bude uložena v elektronické podobě v univerzitním informačním systému dostupná k nahlédnutí, že jeden výtisk diplomové/bakalářské práce bude uložen na příslušném ústavu Fakulty technologické UTB ve Zlíně a jeden výtisk bude uložen u vedoucího práce;
- byl/a jsem seznámen/a s tím, že na moji diplomovou/bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, zejm. § 35 odst. 3 ²⁾;
- beru na vědomí, že podle § 60 ³⁾ odst. 1 autorského zákona má UTB ve Zlíně právo na uzavření licenční smlouvy o užití školního díla v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona;
- beru na vědomí, že podle § 60 ³⁾ odst. 2 a 3 mohu užít své dílo – diplomovou/bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití jen s předchozím písemným souhlasem Univerzity Tomáše Bati ve Zlíně, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše);
- beru na vědomí, že pokud bylo k vypracování diplomové/bakalářské práce využito softwaru poskytnutého Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně nebo jinými subjekty pouze ke studijním a výzkumným účelům (tedy pouze k nekomerčnímu využití), nelze výsledky diplomové/bakalářské práce využít ke komerčním účelům;
- beru na vědomí, že pokud je výstupem diplomové/bakalářské práce jakýkoliv softwarový produkt, považují se za součást práce rovněž i zdrojové kódy, popř. soubory, ze kterých se projekt skládá. Neodevzdání této součásti může být důvodem k neobhájení práce.

Ve Zlíně 23.5.2014

.....

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

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

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

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

²⁾ zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, § 35 odst. 3:

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

³⁾ zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, § 60 Školní dílo:

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

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

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

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce je složena ze dvou samostatných částí. První část je zaměřena na zpracování literární části a druhá část je zaměřena na konstrukční provedení převodovky dle zadaných parametrů.

V teoretické části je rozebírán celkový přehled ozubených převodů, se zaměřením na čelní a kuželové soukolí. Další zde řešená problematika se týká hřídelových spojek a jejich základním rozdělením.

V praktické části je návrh a výpočet třístupňové převodovky a pojistné spojky. Převodovka je složena z jednoho kuželového soukolí a dvěma soukolími čelními.

Klíčová slova: převodovka, ozubené kolo, čelní soukolí, kuželové soukolí, hřídelová spojka

ABSTRACT

This bachelor document is made of two separate parts. The first part is focus on literate work and the other contain construction of making a gear according to the assign parameters.

The theoretic part is about total overview of cogged gears with focus on a frontal and bevel wheelwork. There is also solve the problematic of shaft clutches and their basic separation.

Into the practical part is proposal and the calculation of three-stage gear and safety clutch. The gear is composed of one bevel wheelwork and two frontal wheelworks.

Keywords: gear unit, cog gear, frontal wheelwork, bevel wheelwork, shaft clutch

Rád bych zde poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce Ing. Františku Volkovi CSc. za odborné vedení, užitečné rady, připomínky a příjemnou spolupráci při vypracovávání této bakalářské práce.

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

OBSAH

ÚVOD	11
I TEORETICKÁ ČÁST	12
1 PŘEVODOVÉ MECHANISMY	13
1.1 ROZDĚLENÍ PŘEVODŮ	13
1.2 MECHANICKÉ PŘEVODY	14
1.3 PŘEVODOVÝ POMĚR	16
1.4 PŮSOBENÍ SIL V PŘEVODECH	18
1.5 ÚČINNOST A ZTRÁTY	19
2 PŘEVODY OZUBENÝMI KOLY	21
2.1 ROZDĚLENÍ OZUBENÝCH PŘEVODŮ.....	22
2.2 TEORIE OZUBENÍ.....	24
2.2.1 Základní zákon ozubených kol se stálým převodem.....	24
2.2.2 Čára záběru dvou profilů.....	25
2.2.3 Boční křivky zubů	26
2.3 ČELNÍ SOUKOLÍ S PŘÍMÝMI ZUBY.....	27
2.3.1 Druhy kol.....	31
2.3.2 Druhy soukolí.....	32
2.3.3 Zuby a jejich podřezání	33
2.3.4 Mezní počet zubů	33
2.4 ČELNÍ SOUKOLÍ SE ŠIKMÝMI ZUBY	35
2.4.1 Základní rozměry zubu.....	36
2.5 KUŽELOVÉ SOUKOLÍ.....	37
2.5.1 Geometrie a rozměry ozubení	39
2.6 VÝROBA A VOLBA MATERIÁLU OZUBENÝCH KOL	40
2.7 MAZÁNÍ OZUBENÝCH PŘEVODŮ.....	42
3 PŘEVODOVKY	43
3.1 VÝROBA A MONTÁŽ.....	44
3.2 PROVOZ, ÚDRŽBA A OPRAVY	44
4 HŘÍDELOVÉ SPOJKY	46
4.1 NEPRUŽNÉ SPOJKY	46
4.1.1 Tuhé (pevné) spojky.....	47
4.1.1.1 Trubková spojka	47
4.1.1.2 Kotoučová spojka	47
4.1.1.3 Přírubová spojka	48
4.1.1.4 Korýtková spojka.....	48
4.1.2 Dilatační spojky.....	49
4.1.2.1 Zubová spojka.....	49
4.1.2.2 Křížová spojka	50

4.1.3	Kloubové spojky	50
4.2	PRUŽNÉ SPOJKY	51
4.2.1	Čepová spojka	52
4.2.2	Spojka s pryžovou obručí (Periflex).....	53
4.2.3	Pružná spojka se šroubovitými pružinami	54
4.2.4	Spojka s plochou pružinou	54
4.3	VÝSUVNÉ SPOJKY	55
4.3.1	Zubová spojka	55
4.3.2	Třecí spojky	56
4.4	POJISTNÉ SPOJKY	58
4.4.1	Pojistná spojka zubová.....	58
4.4.2	Pojistná spojka kuličková.....	59
4.4.3	Třecí pojistná spojka	59
4.4.4	Kolíková spojka	60
4.5	ROZBĚHOVÉ SPOJKY	61
II	PRAKTICKÁ ČÁST	62
5	ZADÁNÍ	63
5.1	SCHÉMA	63
6	VÝPOČET ŘEMENOVÉHO PŘEVODU	64
6.1	VOLBA MOTORU	64
6.2	ŘEMENOVÝ PŘEVOD	64
7	NÁVRH PŘEVODOVKY.....	67
7.1	VOLBA JEDNOTLIVÝCH PŘEVODŮ	67
7.2	OTÁČKY PŘEVODŮ	67
7.3	KROUTÍCÍ MOMENTY	68
7.4	VÝPOČET KUŽELOVÉHO SOUKOLÍ	68
7.4.1	Materiál	68
7.4.2	Počty zubů	68
7.4.3	Modul	68
7.4.4	Hlavní rozměry.....	69
7.5	VÝPOČET ČELNÍHO SOUKOLÍ Č. 1	70
7.5.1	Materiál	70
7.5.2	Počty zubů	70
7.5.3	Modul	70
7.5.4	Hlavní rozměry.....	70
7.6	VÝPOČET ČELNÍHO SOUKOLÍ Č. 2.....	71
7.6.1	Materiál	71
7.6.2	Počty zubů	72
7.6.3	Modul	72
7.6.4	Hlavní rozměry.....	72

7.7	OBVODOVÉ SÍLY.....	73
7.7.1	Kuželové soukolí.....	73
7.7.2	Čelní soukolí č. 1.....	73
7.7.3	Čelní soukolí č. 2.....	73
7.8	PEVNOSTNÍ KONTROLA SOUKOLÍ.....	74
7.8.1	Kuželové soukolí.....	74
7.8.1.1	Pastorek (12 050 povrchově kaleno).....	74
7.8.1.2	Kolo (42 2661 povrchově kaleno).....	75
7.8.1.3	Dovolené zatížení.....	75
7.8.2	Čelní soukolí č. 1.....	76
7.8.2.1	Pastorek (12 050 povrchově kaleno).....	76
7.8.2.2	Kolo (42 2661 povrchově kaleno).....	76
7.8.2.3	Dovolené zatížení.....	77
7.8.3	Čelní soukolí č. 2.....	77
7.8.3.1	Pastorek (15241).....	77
7.8.3.2	Kolo (42 2661 povrchově kaleno).....	78
7.8.3.3	Dovolené zatížení.....	79
7.9	VÝPOČET HŘÍDELÍ A LOŽISEK.....	80
7.9.1	Hřídel č. 1.....	80
7.9.2	Hřídel č. 2.....	86
7.9.3	Hřídel č. 3.....	91
7.9.4	Hřídel č. 4.....	96
7.10	SKŘÍŇ PŘEVODOVKY.....	101
8	VÝPOČET POJISTNÉ SPOJKY.....	103
	ZÁVĚR.....	105
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....	106
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK.....	107
	SEZNAM OBRÁZKŮ.....	119
	SEZNAM TABULEK.....	121
	SEZNAM PŘÍLOH.....	122

ÚVOD

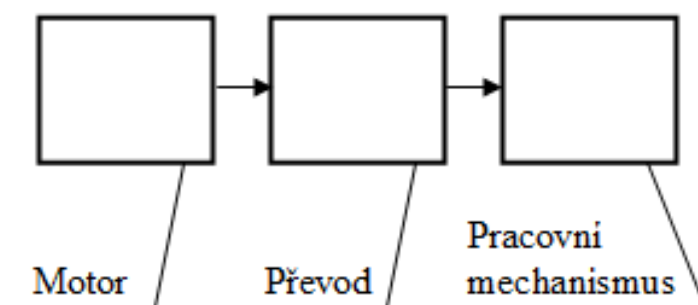
Strojírenství je jeden z nejdůležitějších oborů, který podmiňuje rozvoj a úspěch ve většině ostatních odvětví. Pro úspěšný chod a rozvoj ostatních odvětví do budoucna, je nezbytný základní a aplikovaný vědecký výzkum, který se neobejde bez nejkvalitnějších zařízení zajišťující neustálý rozvoj a prosperitu. Na moderní techniku je vyvíjen velký tlak a tím je tlačena k vyšším výkonům, pracovním rychlostem, zvyšování přesnosti, automatizaci výroby a to vše nejlépe z jednoho místa ovládáno. Z toho požadavku je zřetelné, že pro techniku pohonů vzniká nelehký úkol vše zmíněné splnit.

Pro konstruktéra vzniká problematika volby vhodného pohonu či převodu, protože při správné volbě optimálního pohonu a převodu pracovního stroje, pomáhá stroji zvýšit jeho produktivitu a plynulost a tím i spolehlivost. Správně zvolený pohon a převod také zajišťují tichý chod, mechanickou účinnost a hospodárny chod celého stroje. Úlohou převodového mechanismu je také vznik potřebných silových a kinematických vazeb mezi motorickou a pracovní částí stroje a překonat přitom nejruznější vzdálenosti a vzájemné polohy propojovaných hřídelí.

I. TEORETICKÁ ČÁST

1 PŘEVODOVÉ MECHANISMY

Úkolem převodového mechanismu je přenášení, popřípadě rozdělení energie z hnacího stroje na pracovní stroj. Tímto vytváří spojovací článek mezi částmi strojního mechanismu (Obr. 1). Velké množství strojních zařízení pracuje s převody.

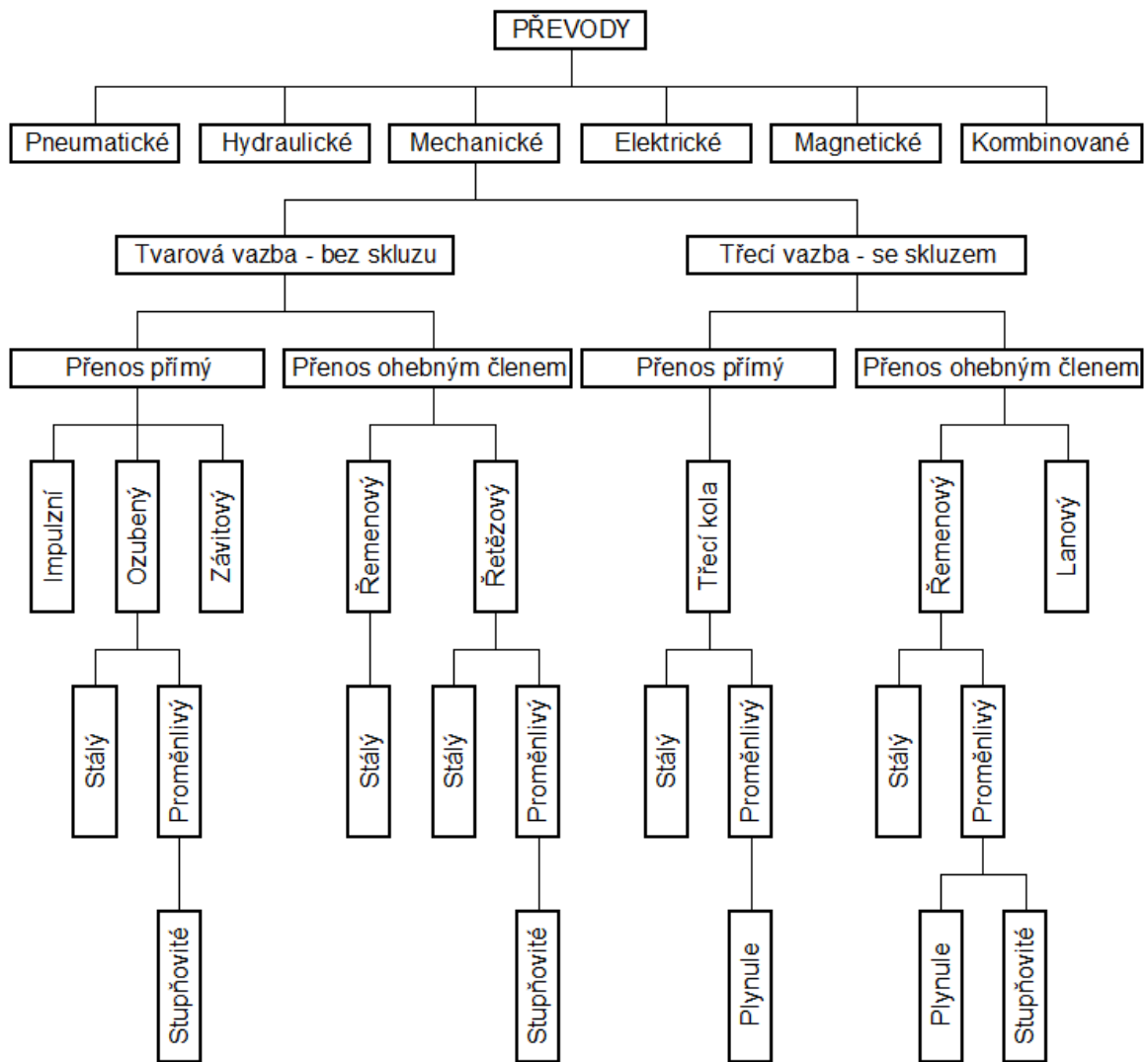


Obr. 1. Zařazení převodu v soustrojí

Hlavní využití převodového mechanismu je z důvodu, že rychlosti potřebné pro chod pracovního stroje většinou nesouhlasí s rychlostmi hnacího stroje. Pracovní stroje obvykle potřebují pro svůj chod nižší otáčky. Hnací stroje jsou obvykle navrhovány pro rovnoměrný rotační pohyb, kdežto pracovní stroje vyžadují regulaci rychlosti a současně i kroutícího momentu. Konstrukce hnacích motorů s těmito požadavky je obvykle ekonomicky nevýhodná a taky technicky velmi obtížná. Z důvodu, že tyto motory mívají malou účinnost a velký rozměr.

1.1 Rozdělení převodů

Nejvíce používané převody v dnešní době jsou převody mechanické. Pro zvýšení efektivity regulace otáček je výhodné využití nejen mechanických převodů, ale také i převodů hydraulických, pneumatických, elektrických a jiných. Některá zařízení využívají spojení těchto typů převodů, tak aby bylo využito výhod, kterých daný převod nabízí (elektromechanické, hydromechanické, apod.). Přehledné rozdělení převodů je zobrazeno na obrázku 2. [2]



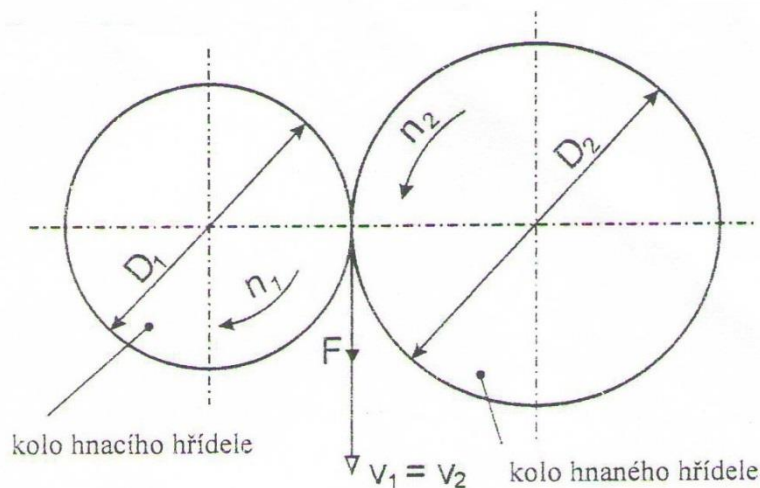
Obr. 2. Rozdělení převodů

1.2 Mechanické převody

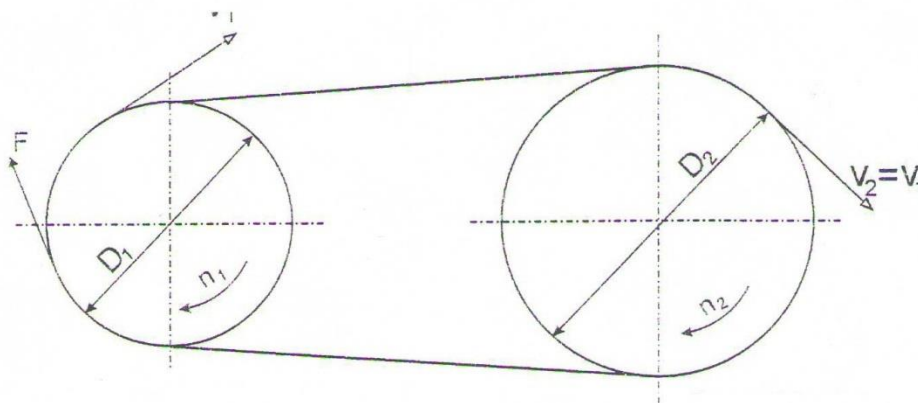
Mechanické převody zajišťují plynulý tok výkonu mezi hnací a hnanou hřídelí za pomoci kinematické a silové vazby. Mechanický převod slouží k přenosu a rozvodu otáčivého pohybu a mechanické energie (kroučící moment, obvodová síla). Během přenosu tedy může dojít ke změně směru otáčení hnané hřídele a změně obvodové rychlosti nebo také k změně typu pohybu z točivého na posuvný. Mechanický převod je tvořen nejméně dvěma koly (hnacího a hnaného), která jsou pevně spojena s hnací a hnanou hřídelí.

Pohyb se přenáší z hnací hřídele na hnanou:

1. bezprostředním dotykem kol – převody s přímým přenosem (Obr. 3)
2. převodovým členem, např. řemenem, řetězem nebo lanem – převody s ohebným členem přenosu (Obr. 4)



Obr. 3. Převody s přímým přenosem



Obr. 4. Převody ohebným členem přenosu

Výkon se přenáší z hnacího na hnané kolo:

1. odporem tření mezi koly (u třecího převodu), nebo mezi kolem a řemenem (u řemenového převodu), nebo mezi kotoučem a lanem (u lanového převodu)

tlakem mezi zuby spolu zabírajících kol (u převodu s ozubenými koly), nebo tlakem mezi zuby kola a řetězem (u řetězového převodu)

2. [2]

1.3 Převodový poměr

Podle použití daného převodu je převodový poměr buď stálý, nebo měnitelný. Převod se může měnit stupňovitě nebo plynule. Převodovky, u kterých se převod mění plynule, jsou nazývány variátory. Ekonomicky výhodnější je však stupňovitý převod, protože je spolehlivější a jednodušší.

Pokud zabírá pouze jedna dvojice členů, jedná se o převod jednoduchý a jestliže zabírá více párů členů, jedná se o převod složený.

Úhlová rychlost hnacího členu (hnací hřídel) a úhlová rychlost hnaného členu (hnaná hřídel) je vyjádřený poměr velikosti převodu.

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{M_{k1}}{\eta \cdot M_{k2}} \quad (1)$$

kde:

$\omega_{1,2}$ – úhlová rychlost hnacího / hnaného členu [s^{-1}]

$n_{1,2}$ – frekvence otáček hnacího / hnaného členu [min^{-1}]

$M_{k1,2}$ – skutečné kroutící momenty na hnacím / hnaném členu [Nm]

η – účinnost převodu (v některých úvahách se užívá zjednodušeného předpokladu, že převodových mechanismus je bezztrátový – ideální, pak $\eta = 1$) [-]

U převodů s třecí vazbou a u některých případů s vazbou tvarovou může převodový poměr i kolísat. Převodové číslo se vyjadřuje pro ozubená soukolí, což jsou převody bez skluzu.

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1} \quad (2)$$

kde:

$z_{1,2}$ – počty zubů hnacího / hnaného kola [-]

$d_{1,2}$ – průměry roztečné kružnice pastorku (menší ozubené kolo) a kola [mm]

Pak u ideálního převodu je

$$u = i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{M_{k1}}{M_{k2}} \quad (3)$$

za podmínek stejné obvodové rychlosti v [m.s⁻¹] na obou kružnicích, které se v kinematickém modelu po sobě bez skluzu odvalují a za stejného vstupního a výstupního výkonu - $P_1 = P_2$.

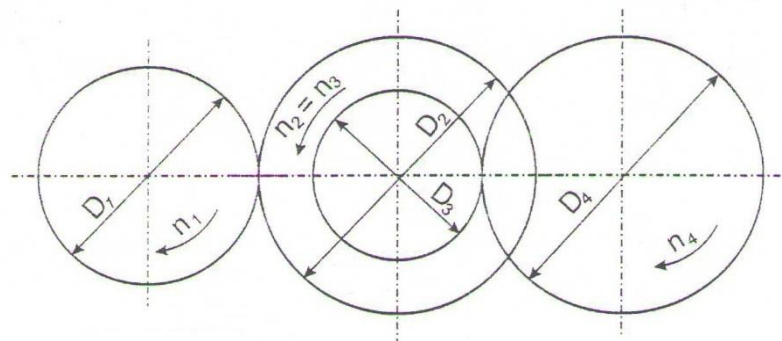
Uspořádáním několika jednoduchých převodů za sebou vzniká převod složený (Obr. 5). Jsou-li $i_1, i_2, i_3, \dots, i_n$ dílčí převodové poměry jednotlivých převodových stupňů, pak pro výsledný převodový poměr platí:

$$i = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \cdot \dots \cdot i_n \quad (4)$$

$$i = \frac{n_1}{n_n} = \frac{D_2}{D_1} \cdot \dots \cdot \frac{D_n}{D_{n-1}} \quad (5)$$

respektive převodové číslo

$$u = u_1 \cdot u_2 \cdot u_3 \cdot \dots \cdot u_n \quad (6)$$

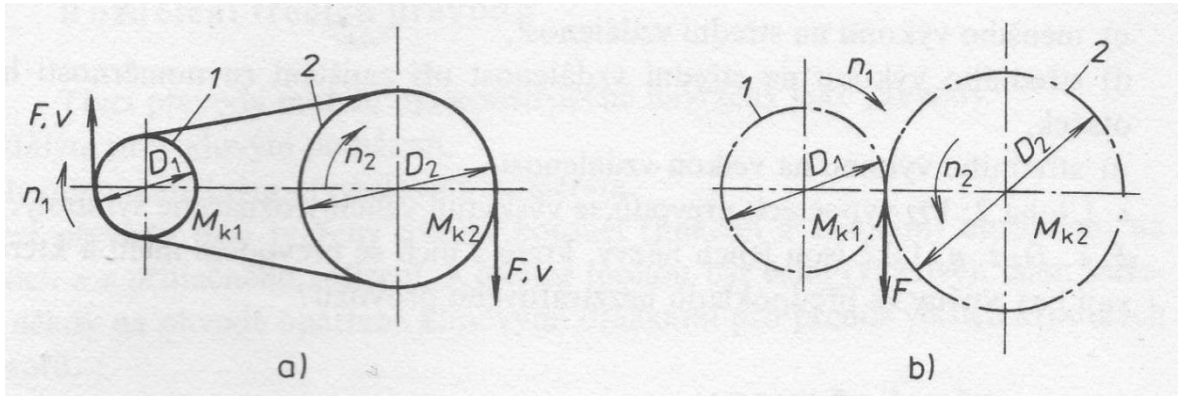


Obr. 5. Složený převod

[1], [5]

1.4 Působení sil v převodech

Aby nedošlo k poruše převodu při přenosu výkonu z hnacího na hnaný hřídel, musí být obvodová síla na obou kolech stejná (Obr. 6.).



Obr. 6. Silové poměry v převodech – a) převod řemeny; b) převod ozubenými koly

Velikost obvodové síly lze vyjádřit vztahem:

$$F = \frac{2.M_{k1}}{D_1} = \frac{2.M_{k2}}{D_2} = \frac{P}{v} \quad (7)$$

kde:

P – přenášený výkon [W]

v – obvodová rychlost [m/s]

Obvodová rychlost má pak velikost:

$$v = \pi.D_1.n_1 = \pi.D_2.n_2 \quad (8)$$

[3]

Obvodové síly v jednotlivých převodech:

$$F_1 = \frac{2.M_{k1}}{D_1} = \frac{2.M_{k2}}{D_2} \quad F_2 = \frac{2.M_{k2}}{D_3} \quad F_3 = \frac{2.M_{k3}}{D_5} \quad M_{k3} = F_2 \cdot \frac{D_4}{2} \quad (9)$$

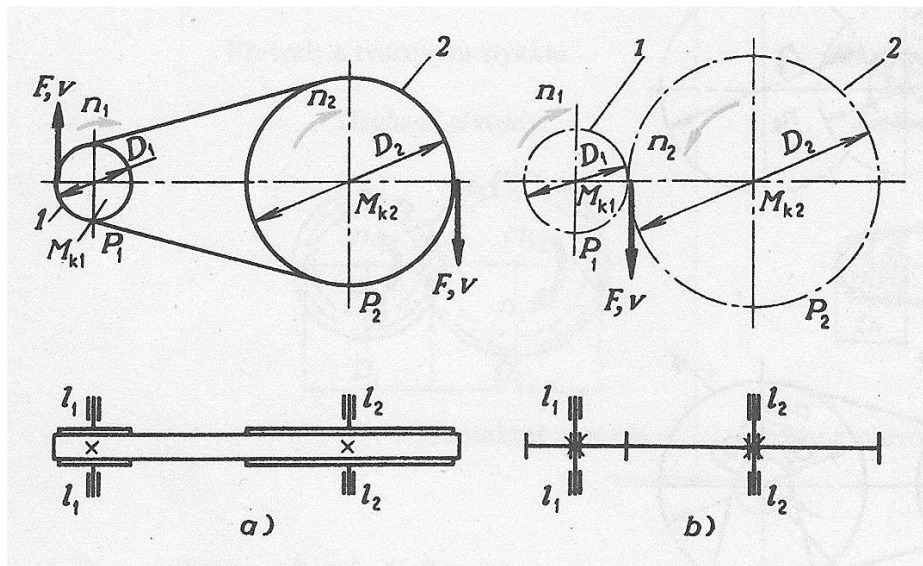
Takže poměr obvodových sil v jednotlivých převodech:

$$F_1 : F_2 : F_3 : \dots = 1 : \frac{D_2}{D_3} : \frac{D_2}{D_3} \cdot \frac{D_4}{D_5} : \dots \quad (10)$$

[2]

1.5 Účinnost a ztráty

- a) ztráty třením v ložiskách hnacího hřídele – účinnost η_{l1}
- b) ztráty třením v ložiskách hnaného hřídele – účinnost η_{l2}
- c) ztráty ve vlastním převodu – účinnost η_p



Obr. 7. Jednoduchý převod – a) řemenový, b) ozubenými koly

Pak pro účinnost jednoduchého převodu platí vztah:

$$\eta_{1,2} = \eta_{l1} \cdot \eta_p \cdot \eta_{l2} \quad (11)$$

A pro účinnost složeného převodu:

$$\eta_{1,n} = \eta_{1,2} \cdot \eta_{3,4} \cdots \eta_{(1-n),n} \quad (12)$$

Ztráty ve vlastním převodu jsou u silového přenosu *skluz*, u tvarového přenosu *tření* mezi tvarovými elementy přenosu.

Přenášený výkon se teoreticky nemění. Ve skutečnosti se zmenší o ztráty v převodu:

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{1,2} \quad (13)$$

Výkony P_1 na vstupu a P_2 na výstupu patří k základním parametrům převodu a jejich poměr vyjadřuje již zmíněnou celkovou účinnost:

$$\eta_{1,2} = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_1 - P_T}{P_1} = 1 - \frac{P_T}{P_1} = 1 - \xi$$

kde:

P_T – ztrátový výkon [kW]

ξ – součinitel ztrát [-]

Na přemáhání ztrát se spotřebuje část přenášené mechanické energie, takže skutečný krouticí moment hnaného hřídele bude:

$$M'_{k2} = M_{k2} \cdot \eta_{1,2} \quad (14)$$

Má-li být na hnaném hřídeli krouticí moment M_{k2} , musí být na hnacím hřídeli krouticí moment:

$$M'_{k1} = \frac{M_{k2}}{\eta_{1,2} \cdot i_{1,2}} \quad (15)$$

Podle údajů výrobců je možno ve výpočtech použít těchto středních hodnot účinností (jmenovitá účinnost):

jednostupňová převodovka čelní a kuželová	$\eta = 0,985$
dvoustupňová převodovka čelní	$\eta = 0,975$
dvoustupňová převodovka kuželočelní	$\eta = 0,970$
třístupňová převodovka čelní	$\eta = 0,965$
třístupňová převodovka kuželočelní	$\eta = 0,960$
šneková převodovka $i = 10$	$\eta = 0,92$
šneková převodovka $i = 50$	$\eta = 0,77$
šneková převodovka $i = 500$	$\eta = 0,64$
šneková převodovka $i = 3000$	$\eta = 0,33$

[1], [5], [4]

2 PŘEVODY OZUBENÝMI KOLY

Jedním z nejvýznamnějších a nejrozšířenějších druhů převodových mechanismů jsou ozubené převody. Využívají se k převodu otáčivého pohybu a mechanické energie a to nuceně a bez skluzu z jedné hřídele na druhou. Používají se u převodů, kde se jedná o stálý nebo o stupňovitě měnitelný převodový poměr a kde jsou malé vzdálenosti os. Ozubené převody se vyznačují velkou účinností, velkou životností, spolehlivou funkcí, kompaktním uspořádáním a jednoduchou obsluhou. Nicméně pro výrobu ozubených kol je zapotřebí speciální nástroje a obráběcí stroje. Typy převodů ozubených kol jsou jednoduché nebo složené. Přičemž jednoduchý převod je tvořen jedním párem kol, kde má jedno ozubené kolo menší a druhé větší průměr. Menší ozubené kolo nazýváme pastorkem. Složené převody jsou tvořeny dvěma a více páry ozubených kol. Jestliže zabírají dvě kola současně nazýváme je soukolím jednoduchým, kdežto jestliže zabírají více než dvě kola současně nazýváme je soukolím složeným.

[2], [1], [5], [3]

Převody ozubenými koly mají splňovat tyto požadavky:

- převodový poměr musí být během jedné otáčky konstantní, to znamená, že otáčení hnacího i hnaného kola má probíhat rovnoměrně
- tolerované výrobní úchytky od teoreticky přesné vzdálenosti hřidel nesmí mít vliv na převodový poměr
- výroba a kontrola ozubení by měla být levná a přesná a nástroje i stroje pro výrobu ozubení by neměly být příliš složité
- zaručení co nejmenší ztráty třením a opotřebením zubů

Tyto požadavky ovlivňují výběr profilu boku zubu. V dnešní době se obvykle využívá ozubení s evolventními boky zubů a v ojedinělých případech s cykloidními nebo kruhovými boky.

Evolventa i cykloida vyhovují požadavku stálosti převodového poměru a na necitlivost k úchytkám od teoretické vzdálenosti os vyhovuje jen evolventa. Pro evolventní zuby jsou výrobní nástroje jednodušší, kdežto cykloidní zuby mají výhodu v nižší ztrátě a menším opotřebením třením. V účinnosti a trvanlivosti ozubení nejsou příliš velké rozdíly a tudíž se

vhodnou korekcí pro evolventní ozubení dají snížit. Pro výrobu je rozhodující fakt, že evolventní ozubení je výrobně jednodušší, z tohoto důvodu evolventní ozubení ve výrobě převažuje. [1]

2.1 Rozdělení ozubených převodů

Ozubený převod je trojčlenný mechanismus, složený z rámu a dvou ozubených kol. Ozubené převody – soukolí – lze dělit podle nejrůznějších hledisek – např.:

Podle relativního pohybu základních těles na:

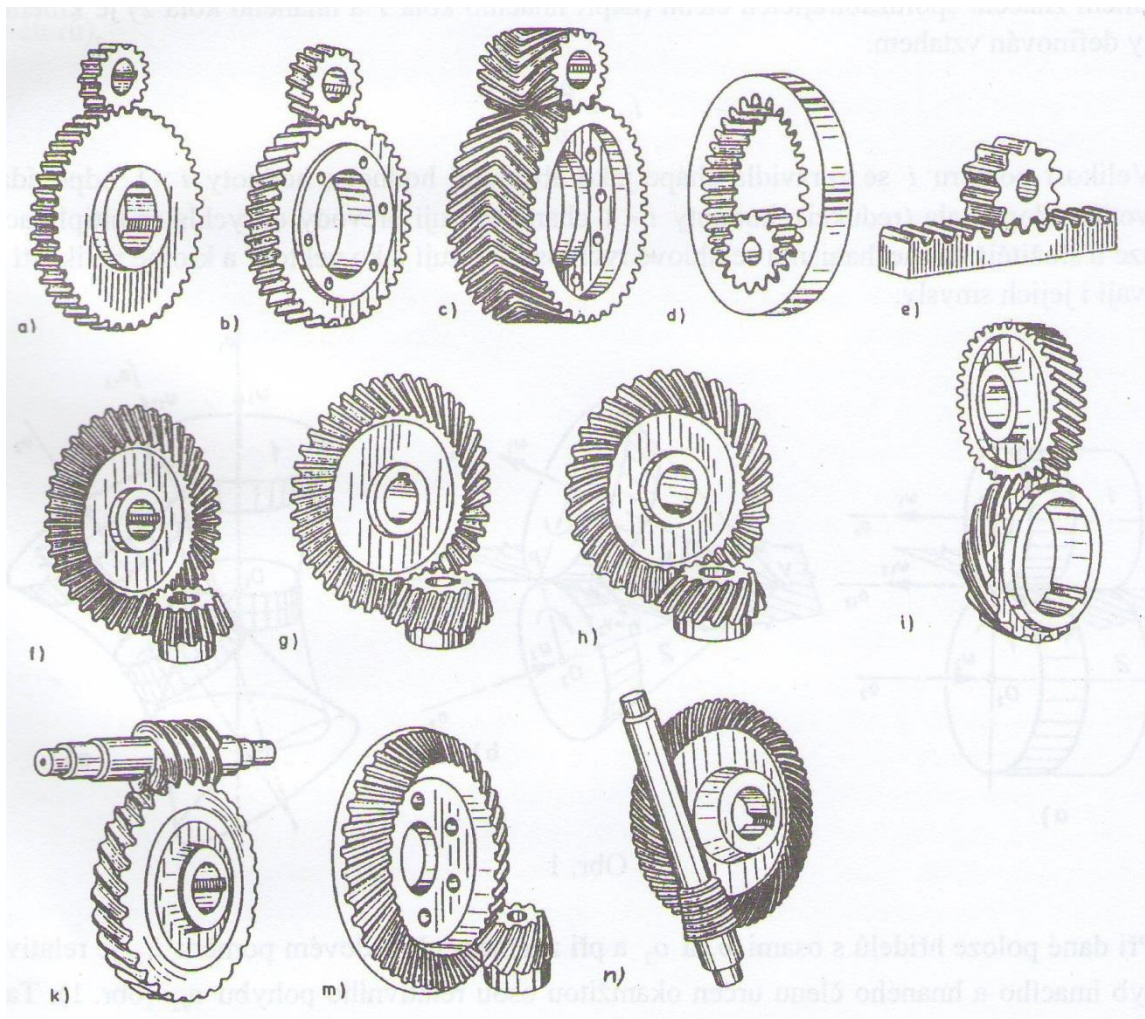
- soukolí valivá
- soukolí šroubová

Podle vzájemné polohy se uplatňují:

- a) při osách rovnoběžných – soukolí valivá válcová se zuby
 - přímými (Obr. 8a, d, e)
 - šikmými (Obr. 8b)
 - šípovými (Obr. 8c)
- b) při osách různoběžných – soukolí valivá kuželová se zuby
 - přímými (Obr. 8f)
 - šikmými (Obr. 8g)
 - zakřivenými (Obr. 8h)
- c) při osách mimoběžných
 - 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 jsou:

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



Obr. 8. Rozdělení ozubených převodů

Podle velikosti obvodové rychlosti v se ozubená soukolí dělí na:

- pomaloběžná $v \leq 3m.s^{-1}$
- o středních rychlostech $3 < v < 15m.s^{-1}$
- rychloběžná $v > 15m.s^{-1}$

Podle velikosti převodového poměru i :

- převody do pomala (reduktory) při $i > 1$
- převody do rychla (multiplikátory) při $i < 1$

Ozubené mechanismy vznikají sériovým nebo i paralelním řazením jednoduchých převodů.

Rozdělují se podle několika hledisek:

1. Podle počtů převodových stupňů na:
 - jednostupňové
 - dvoustupňové a více stupňové
2. Podle prostorového pohybu os na:
 - obyčejné (poloha os se vůči rámu nemění)
 - planetové (některé osy konají krouživý pohyb)
3. Podle konstrukčního provedení:
 - otevřené (nezakryté)
 - uzavřené (ve skříni), které se dále dělí na:
 - vestavěné (do motoru nebo do pracovního stroje)
 - samostatné převodovky s konstantním nebo stupňovitě proměnlivým převodovým poměrem
4. Podle použití na:
 - silové (přenos význačných kroutících momentů)
 - kinematické (kroutící moment je zanedbatelný) [8]

2.2 Teorie ozubení

2.2.1 Základní zákon ozubených kol se stálým převodem

Hnací ozubené válcové kolo je správné, jestliže při stálé úhlové rychlosti udílí hnanému kolu rovněž stálou úhlovou rychlost.

Na obrázku 9 se křivky p_1 a p_2 boků dvou zubů dotýkají v bodě A . Má-li hnací kolo I úhlovou rychlost ω_1 , pak obvodová rychlost bodu A při otáčení kola I kolem středu O_1 je:

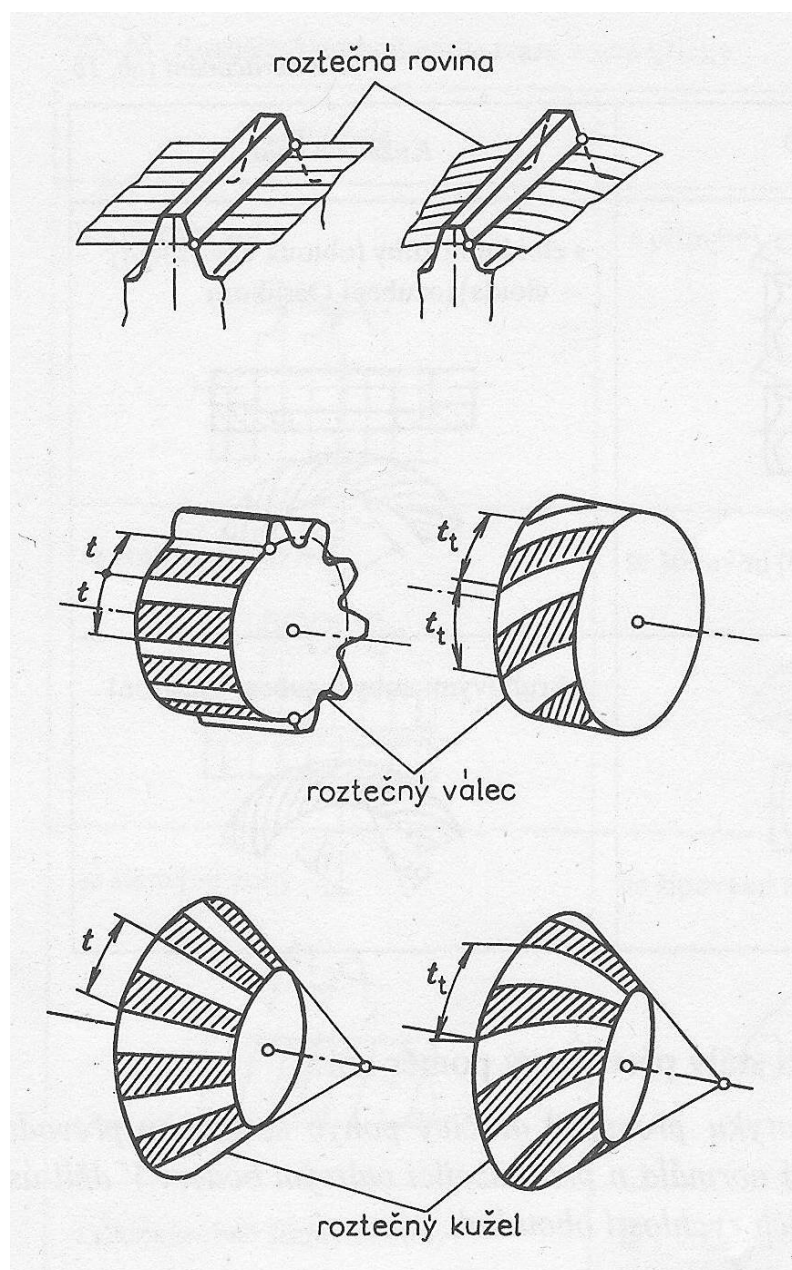
$$v_1 = R_1 \cdot \omega_1 \quad (16)$$

dotýkají. Čarou záběru nazýváme takové místo, kde se dochází ke geometrickému místu dotyku obou profilů (její tvar vychází z tvaru křivky profilu zubů).

2.2.3 Boční křivky zubů

Boční křivka zubů (Obr. 10) je průsečnice:

- boku zubu hřebene nebo základního kola s roztečnou rovinou
- boku zubu kola s roztečným válcem nebo s roztečným kuželem

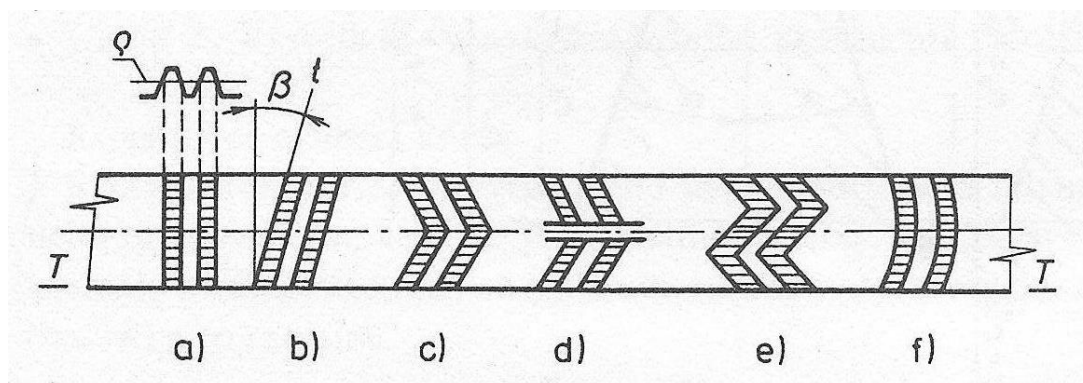


Obr. 10. Boční křivka zubu

Rozdělení ozubení podle průběhu bočních křivek zubů udává ČSN 01 4602.

Mezi hlavní druhy patří:

- přímé zuby (Obr. 11a)
- šikmé zuby (Obr. 11b)
- šípové zuby (Obr. 11c)
- dvojnásobně šikmé zuby (Obr. 11d)
- dvojnásobně šípové zuby (Obr. 11e)
- kruhové zuby (Obr. 11f) [3], [5]



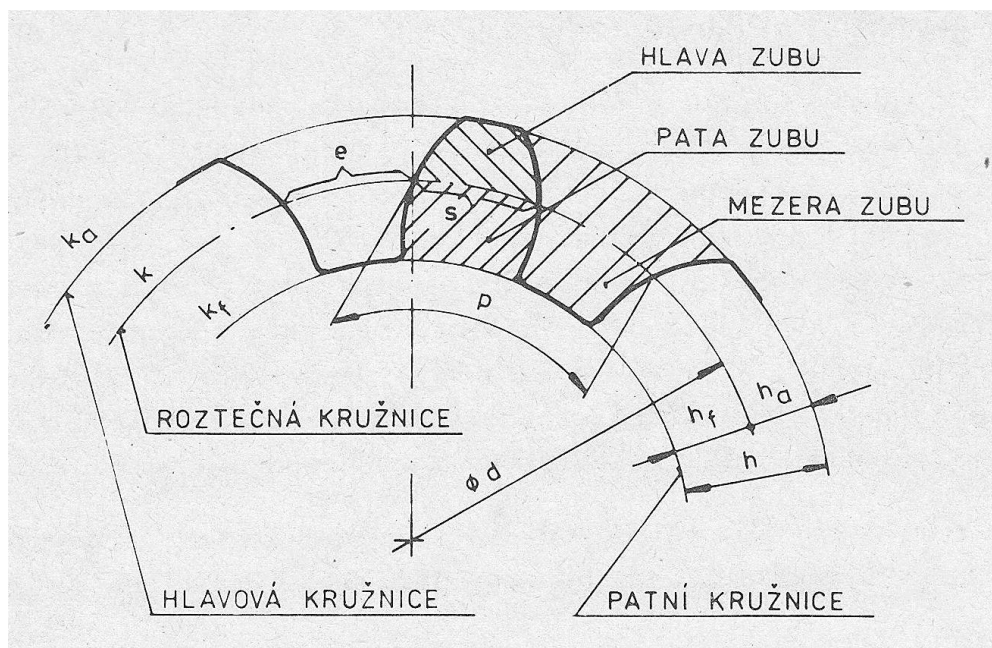
Obr. 11. Tvary bočních křivek zubů

2.3 Čelní soukolí s přímými zuby

Roztečný válec je základní vztažnou plochou čelního ozubeného kola a je totožný s válcem valivým u nekorigovaných kol. Bezskluzovým válením valivých válců po sobě můžeme nahradit vzájemný pohyb dvou ozubených kol. Patním a hlavovým válcem je omezoáno ozubení. Hlavou zubu se rozumí ta část zubu, která leží mezi hlavovým a roztečným válcem a patě zubu říkáme části mezi roztečným a patním válcem. Zubní mezeru omezuje hlavový a patní válec s dvěma nestejnolehlými boky sousedních zubů.

Všech potřebných údajů o ozubeném kole dosáhneme z tzv. normálového řezu ozubeného kola, to je z řezu vedeného kolmo na roztečnou boční křivku zubu. Tímto řezem dosáhneme toho, že veškeré souosé válce u čelních ozubených kol se jeví jako souosé kružnice.

Hlavní rozměry, které u ozubeného kola zjišťujeme, jsou rozteč zubů p , to je vzdálenost dvou stejnohlých boků sousedních zubů měřená na roztečné kružnici a průměr roztečné kružnice d .



Obr. 12. Základní rozměry ozubeného kola

Porovnáním roztečné kružnice d ozubeného kola, počtu zubů z a roztečí boků zubů p , nám vznikne vzájemný vztah:

$$\pi \cdot d = z \cdot p \quad (19)$$

odtud:

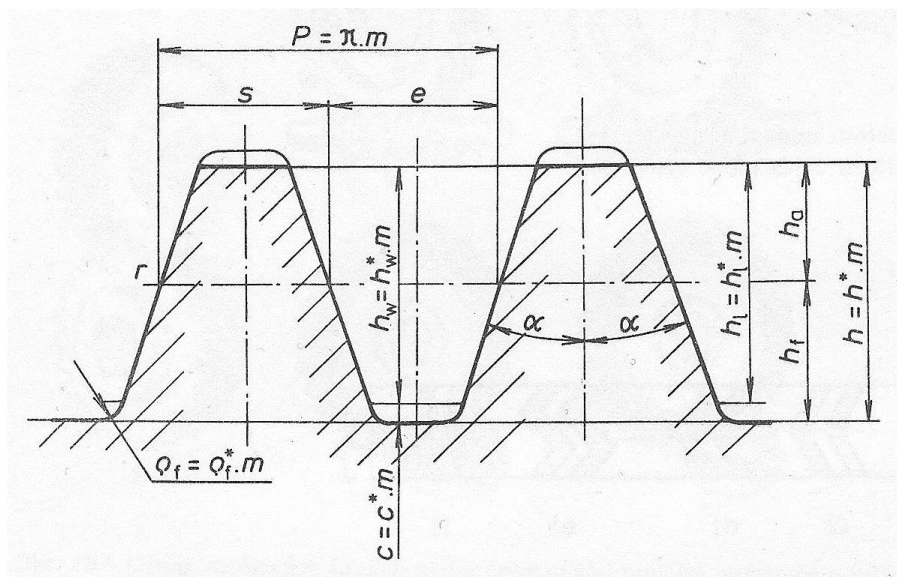
$$d = \frac{p}{\pi} \cdot z \quad (20)$$

Modulem ozubení m nazýváme poměr roztečí p a π . Tabulka 1. nám udává normalizované hodnoty modulů ozubení.

Tab. 1. Normalizované hodnoty modulů ozubení [mm]

0,12	0,4	(0,9)	2	(3,25)	5	8	14	25	45
0,16	0,5	1	2,25	3,5	(5,5)	9	16	28	50
0,2	0,6	1,25	2,50	(3,75)	6	10	18	32	56
0,25	(0,7)	1,5	2,75	4	(6,5)	11	20	36	63
0,3	0,8	1,75	3	4,5	7	12	22	40	70

V závislosti na velikosti modulu ozubení m se určují i další rozměry běžného ozubení na základně geometrické podobnosti (Obr. 13):



Obr. 13. Základní profil evolventního ozubení

Výška zubu:

$$h = 2,25 \cdot m \quad (21)$$

Výška hlavy zubu:

$$h_a = m \quad (22)$$

Výška paty zubu:

$$h_f = 1,25 \cdot m \quad (23)$$

Průměr hlavové kružnice:

$$d_a = d + 2.h_a = m.z + 2.m = m.(z + 2) \quad (24)$$

Průměr patní kružnice:

$$d_f = d - 2.h_f = m.z - 2.1,25.m = m.(z - 2,5) \quad (25)$$

Teoretická tloušťka zubu a zubové mezery:

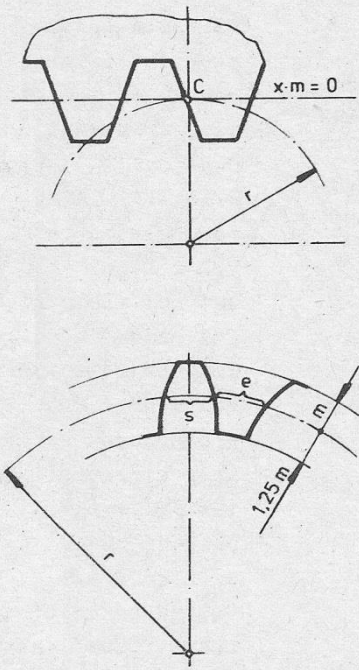
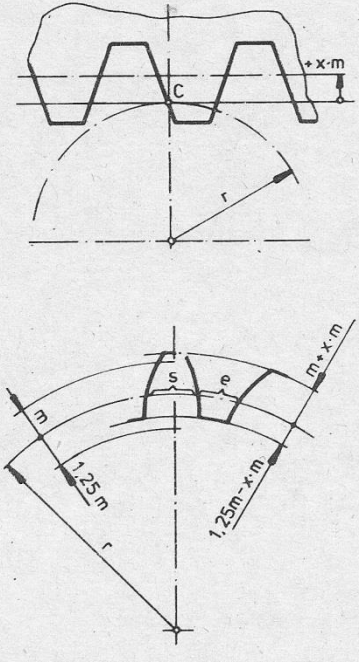
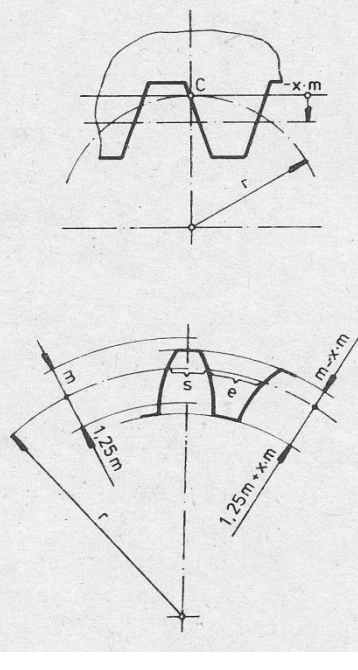
$$s = e = \frac{p}{2} = \frac{\pi.m}{2} \quad (26)$$

[1], [3]

2.3.1 Druhy kol

Podle vzájemné polohy roztečné přímky základního profilu a roztečné kružnice vyráběného ozubeného kola mohou vzniknout při výrobě tyto druhy kol: N, +V, -V. Součinem $x \cdot m$ vyjadřujeme velikost tohoto posunutí, kde x je jednotkové posunutí (pro modul $m = 1$) a m je již zmíněný modul nástroje. Změnou polohy nástroje se mění profil a rozměry zubu kola, ale přitom zůstává stejná základní kružnice a evolventa. Základní profil může být posunut buď nulově nebo kladně, tj. od středu kola, nebo záporně, tj. ke středu kola. Tímto posunutím dostáváme kola s korigovaným ozubením – kola N nebo nekorigovaným ozubením, které mohou být buď s kladným posunutím profilu – kola +V a nebo kola se záporným posunutím profilu – kola -V (Tab.2). [2], [3]

Tab. 2. Druhy kol a jejich rozměry

Kolo N	Kolo +V	Kolo -V
		
$s = e = \frac{p}{2} = \frac{\pi \cdot m}{2}$ $h_a = m$ $h_f = 1,25 \cdot m$	$s = \frac{\pi \cdot m}{2} + 2 \cdot x \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha$ $e = \frac{\pi \cdot m}{2} - 2 \cdot x \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha$ $h_a = m + x \cdot m = m \cdot (1 + x)$ $h_f = 1,25 \cdot m - x \cdot m = m \cdot (1,25 - x)$	$s = \frac{\pi \cdot m}{2} - 2 \cdot x \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha$ $e = \frac{\pi \cdot m}{2} + 2 \cdot x \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha$ $h_a = m - x \cdot m = m \cdot (1 - x)$ $h_f = 1,25 \cdot m + x \cdot m = m \cdot (1,25 + x)$

2.3.2 Druhy soukolí

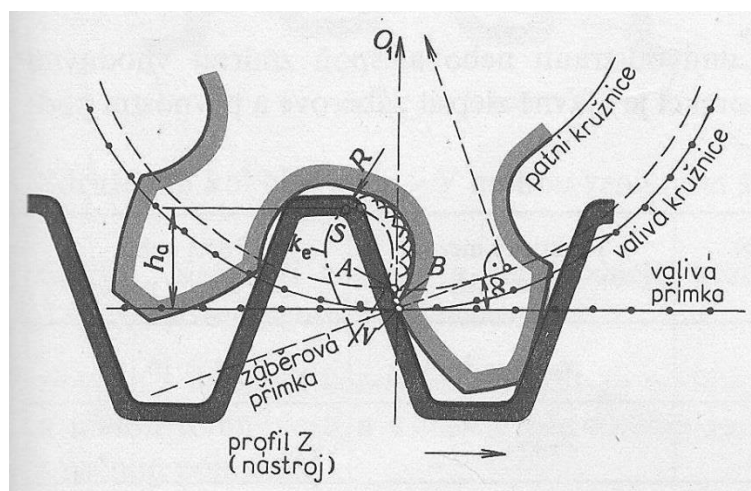
Důsledkem rozdílných druhů spoluzabírajících kol vznikají různé druhy soukolí (Tab. 3). Aby se předešlo k podřezání zubů při výrobě, použijí se soukolí VN a V, kde se zkoriguje profil zubů jednoho nebo obou kol. Také proto, abychom dosáhli větší trvanlivosti, účinnosti a tichého chodu. Může se použít, také k dosáhnutí předepsané vzdálenosti os, je-li větší, než vzdálenost os u normálního soukolí N. [3], [5]

Tab. 3. Druhy soukolí

PASTOREK	KOLO	SOUKOLÍ	OSOVÁ VZDÁLENOST
N	N	N	$a = r_1 + r_2$
+V	-V	VN	$a = r_1 + r_2$
+V	N (+V)	V	$a > r_1 + r_2$

2.3.3 Zuby a jejich podřezání

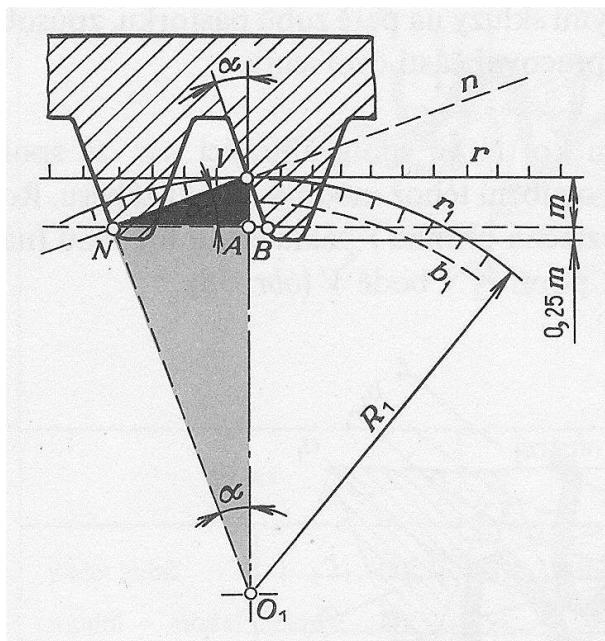
V případě, že hřeben výrobního nástroje zasahuje hluboko do věnce vyráběného kola, vybere hlava výrobního hřebene při výstupu z mezery část evolventy, která již byla zhotovena v předešlé fázi záběru. Vzniká tím zub s podřezanou patou. (Obr. 14). Podřezání zubů je nežádoucí, jelikož zmenšuje aktivní část evolventy a tím se zkracuje dráha záběru aktivní části evolventy. Dále se zeslabuje zub u paty zubu a tím je snížena jeho ohybová pevnost. [7]



Obr. 14. Podřezaný zub

2.3.4 Mezní počet zubů

Hranice nepodřazeného zubu u normálních kol v mezním případě nastává, při teoretickém mezním počtu zubů z_t . Okrajový bod záběrové čáry N se nachází na výši koncového bodu B přímkového ostří nože, který je ve vzdálenosti m pod roztečnou přímkou, proto nedochází k podřezání paty zubu (Obr. 15).



Obr. 15. Poměry u mezního kola

$$OV = R = \frac{z_t \cdot m}{2} \quad (27)$$

$$\text{z } \triangle ONV \Rightarrow NV = R \cdot \sin \alpha = \frac{z_t \cdot m}{2} \cdot \sin \alpha \quad (28)$$

$$\text{z } \triangle NAV \Rightarrow NV = \frac{m}{\sin \alpha} \quad (29)$$

z rovnic 28 a 29 je tedy mezní počet zubů roven:

$$z_t = \frac{2}{\sin^2 \alpha} \quad (30)$$

Připustíme-li nepatrné podřezání zubu, které není na závadu, pak můžeme použít praktický mezní počet zubů:

$$z_p = \frac{5}{6} z_t \quad (31)$$

2.4 Čelní soukolí se šikmými zuby

Čelní soukolí je tvořeno z pastorku a kola se šikmým ozubením.

Výhody šikmého ozubení:

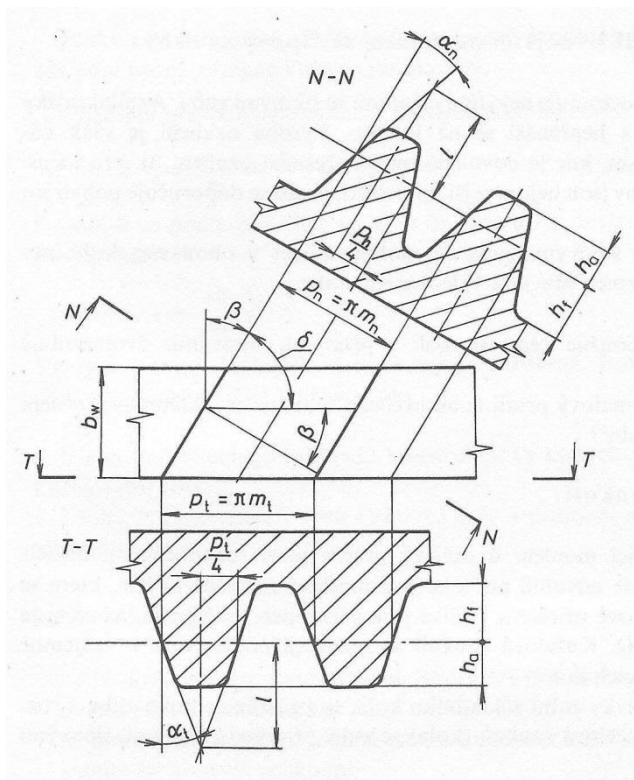
- má klidnější a tišší chod oproti soukolí s přímými zuby
- přechází a vychází do záběru postupně
- je déle v záběru než přímé ozubení

Nevýhody šikmého ozubení:

- axiální síly působící na kola ve směru os otáčení
- tyto síly je nutné zachytit v ložiskách

Při popisu soukolí se šikmými zuby je nejlepší vyjít od hřebene (Obr. 16). Boční křivky zubů jsou šikmé přímky t , které svírají s rovinou kolmou na čelní rovinu $T-T$ úhel sklonu zubu β . Hřeben se šikmými zuby má normálový profil zubů, tj. profil v normálové rovině $N-N$, kolmé na boční přímku t , který je totožný s normalizovaným základním profilem Z , nebo čelní profil zubů, tj. profil zubů v čelní rovině $T-T$.

Jsou-li v záběru dvě čelní kola N se šikmými zuby mající stejný normalizovaný profil Z , stejný úhel sklonu β a různý směr stoupání šroubovice, vznikne čelní soukolí N s vnějším ozubením.



Obr. 16. Čelní soukolí se šikmými zuby

Vzdálenost os:

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{z_1 + z_2}{2} \cdot m_t = \frac{z_1 + z_2}{2} \cdot \frac{m_n}{\cos \beta} \quad (32)$$

U čelních soukolí N se šikmými zuby lze dosáhnout libovolné vzdálenosti os bez korekce ozubení změnou úhlu β . [3]

2.4.1 Základní rozměry zubu

$$D_t = m_t \cdot z = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot z \quad (33)$$

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} \quad (34)$$

$$h_a = m_n \quad (35)$$

$$h_f = 1,25m_n \quad (36)$$

$$h = h_a + h_f \quad (37)$$

$$s_t = s_{ut} = \frac{P_t}{2} = \frac{\pi \cdot m_t}{2} \quad (38)$$

2.5 Kuželové soukolí

Kroutící moment u různoběžných hřídelí (hnací a hnaný) se zpravidla provádí kuželovými koly. U kuželového soukolí se odvalují po sobě dva myšlené roztečné kužele, které se stýkají v povrchové přímce. Společný vrchol je průsečík os obou kol V .

Výhody:

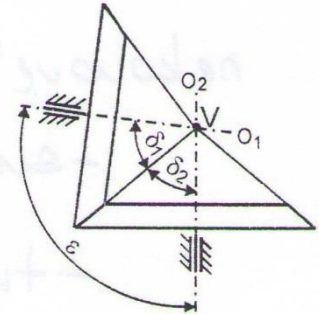
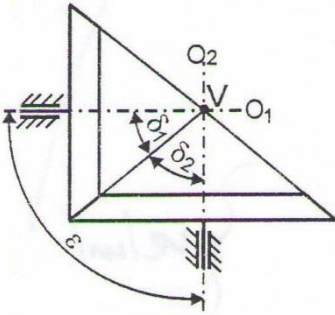
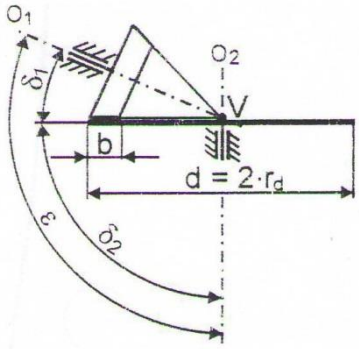
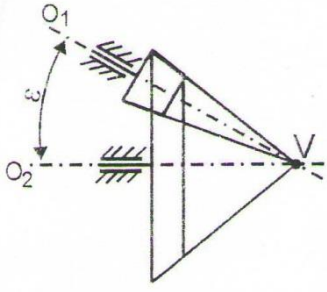
- vysoká účinnost až $\eta = 96\%$

Nevýhody:

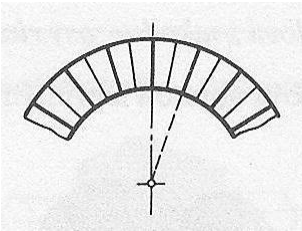
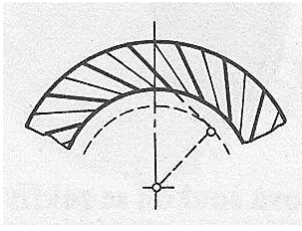
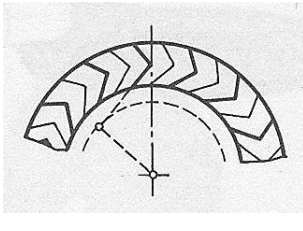
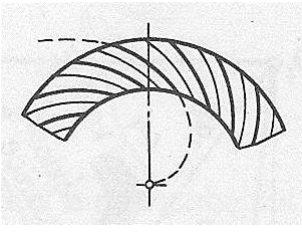
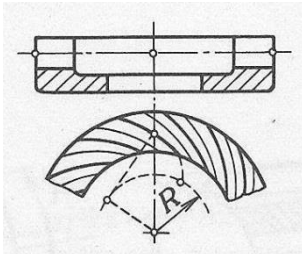
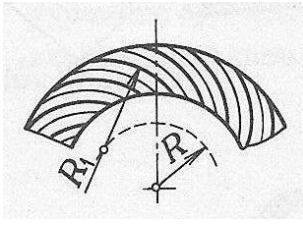
- drahá výroba (nutnost speciálních strojů a nástrojů)
- náročnější konstrukční uspořádání (nutnost dodržet zásady při uložení)
- nutnost dodržovat stanovené úchytky délkové i úhlové

Kuželová kola rozdělujeme podle vzájemné polohy os (Tab.4) a podle tvaru křivky boku zubu (Tab. 5). [5], [3], [7]

Tab. 4. Rozdělení kuželových soukolí podle vzájemné polohy os

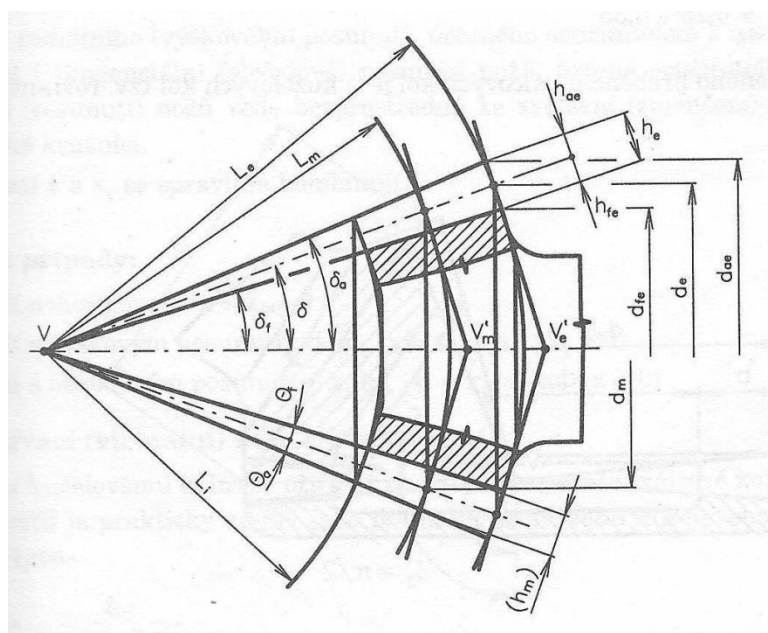
Název	Vyobrazení	Poznámka
Soukolí s vnějším ozubením - kosouhlé		$\varepsilon \neq 90^\circ$
Soukolí s vnějším ozubením - pravoúhlé		$\varepsilon = 90^\circ$ V praxi se vyskytuje nejčastěji.
Soukolí základní s rovinným (základním) kolem		Základní (rovinné) kolo- kolo s úhlem roztečného kužele $\delta_2 = 90^\circ$ - kužel přechází v rovinu. Je obdobou hřebenového ozubení.
Soukolí s vnitřním ozubením		

Tab. 5. Rozdělení kuželových soukolí podle tvaru boční křivky

<p>S přímými zuby</p> 	<p>Se šikmými (tangenciálními) zuby</p> 	<p>Se šípovými zuby</p> 
<p>Se spirálními zuby</p> 	<p>S paloidními/eloidními zuby</p> 	<p>S kruhovými zuby</p> 

2.5.1 Geometrie a rozměry ozubení

Geometrický základ soukolí je tvořen dvojicí komolých kuželů, patního a hlavového (a mezi nimi kužel roztečný). Ozubení kuželových kol se vytváří podobně jako u kol čelních s tím rozdílem, že místo odvalování válců se zde odvalují kužele.



Obr. 17. Kuželové kolo

U kuželového soukolí se rozměry počítají na největším průměru kužele.

$$h_{ae} = m \quad (39)$$

$$h_{fe} = 1,25.m \quad (40)$$

$$d_e = m.z \quad (41)$$

$$d_{ea} = d_e + 2.m.\cos \delta \quad (42)$$

$$d_{fe} = d_e - 2.1,25.m.\cos \delta \quad (43)$$

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_{m2}}{d_{m1}} = \frac{L_m \cdot \sin \delta_2}{L_m \cdot \sin \delta_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} = \frac{z_2}{z_1} \quad (44)$$

[7]

2.6 Výroba a volba materiálu ozubených kol

Menší kola, s malým počtem zubů, se vyrábí zuby zpravidla přímo na hřídeli (pastorek). Pastorek může být také vyráběn jako samostatná součást nebo může být na hřídel přivařený.

U větších kol, která mají větší počet zubů, bývají zpravidla vyráběny samostatně a nasazují se na hřídel při montáži. Menší z nich jsou vyráběny jako jeden kus, kdežto větší z nich bývají vyráběny z náboje, věnce a kotouče.

Některá velká kola mívají věnec spojen s nábojem rameny různých profilů. Pro lepší přepravu a montáž velkých kol bývají kola dělená. U těchto složených kol, se věnec vyrábí na zvláštním věnci, které se na těleso při montáži nasazuje za tepla nebo lisováním. Výhodou je, že po opotřebením zubů, lze vyměnit jen věnec.

Kola bývají samostatná, uložená na drážkové hřídeli nebo na čepu.

Volba materiálu ozubených kol se volí podle:

- přenášených sil
- obvodových rychlostí
- životnosti a bezpečnosti
- hmotnosti
- počet vyráběných kusů
- pracovního prostředí
- povolené hlučnosti
- ceny

Šedá litina a ocel na odlitky jsou nejčastěji používaným materiálem pro tělesa velkých a složených kol. Malá kola ze šedé litiny mají tvrdý povrch boků, který dobře odolává opotřebením, má dobré kluzné vlastnosti a nekoroduje. Nevýhodou tohoto materiálu je nutnost ponechání tlustých stěn a velkých přídavek na obrábění.

Kola z konstrukční oceli se zhotovují z výkovků, výlisků nebo se svařují. Má-li se dosáhnout vysoké meze únavy v ohybu při velké houževnatosti, zhotovují se buď celá kola, nebo aspoň věnec (u složených kol) z ocelí (např. 12 020), nejčastěji legovaných k zúšlechťování, např. z ocelí 14 220 a 14 221. Do průměru 400 mm se používají kola s cementovanými boky, pro kola větších průměrů je levnější povrchové kalení nebo nitrídování. Malá kola se vyrábějí též ze slinutých kovových prášků buď ocelových, nebo bronzových.

Při větších obvodových rychlostech kovová kola hlučí a přenášejí chvění z hnacího stroje na hnaný. Přenos chvění se značně utlumí, zhotoví-li se velké kolo z plastů, malé kolo z oceli. Výhodou těchto materiálů jsou: malý součinitel tření, malé opotřebením, dobrý útlum, jednoduchá výroba kol.

Nekovové materiály používané na ozubená kola jsou tvrzené tkaniny, polyamidy, polykarbonáty, polyformaldehydy a plasty na bázi uhlovodíků. [5], [3]

2.7 Mazání ozubených převodů

Mazivo používané k mazání ozubených převodů zmenšuje tření mezi zuby a současně odvádí teplo vznikající v záběru zubů a v ložiskách kol. Při dokonalém mazání jsou spoluzabírající boky zubů odděleny souvislou vrstvou maziva.

Nezakrytá, málo zatížená soukolí s obvodovou rychlostí $v \leq 0,6m.s^{-1}$ se mažou ručně hustým minerálním olejem, který se nanáší v tenké vrstvě na boky zubů.

Při rozstříkovacím mazání se brodí zuby velkého kola olejovou lázní ve spodku skříně. Rozstříkovací olej maže zuby kol a valivá ložiska a stéká zpět do olejové lázně.

Oběhové mazání umožňuje čerpadlo, které nasává olej ve spodku skříně a vytlačuje jej do ložisek a do trubky, ze které tryská do začátku záběru zubů. Tohoto způsobu mazání se používá o převodů, které přenášejí velké výkony a pracují s velkými obvodovými rychlostmi ($v > 8m.s^{-1}$).

Správná volba druhu a množství maziva má podstatný význam. Ozubené soukolí se mažou převážně mazacími oleji, které dobře zatékají mezi zuby, odvádějí teplo, snadno se vyměňují a jsou při nich menší ztráty třením. Základním hlediskem pro volbu druhu maziva je jeho viskozita a odolnost proti stárnutí, dále je nutno přihlížet k druhu soukolí, materiálu a způsobu výroby ozubení, k obvodové rychlosti, k průběhu přenášeného zatížení, k provozní teplotě převodu a ke spotřebě maziva. Vhodný olej se vybere podle katalogu výrobce převodovek.

Teplota oleje ve skříně nesmí přesáhnout:

- 50°C pro $m = 1,25$ až 2 mm
- 65°C pro $m = 2,25$ až 8 mm
- 70°C pro šnekové převody

[5], [3]

3 PŘEVODOVKY

Převodovka se skládá ze skříně a ze soustavy ozubených kol a podle jejich počtu, může být jednoduchá nebo složitější. Vkládá se mezi hnací jednotku (motor) a výstupní člen pro různé účely. Její skříň může plnit i další funkce.

Úkolem převodovky je dosažení změny úhlové rychlosti a kroutícího momentu z výstupu motoru na výstupní člen převodovky.

Základními funkčními parametry převodovky jsou:

- vstupní výkon – příkon [kW], resp. kroutící moment [Nm]
- otáčky na výstupu [ot./min], resp. posuvová rychlost [m/min]
- celkový převod
- celková účinnost
- životnost [hod]

Často se vyrábějí a dodávají jako typizované komponenty. Výhodou je, že ulehčují a zefektivňují práci konstruktéra a snižují náklady některým výrobním závodům, tím že nemusí mít strojní vybavení pro jejich výrobu.

Jejich základní parametry jsou:

- výkon
- vstupní otáčky
- převodový poměr
- účinnost
- druh provozu a denní doba provozu
- teplota okolí
- počet zapnutí (rozběhů) za 1 hodinu
- přípojovací rozměry

Převodovky nazýváme také jako reduktory nebo jako multiplikátory. U reduktorů dochází ke snížení otáček a zvýšení kroutícího momentu na výstupu a u multiplikátorů dochází ke zvýšení otáček a snížení kroutícího momentu na výstupu. [7]

3.1 Výroba a montáž

Převodovky se skládají z:

- převodové prvky
- rotační přenosové části
- spojovací části
- uložení
- z tělesa převodovky (rámu)

Těleso převodovky (rám) lze zhotovit jako:

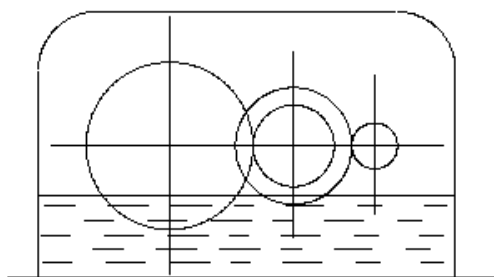
- odlitek – vhodný pro sériovou výrobu
- svařenec – vhodný pro kusovou výrobu

Konstrukce rámu musí vyhovovat požadavkům montáže, demontáže a případným opravám. Do toho spadá i požadavek na dělicí rovinu, otvory pro montáž, demontáž a kontrolní otvory. [7]

3.2 Provoz, údržba a opravy

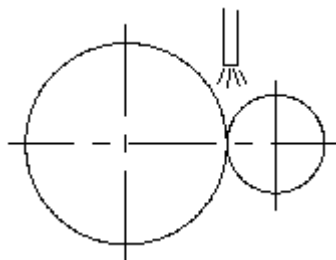
Uživatel převodovky musí zajistit a sledovat mazání převodových prvků a ložisek a u převodovek s vysokými obvodovými rychlostmi i chlazení.

Způsoby mazání byly popsány v kapitole 2.7 Mazání. U převodovek s *rozstříkovacím mazáním* (Obr. 18), je nutné sledovat hladinu oleje ve skříni buď tzv. olejoznakem nebo měrkou pro měření oleje.



Obr. 18. Rozstřikovací mazání

U převodovky s *oběhovým mazáním* (Obr. 19) je mazání zajištěno speciálním hydraulickým obvodem - hydromotor, filtr, dávkovač oleje, pojistný ventil, lednička. Olej kromě mazání slouží hlavně ke chlazení.



Obr. 19. Oběhové mazání

U převodovek s olejovou náplní resp. s olejovým oběhem je nutno sledovat těsnost převodové skříně. Z konstrukčního hlediska plyne nutnost utěsnit vstupní a výstupní hřídele vhodnými těsníci elementy a (i u dělených skříní) zajistit nepropustné spojení.

Kromě sledování oleje je vhodné sledovat i hlučnost převodovky, která může signalizovat případné poruchy. [7]

4 HŘÍDELOVÉ SPOJKY

Hřídelové spojky patří mezi základní strojní části a jejich vývoj zasahuje daleko do minulosti. Původní prosté spojování tyčí a hřídelí se s rozvojem hnacího a hnaného stroje postupně zdokonalovalo a z jednoduché spojky se vyvinula pro některé zvláštní účely velmi složitá strojní součást. Některé ze starších typů spojek se po příslušných konstrukčních úpravách dodnes používají.

Spojka je důležitým mezičlánkem mezi hnacím a hnaným strojem a musí splňovat požadavky, které jsou na ni kladeny oběma těmito stroji. Je to strojní součást, která slouží k trvalému nebo dočasnému spojování hřídelí, popřípadě k přímému spojování hřídele s řemenicí, ozubeným kolem apod. Kromě této základní úlohy přenosu krouťícího momentu z jedné hřídele na druhou plní spojka i další funkce, jako bránění přetížení pracovního stroje, vyrovnávání tepelné deformace, tlumení rázů, umožňování postupného zatěžování hnacího stroje aj.

Moderní technika, která stále směřuje k vyšším výkonům a větším pracovním rychlostem při současném zkracování výrobní doby a zvětšování výrobní přesnosti, vyžaduje dálkové ovládání, mechanizaci a automatizaci pracovních pochodů. Z tohoto požadavku vyplývají pro techniku pohonů a i pro hřídelové spojky rozsáhlé úkoly. Jsou dány především zdokonalováním a novými konstrukcemi spojek u ovládaných a regulačních ústrojí. Komplikované a těžkopádné pákový převody, jimiž se spojky ovládaly, musely ustoupit elektrickému, hydraulickému nebo pneumatickému ovládání, které umožňuje pohotovému a pohodlnému řízení z jednoho místa.

Časem se z rozmanitých požadavků praxe vyvinul velký počet různých spojek, od jednoduchých tuhých až po složitá, plně automatizovaná zařízení. Hromadná výroba si vynutila u některých druhů spojek, popřípadě jejich součástí důslednou normalizaci. [8]

4.1 Nepružné spojky

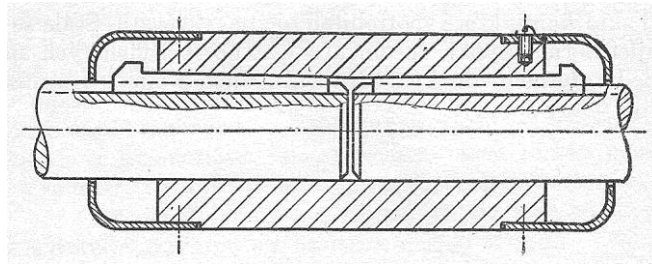
V případě jejich využití se počítá s trvalým spojením hřídelí, proto se využívají u strojů s trvalým krouťícím momentem. Jelikož nedovolují odchylky od sousostí hřídelí, proto musí být zajištěno pevné uložení strojů. Pokud by tak nebylo učiněno, dochází ke značným namáháním hřídelí, ložisek i spojek a tím je značně ovlivněna životnost jednotlivých částí strojů.

4.1.1 Tuhé (pevné) spojky

Slouží k pevnému a trvalému spojení, které nedovolují axiální zatížení, ani posuv hřídelí.

4.1.1.1 Trubková spojka

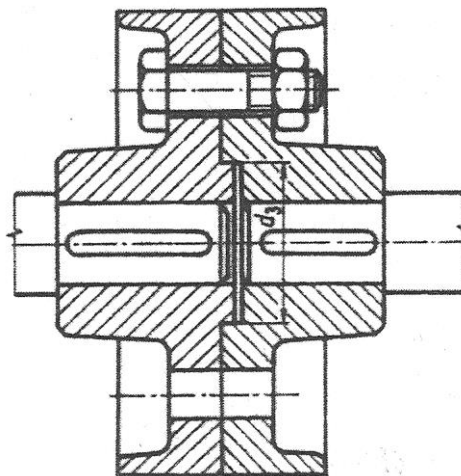
Jedná se o nejjednodušší tuhouspójku, která se používá pro malý počet otáček, přenos malého kroutícího momentu a pro spojení hřídelí stejného průměru. Hřídele jsou s trubkou spojeny klíny s nosem a musí být z bezpečnostních důvodů zakryty krytem (Obr. 20).



Obr. 20. Trubková spojka

4.1.1.2 Kotoučová spojka

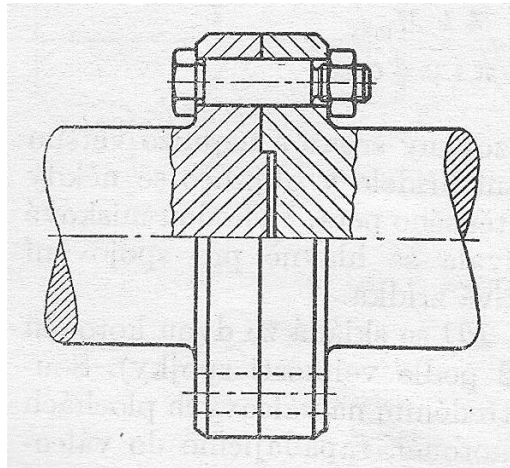
Kotoučová spojka (Obr. 21) je složena ze dvou kotoučů, jejichž spojení zajišťují lícované šrouby. Kotouče jsou středěny pomocí osazení na jednom kotouči, zapadajícím do vybrání druhého kotouče. Sestava spojky je uložena na obou hřídelích, pomocí lícovaného průměru, zajištěném pomocí pera na každé hřídeli pro přenos kroutícího momentu.



Obr. 21. Kotoučová spojka

4.1.1.3 Přírubová spojka

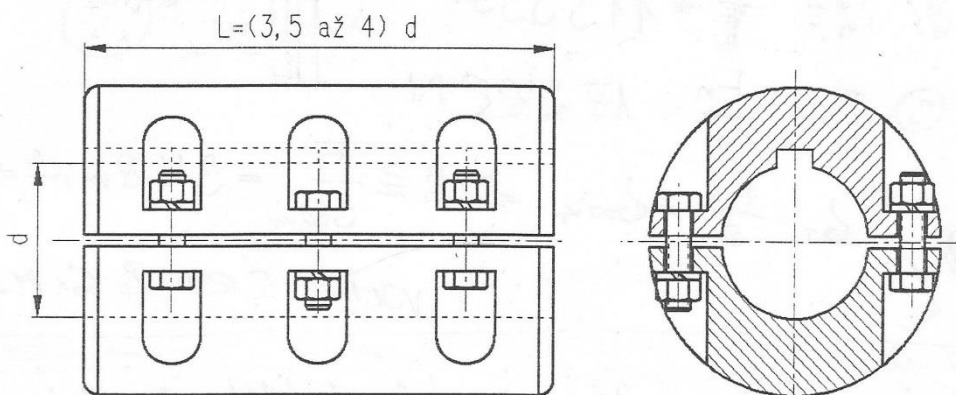
Tato spojka zaručuje pevné a bezpečné spojení hřídelí. Používá se pro přenos velkých výkonů za současného působení axiálních sil nebo pro rázové zatížení. Od kotoučové spojky se liší tím, že příruby jsou výkovky přímo na hřídelích (Obr. 22). Spojení zajišťují lícované šrouby s válcovými nebo kuželovými dřívky.



Obr. 22. Přírubová spojka

4.1.1.4 Korýtková spojka

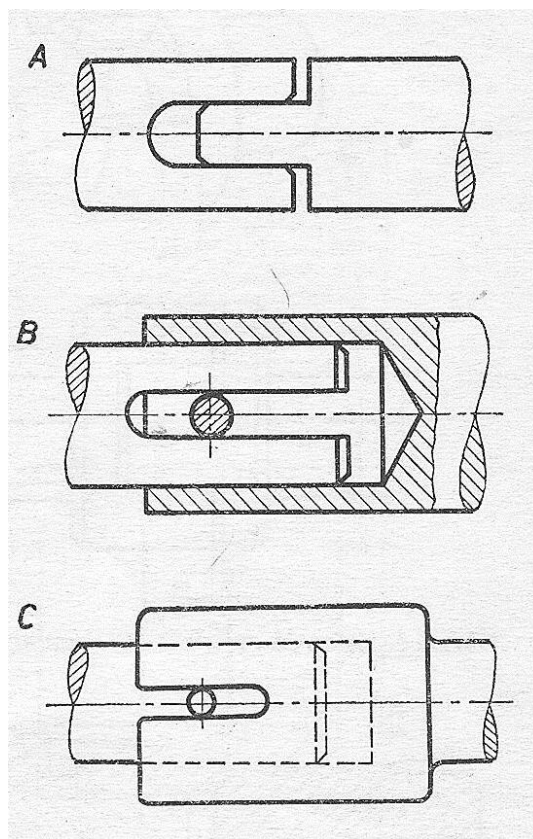
Je tvořena dvěma tuhými částmi, které jsou spojeny čtyřmi až osmi šrouby (Obr. 3). Dle přenášeného krouticího momentu určujeme velikost spojky a počet a průměr šroubů. Aby nedocházelo k prokluzu na hřídeli, používá se také těsného pera. Výhodou je snadná montáž.



Obr. 23. Korýtková spojka

4.1.2 Dilatační spojky

Jsou vhodné pro přenos malých kroutících momentů, umožňují malou nesouosost hřídelí, umožňují malý axiální posuv hřídelí, např. změnou teploty. Používají se u malých čerpadel, kuchyňských strojků, přístrojů a pomocných zařízení (Obr. 24).

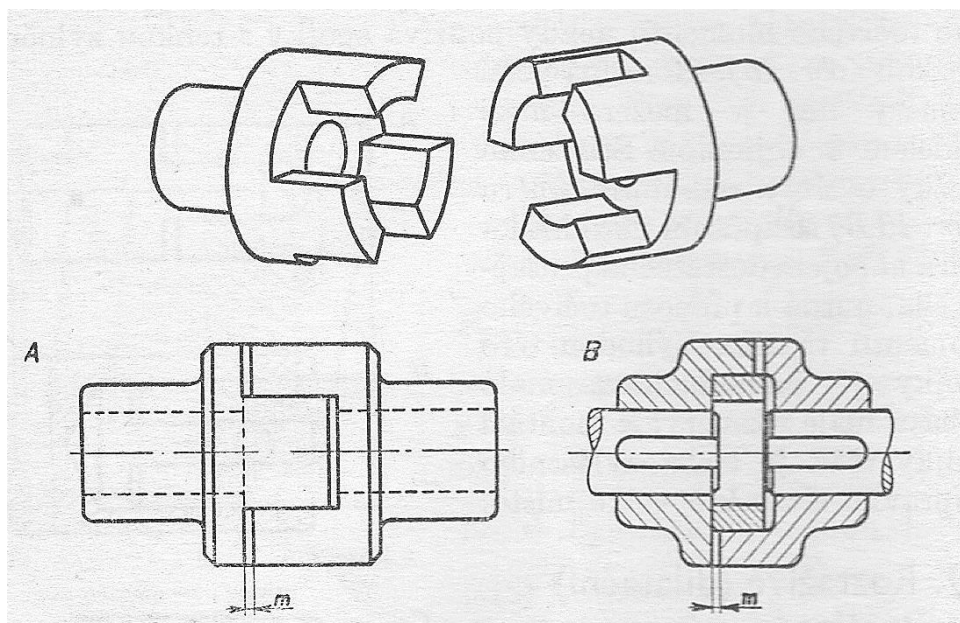


Obr. 24. Dilatační spojky pro přenos malých kroutících momentů

4.1.2.1 Zubová spojka

Je tvořena dvěma kotouči pevně nasazenými na koncích hřídelí. Kotouče mají tři až pět zubů zapadajících vzájemně do sebe (Obr. 25). Pro klidný chod musí být stykové plochy zubů důkladně obrobena. Souosost hřídelí je zajištěna tím, že konec jednoho hřídele zasahuje do díry v náboje druhého kotouče, nebo pomocí středícího kroužku mezi kotouči (Obr. 25b).

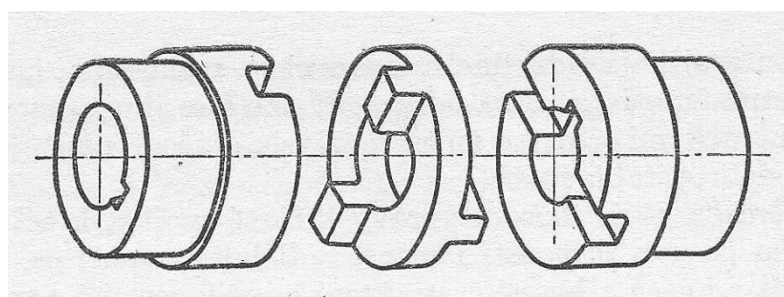
Výhody spojky jsou jednoduchá konstrukce, malý moment setrvačnosti, malá váha a snadná údržba. Používá se u zařízení s pomalými otáčkami a častou změnou směru otáčení.



Obr. 25. Zubová spojka – a) bez středící vložky; b) se středícím kroužkem

4.1.2.2 Křížová spojka

Je tvořena hnací a hnanou částí, které bývají z oceli a stejných rozměrů a středící mezikus, který bývá taktéž z oceli nebo z plastické hmoty (Obr. 26).

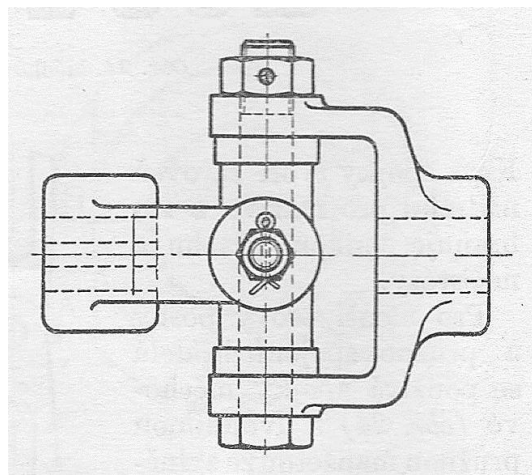


Obr. 26. Křížová spojka

4.1.3 Kloubové spojky

Kloubové spojky (Obr. 27) jsou využívány při spojování rovnoběžných nebo i různoběžných hřídelí. Úhel vychýlení hřídelí závisí na přípustné nerovnoměrnosti chodu hnaného hřídele a na druhu spojky.

Kloubové spojky se používají zejména pro přenos malých a středních momentu, např. u vozidel, jeřábů, hospodářských a papírenských strojů apod. Nevýhodou je nerovnoměrnost chodu hnaného hřídele, která je úměrná úhlové vychylce hřídelí. [8]



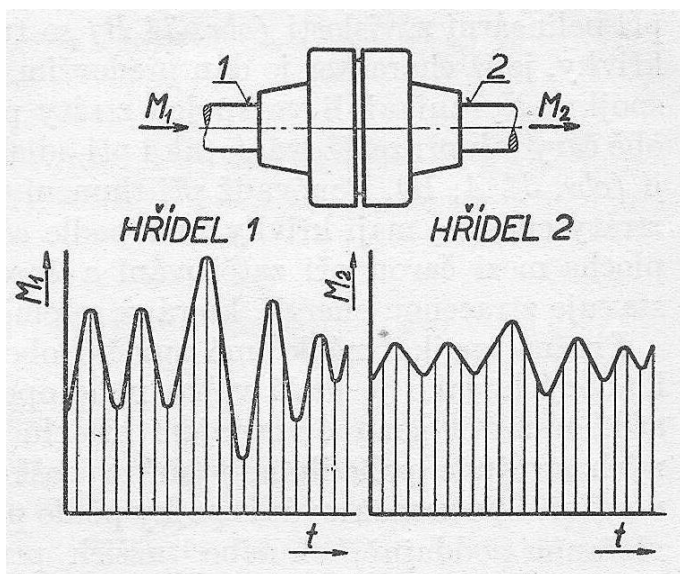
Obr. 27. Kloubová spojka
s křížovým unáščečem

4.2 Pružné spojky

U těchto spojek jsou hřídele spojeny pomocí pružné vložky. V závislosti na velikosti, typu a schopnosti pružných vložek může spojka kromě kroutícího momentu plnit i tyto funkce:

- tlumit rázy přenášené z jednoho hřídele na druhý
- vyrovnávat úhlové vychýlení a radiální nebo axiální posunutí hřídelí způsobené nepřesností výroby a montáže, tepelnou dilatací, pružnou deformací apod.
- chránit zařízení před nežádoucím kmitáním (volbou spojky s vhodnými dynamickými vlastnostmi lze dosáhnout posunutí vlastního kmitočtu systému mimo oblast provozních otáček)

Kolísá-li kroutící moment M_1 přiváděný hřídelí 1 od hnacího stroje, pak se tento moment u tuhé spojky přenáší prakticky beze změny, kdežto u pružných spojek se amplituda jednotlivých kmitů na hřídeli 2 hnaného stroje zmenší (Obr.28). Snížení amplitud závisí především na schopnosti pružných vložek akumulovat mechanickou energii nebo ji měnit v energii tepelnou. Akumulovaná energie se pak s určitým zpožděním uvolňuje a předává na hnaný hřídel. Ta část energie, která se přeměnila v energii tepelnou jednak účinkem vnitřního tření v pružné vložce a jednak vnějším třením ve stykových plochách vložek a spojky, se odvádí do okolí.

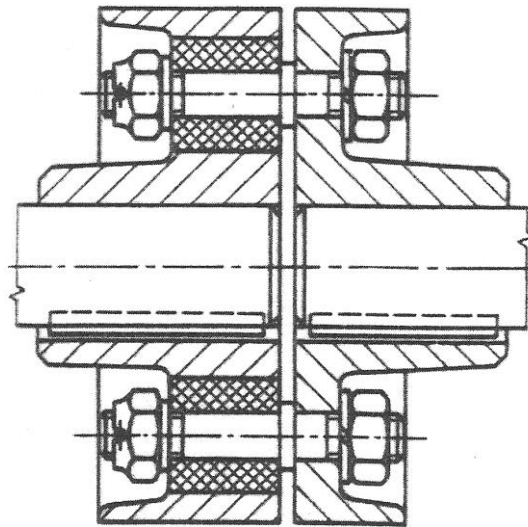


Obr. 28. Průběh momentu na hnací a hnané hřídeli u pružné spojky

Pružná spojka se vyznačuje malou vahou, malým opotřebením a velkou životností. Měla by umožňovat snadné rozpojení hřídelí, bez demontáže spojovaných strojů a tím i výměnu poškozených pružných vložek. Díky tomu je umožněna výměna tužších či měkčích pružných vložek.

4.2.1 Čepová spojka

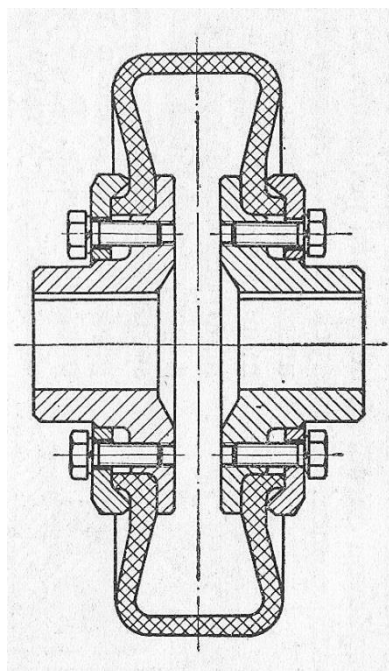
Tato spojka je konstrukčně jednoduchá a používá se pro přenos menších i větších kroutících momentů. Je tvořena dvěma kotouči s čepy, na nich jsou navlečeny pryžové vložky nebo pryžová pouzdra (Obr. 29). Vložky a pouzdra mají vnější průměr o 1 až 1,5% větší než je průměr příslušné díry. Čepy bývají někdy z důvodů výrobních uloženy střídavě v obou kotoučích spojky, aby byly shodné.



Obr. 29. Čepová spojka

4.2.2 Spojka s pryžovou obručí (Periflex)

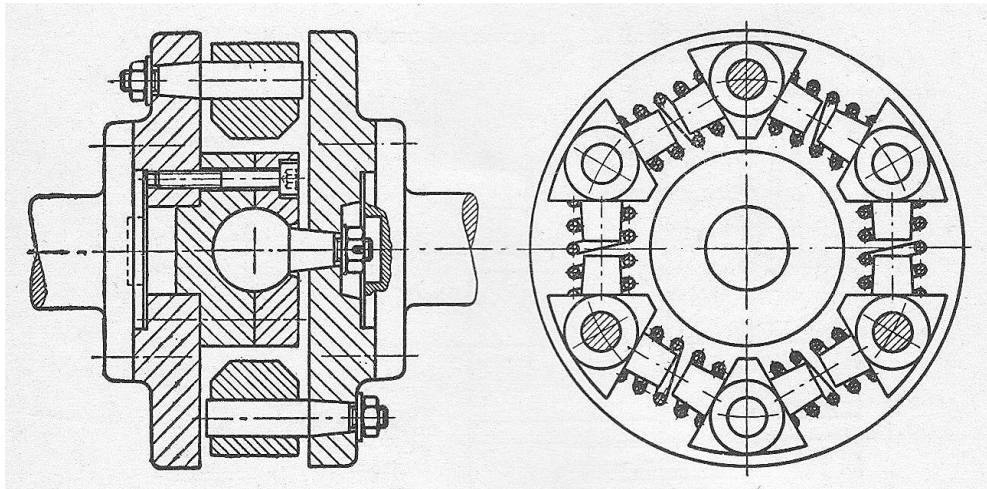
Tato spojka nalezne využití v místech, kde je malá montážní délka. Spojka je tvořena pryžovou obručí, která je pomocí přítlačných prstenců připevněna (Obr. 30). Prstence jsou staženy šrouby, které umožňují snadnou montáž a demontáž spojky. Velikost a tvar pryžové obruče umožňuje pootočení kotoučů spojky a posunutí hřídelí. Konstrukce pryžové obruče je tvořena z textilní vložky nebo z ocelových drátů. Spojka umožňuje značný úhel pootočení a tím je schopná zachytit i poměrně velké změny krouťacího momentu.



Obr. 30. Spojka s pryžovou obručí

4.2.3 Pružná spojka se šroubovitými pružinami

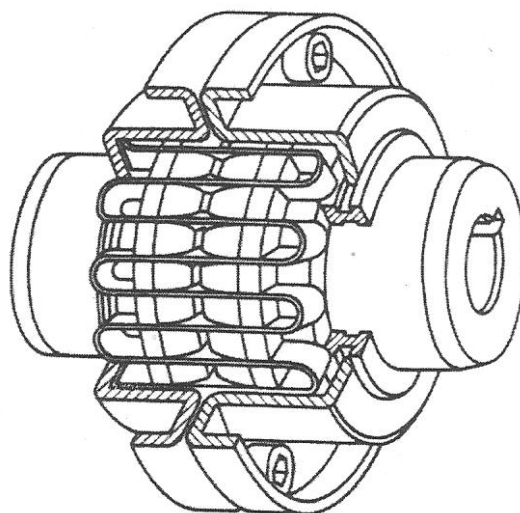
U pružinové spojky se šroubovitými pružinami (Obr. 31) se obvodová síla přenáší pružinami nasunutými na protilehlé čepy hnané a hnací části spojky. Tyto čepy zabraňují vysmeknutí pružiny. Délka pružiny se volí tak, aby čepy při přetížení na sebe dosedly a pružiny se nepoškodily.



Obr. 31. Pružná spojka se šroubovitými pružinami

4.2.4 Spojka s plochou pružinou

Tato spojka je vhodná pro přenos malých i velkých kroutících momentů a do velmi náročných provozních podmínek, jako je rázové zatížení, časté obracení chodu, proměnlivý kroutící moment apod. Umožňuje malou dilataci v axiálním směru a menší nesouosost hřídelí, snižuje nerovnost chodu, tlumí rázy, má velkou životnost. Je tvořena dvěma shodnými kotouči, které mají na vnějším povrchu axiální drážky, v nichž je vložena pružina z ploché oceli (Obr. 32). [8]



Obr. 32. Spojka s plochou pružinou

4.3 Výsuvné spojky

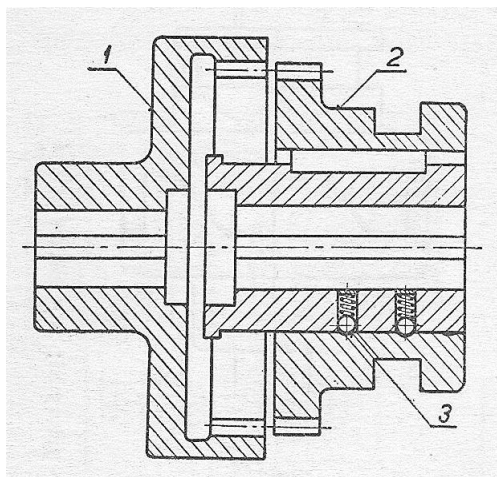
Používají se k přenosu kroutícího momentu, ke spojení a rozpojení hřídelí za klidu nebo za běhu v plném zatížení. U zubové výsuvné spojky lze hřídele spojit a zapojit jen za klidu (v případě nutnosti i při malých otáčkách a odlehčeném stavu). Výsuvné spojky zapínané a vypínané za provozu jsou buď třecí, nebo indukční.

Třecí spojky přenáší moment pomocí tření pracovních ploch. U indukčních spojek je moment přenášen díky magnetickému poli, bez mechanického dotyku.

Ovládání výsuvných spojek se provádí mechanicky, hydraulicky, pneumaticky nebo elektromagneticky.

4.3.1 Zubová spojka

Kroutící moment se u zubových spojek přenáší boky zubů nebo zářezů navzájem do sebe zapadajících. Tvar a velikost zubů nebo zářezů jsou různé podle velikosti a konstrukce spojky a podle velikosti přenášeného momentu. Zubové spojky vyžadují dobrou souosost hřídelí. Výhodou je snadná montáž a malé rozměry.



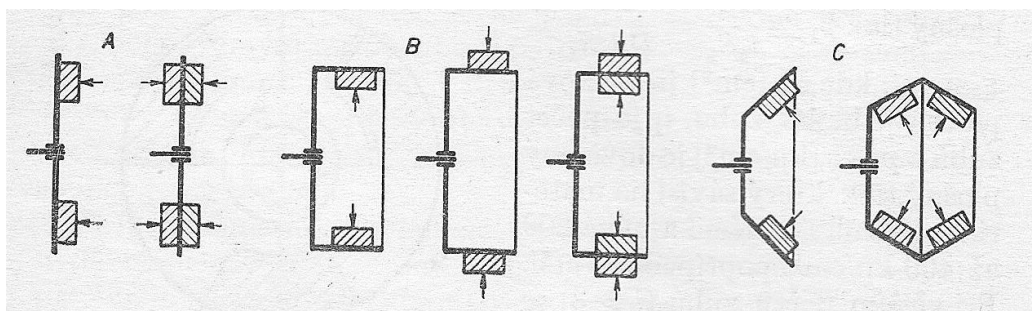
*Obr. 33. Zubová výsuvná spojka
s vnějším, popř. vnitřním ozubením*

U zubové výsuvné spojky (Obr. 33) má hnací kotouč 1 vnitřní ozubení a hnaný kotouč 2 ozubení vnější. Posuvný kotouč 2 se v krajních polohách zajišťuje západkami 3.

4.3.2 Třecí spojky

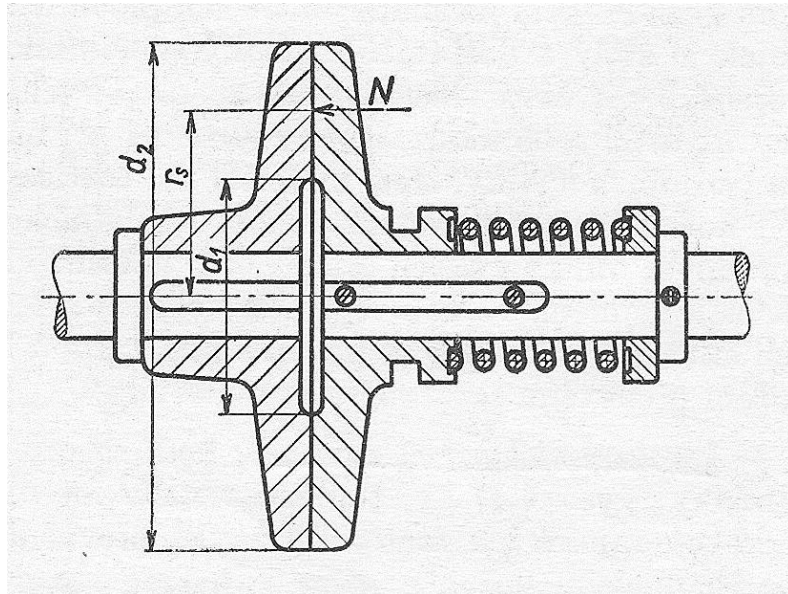
Jejich konstrukce umožňuje při plném zatížení spojovat a rozpojovat hnací a hnanou hřídel. Dojde-li k přetížení, spojka proklouzne a tím nedojde k poškození hnacího nebo hnaného zařízení. Prokluzu spojky se také využívá při rozběhu pro plynulý a tichý záběr. Podle polohy a směru přítláčné síly vzhledem k třecí ploše (Obr. 34) se dělí třecí spojky:

- spojky s třením na čelní ploše (Obr. 34A)
- spojky s třením na válcové ploše (Obr. 34B)
- spojky s třením na kuželové ploše (Obr. 34C)



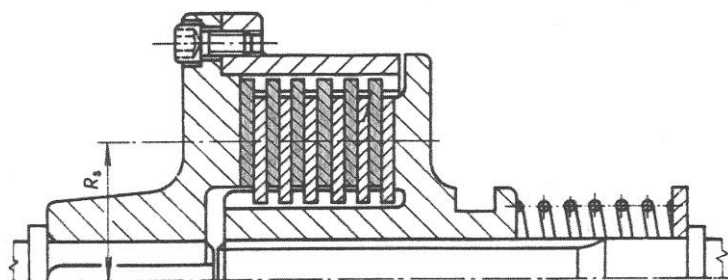
Obr. 34. Schéma třecích spojek s třením na ploše čelní, válcové a kuželové

Na obrázku 35. můžeme vidět nejjednodušší třecí spojku s dvojicí třecích ploch, z nichž jedena je pevně spojena s hřídelí a druhá je posuvně přitlačována pružinou na druhé hřídeli. V případě větších kroutících momentů by spojka měla velké rozměry třecích ploch, proto se využívá více lamel.



Obr. 35. Třecí spojka s jednou třecí plochou

Lamelová spojka (Obr. 36) má na vnitřním povrchu pláště spojeného s hnací hřídelí drážky, v nichž se mohou volně posouvat hnací lamely. Mezi hnací lamely jsou vloženy lamely hnané volně posuvné v drážkách na vnějším povrchu náboje pevně spojeného s hnanou hřídelí. Aby při běhu naprázdno lamely na sobě nelpěly a nevznikalo tak nežádoucí tření a opotřebení, bývá lamela směrem ke středu vyduťtá nebo při vnitřním okraji vlnovitě zprohýbaná. Lamelové spojky jsou jednoduché a mají i pro velké výkony poměrně malé rozměry. Používá se jich velmi často např. u obráběcích strojů, kompresorů, lisů, tiskařských strojů, dopravníků apod. [8]



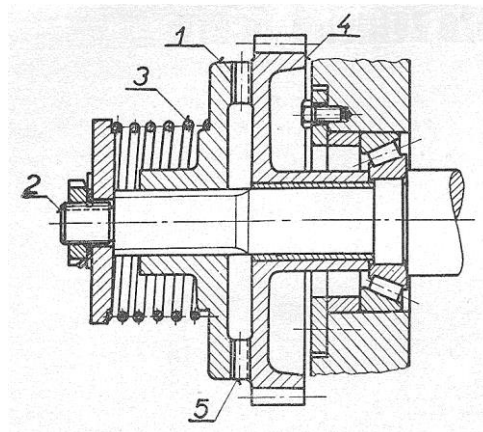
Obr. 36. Lamelová spojka

4.4 Pojistné spojky

Pojistné spojky jsou zařízení konstruované, aby při nepředvídaných rázech a zatížení způsobily rozpojení hnací a hnané hřídele a tím zamezily trvalému poškození zařízení. Při návratu k normálnímu krouticímu momentu spojka opět spojí obě hřídele (zubová, kuličková, třecí spojka) nebo je nutné vyměnit pojistnou součást (kolíková spojka).

4.4.1 Pojistná spojka zubová

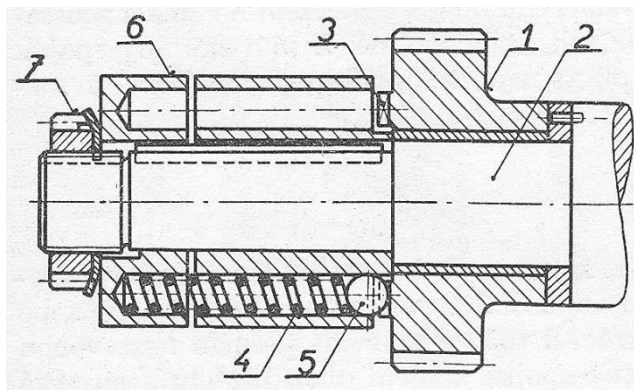
Pojistná zubová spojka (Obr. 37) se skládá z části 1, která je posuvná na drážkované hnací hřídeli 2 a je přitlačována pružinou 3 k části 4. Část 4 je volně otočná na hřídeli a s částí 1 se dotýká prostřednictvím jemného čelního ozubení 5 s vrcholovým úhlem 90° . Maximální krouticí moment přenášený touto pojistnou spojkou závisí na přitlačné síle pružiny a na výšce a tvaru zubů.



Obr. 37. Pojistná spojka zubová

4.4.2 Pojistná spojka kuličková

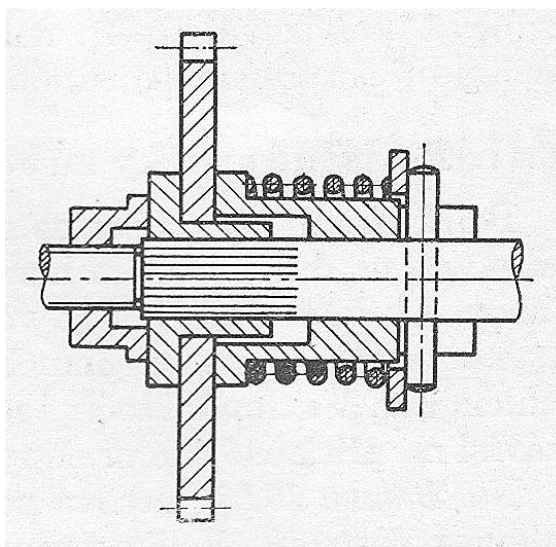
U kuličkové spojky (Obr. 38) je ozubené kolo 1 volně otočné na hřídeli 2. Na čelní ploše ozubeného kola jsou radiální zářezy 3, do kterých jsou pružinami 4 vtlačovány kuličky 5. Poloha posuvné části 6 na hřídeli 2 je zajištěna hřídelovou maticí 7. Při přetížení nebo rázu zatlačí zuby kuličky do příslušných otvorů, pružiny se stlačí a spojka se začne protáčet.



Obr. 38. Pojistná spojka kuličková

4.4.3 Třecí pojistná spojka

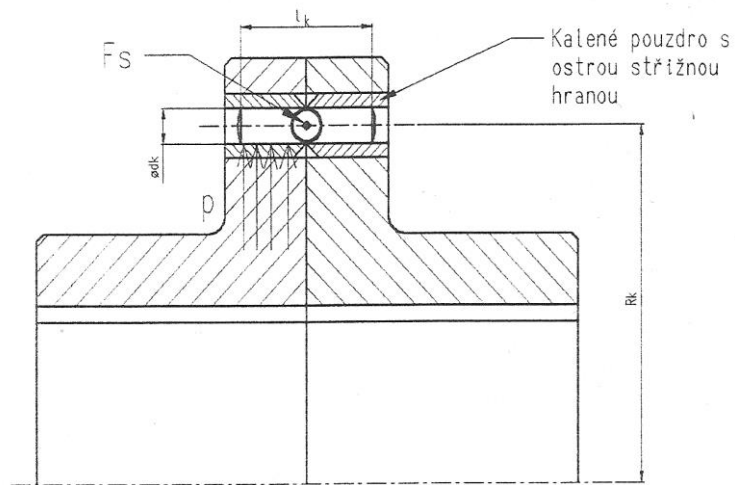
Na obrázku 39. je vyobrazena jednoduchá třecí pojistná spojka s čelní třecí plochou. Vlivem působení pružiny je kotouč ozubeného kola přitlačěn na náboj. Spojka lze využít při nízkém točivém momentu. Pro vyšší točivý moment se musí využít lamelové nebo kuželové třecí spojky.



Obr. 39. Jednoduchá třecí pojistná spojka

4.4.4 Kolíková spojka

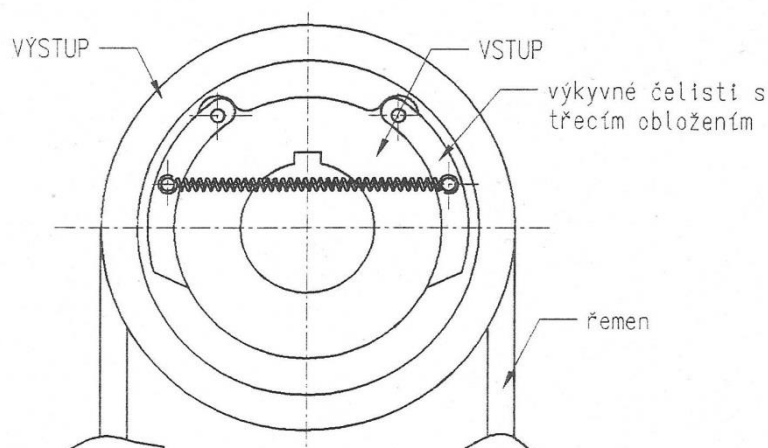
Je tvořena dvěma stejnými kotouči opatřenými kalenými ocelovými pouzdry, ve kterých je umístěn kolík, který má zvolen průřez tak, aby při překročení daného krotícího momentu došlo k jeho přestřižení (Obr. 40). Podle velikosti přenášeného krotícího momentu je spojka spojena jedním nebo více kolíky. Kolíky bývají zpravidla ocelové, popřípadě mosazné. Nevýhodou těchto spojek je po přestřižení kolíků dočasné vyřazení z provozu a nutnost nahrazení kolíků. [8]



Obr. 40. Kolíková spojka

4.5 Rozběhové spojky

Rozběhové spojky (Obr. 41) jsou konstruovány tak, aby nedošlo k náhlému rozběhu hnaného zařízení hned na začátku, ale až v době, kdy je hnací zařízení dostatečně rozběhnuté. Následně s přibývajícimi otáčkami dochází k postupnému samočinnému záběru spojky a plynulému přenosu kroutícího momentu na hnanou hřídel. Rozběhových spojek se využívá zpravidla ve spojení strojů s elektromotory s kotvou na krátko. [8]



Obr. 41. Rozběhová spojka

II. PRAKTICKÁ ČÁST

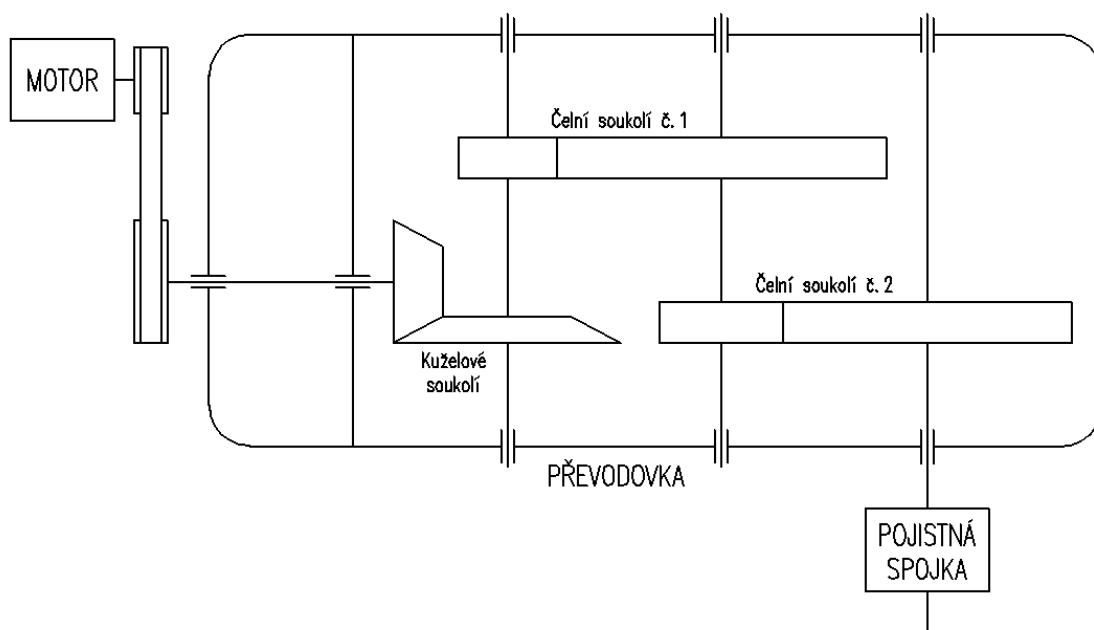
5 ZADÁNÍ

Cílem práce je návrh a výpočet hnací jednotky s převodovkou s kuželovými koly a pojistnou spojkou.

Zadané hodnoty:

- výkon: $P = 5000\text{W}$
- výstupní otáčky: $n = 50 \text{ min}^{-1}$
- převodový poměr: $i = 30$

5.1 Schéma



Obr. 422. Schéma hnací jednotky

6 VÝPOČET ŘEMENOVÉHO PŘEVODU

6.1 Volba motoru

Volím elektromotor 2 pólový trojfázový asynchronní nízkonapěťový nakrátko od firmy SIEMENS IMA7 163-2BB [11], který má parametry:

- jmenovitý výkon: $P_p = 7500W$
- otáčky: $n_0 = 2940 \text{ min}^{-1}$
- účinnost: $\eta_E = 0,86$

Skutečný výkon elektromotoru:

$$P_{ef} = P_p \cdot \eta_E = 7500 \cdot 0,86 = 6450W$$

6.2 Řemenový převod

Z diagramu v lit. [11] volím řemen typu SPZ

Výpočet jmenovitého výkonu:

součinitel provozního zatížení $c_2 = 1,2$ volím z lit. [11]

$$P_j = P_{ef} \cdot c_2 = 6450 \cdot 1,2 = 7740W$$

Z grafu závislostní η na P_j :

$$d_p = 112 \div 180mm$$

⇒ Dle [9] volím $d_p = 112mm$ (řemenice typu SPZ).

Převodový poměr:

$$i_{0,1} = \frac{n_0}{n_1} = \frac{2940}{1500} = 1,96$$

Výpočet obvodové rychlosti:

$$v = \frac{d_p \cdot n_0}{19100} = \frac{112 \cdot 2940}{19100} = 17,24 \text{ m/s}$$

Výpočet velkého průměru řemenice:

$$D_p = i_{0,1} \cdot d_p = 1,96 \cdot 112 = 219,52 \text{ mm}$$

$$\text{Volím } D_p = 224 \text{ mm}$$

Přibližná osová vzdálenost řemenic:

$$0,7 \cdot (D_p + d_p) \leq A \leq 2 \cdot (D_p + d_p)$$

$$0,7 \cdot (112 + 224) \leq A \leq 2 \cdot (112 + 224)$$

$$235,2 \text{ mm} \leq A \leq 672 \text{ mm} \Rightarrow \text{volím } A = 300 \text{ mm}$$

Úhel opásání malé řemenice:

$$\cos \frac{\beta}{2} = \frac{D_p - d_p}{2A} = \frac{224 - 112}{2 \cdot 300} = 0,187 \Rightarrow \beta = 158,48^\circ$$

$$\alpha = 90 - \frac{\beta}{2} = 90 - \frac{158,48}{2} = 10,76^\circ$$

Délka klínového řemene:

$$\begin{aligned} L_p &= 2A \cdot \sin \frac{\beta}{2} + \frac{\pi}{2} (D_p + d_p) + \frac{\pi \cdot \alpha}{180} (D_p - d_p) = \\ &= 2 \cdot 300 \cdot \sin \frac{158,48}{2} + \frac{\pi}{2} (224 + 112) + \frac{\pi \cdot 10,76}{180} (224 - 112) = 1138,27 \text{ mm} \end{aligned}$$

\Rightarrow Dle [9] volím $L_p = 1250 \text{ mm}$.

Skutečná osová vzdálenost:

$$A = p + \sqrt{p^2 - q}$$

$$p = 0,25L_p - 0,393(D_p + d_p) = 0,25 \cdot 1250 - 0,393(224 + 112) = 180,45 \text{ mm}$$

$$q = 0,125(D_p - d_p)^2 = 0,125(224 - 112)^2 = 1568 \text{ mm}$$

$$A = p + \sqrt{p^2 - q} = 180,45 + \sqrt{180,45^2 - 1568} = 356,5 \text{ mm}$$

Počet řemenů:

$$z = \frac{P_{ef} \cdot c_2}{P_1 \cdot c_1 \cdot c_3} = \frac{6450 \cdot 1,2}{3280 \cdot 0,98 \cdot 0,9} = 2,675$$

⇒ Dle [9] volím 3x Řemen SPZ 1250 L_p ČSN 02 3112.

Ohybová frekvence:

$$f_0 = \frac{2000 \cdot v}{L_p} = \frac{2000 \cdot 17,24}{1250} = 27,58 s^{-1}$$

Obvodová síla:

$$F = \frac{P_j}{v} = \frac{7740}{17,24} = 448,96 N$$

Pracovní předpětí řemene:

$$F_u = (1,5 \div 2) \cdot F = 1,75 \cdot 448,96 = 785,68 N$$

Výpočet mezního seřízení osové vzdálenosti:

$$x \geq 0,03 L_p = 0,03 \cdot 1250 = 37,5 mm$$

$$y \geq 0,015 L_p = 0,015 \cdot 1250 = 18,75 mm$$

7 NÁVRH PŘEVODOVKY

7.1 Volba jednotlivých převodů

Vstupní otáčky v převodovce budou $n_1 = 1500 \text{ min}^{-1}$ a výstupní $n_4 = 50 \text{ min}^{-1}$. Převodový poměr v převodovce bude tedy:

$$i_{1,4} = \frac{n_1}{n_4} = \frac{1500}{50} = 30$$

Dle zadání volím jedno kuželové soukolí a dvě soukolí čelní s přímými zuby.

Převodové poměry volím:

- kuželové soukolí: $i_{1,2} = 2$
- čelní soukolí č. 1: $i_{2,3} = 3$
- čelní soukolí č. 2: $i_{3,4} = 5$

Kontrola: $i_{1,4} = i_{1,2} \cdot i_{2,3} \cdot i_{3,4} = 2 \cdot 3 \cdot 5 = 30$

7.2 Otáčky převodů

$$n_1 = \frac{n_0}{i_{0,1}} = \frac{2940}{1,96} = 1500 \text{ min}^{-1}$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{1,2}} = \frac{1500}{2} = 750 \text{ min}^{-1}$$

$$n_3 = \frac{n_2}{i_{2,3}} = \frac{750}{3} = 250 \text{ min}^{-1}$$

$$n_4 = \frac{n_3}{i_{3,4}} = \frac{250}{5} = 50 \text{ min}^{-1}$$

7.3 Kroucí momenty

$$M_{k0} = \frac{P_j \cdot 100}{2 \cdot \pi \cdot n_0} = \frac{7740 \cdot 100}{2 \cdot \pi \cdot 2940} = 41,9 Nm$$

$$M_{k1} = i_{0,1} \cdot M_{k0} = 1,96 \cdot 41,9 = 82 Nm$$

$$M_{k2} = i_{1,2} \cdot M_{k1} = 2,82 = 164 Nm$$

$$M_{k3} = i_{2,3} \cdot M_{k2} = 3,164 = 492 Nm$$

$$M_{k4} = i_{3,4} \cdot M_{k3} = 5,492 = 2460 Nm$$

7.4 Výpočet kuželového soukolí

7.4.1 Materiál

Volím materiály:

- pastorek: 12 050 povrchově kaleno
- kolo: 42 2661 povrchově kaleno

7.4.2 Počty zubů

Volím $z_1 = 20$.

$$i_{1,2} = \frac{z_2}{z_1} \Rightarrow z_2 = i_{1,2} \cdot z_1 = 2,20 = 40$$

7.4.3 Modul

Dle [10] volím $c = 8,5 MPa$ ($7,0 MPa \div 10 MPa$), $\psi = 15$

$$m_{1,2} = 0,86,3 \sqrt{\frac{M_{k1}}{c \cdot \psi \cdot z_1}} = 0,86,3 \sqrt{\frac{82000}{8,5 \cdot 15 \cdot 20}} = 2,73 mm$$

\Rightarrow Dle [9] volím $m_{1,2} = 5 mm$.

7.4.4 Hlavní rozměry

Úhel roztečného kužele – kolo:

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{z_2}{z_1} = \frac{40}{20} \Rightarrow \delta_1 = 63,43^\circ$$

Úhel roztečného kužele – pastorek:

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1 = 90^\circ - 63,43^\circ = 26,57^\circ$$

Průměry roztečných kružnic:

- pastorek: $D_1 = m_{1,2} \cdot z_1 = 5 \cdot 20 = 100 \text{ mm}$
- kolo: $D_2 = m_{1,2} \cdot z_2 = 5 \cdot 40 = 200 \text{ mm}$

Výška hlavy zuby:

$$h_{a1,2} = m_{1,2} = 5 \text{ mm}$$

Výška paty zubu:

$$h_{f1,2} = 1,25 \cdot m_{1,2} = 1,25 \cdot 5 = 6,25 \text{ mm}$$

Průměry hlavových kružnic:

- pastorek: $D_{a1} = D_1 + 2 \cdot h_{a1,2} \cdot \cos \delta_1 = 100 + 2 \cdot 5 \cdot \cos 63,43^\circ = 84,47 \text{ mm}$
- kolo: $D_{a2} = D_2 + 2 \cdot h_{a1,2} \cdot \cos \delta_2 = 200 + 2 \cdot 5 \cdot \cos 26,57^\circ = 168,94 \text{ mm}$

Průměry patních kružnic:

- pastorek: $D_{f1} = D_1 - 2 \cdot h_{f1,2} \cdot \cos \delta_1 = 100 - 2 \cdot 6,25 \cdot \cos 63,43^\circ = 74,41 \text{ mm}$
- kolo: $D_{f2} = D_2 - 2 \cdot h_{f1,2} \cdot \cos \delta_2 = 200 - 2 \cdot 6,25 \cdot \cos 26,57^\circ = 148,82 \text{ mm}$

Šířka ozubení:

$$b_{1,2} = 0,25 \cdot \operatorname{Re} = 0,25 \cdot 0,5 \cdot m_{1,2} \cdot \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,25 \cdot 0,5 \cdot 5 \cdot \sqrt{20^2 + 40^2} = 27,95 \text{ mm}$$

Rozteč:

$$t_{1,2} = \pi \cdot m_{1,2} = \pi \cdot 5 = 15,71 \text{ mm}$$

7.5 Výpočet čelního soukolí č. 1

7.5.1 Materiál

Volím materiály:

- pastorek: 12 050 povrchově kaleno
- kolo: 42 2661 povrchově kaleno

7.5.2 Počty zubů

Volím $z_3 = 20$.

$$i_{2,3} = \frac{z_4}{z_3} \Rightarrow z_4 = i_{2,3} \cdot z_3 = 3 \cdot 20 = 60$$

7.5.3 Modul

Dle [10] volím $c = 8,5MPa$ ($7,0MPa \div 10MPa$), $\psi = 15$

$$m_{3,4} = 0,86,3 \sqrt{\frac{M_{k2}}{c \cdot \psi \cdot z_3}} = 0,86,3 \sqrt{\frac{164000}{8,5 \cdot 15 \cdot 20}} = 3,45mm$$

\Rightarrow Dle [9] volím $m_{3,4} = 4mm$.

7.5.4 Hlavní rozměry

Průměry roztečných kružnic:

- pastorek: $D_3 = m_{3,4} \cdot z_3 = 4 \cdot 20 = 80mm$
- kolo: $D_4 = m_{3,4} \cdot z_4 = 4 \cdot 60 = 240mm$

Výška hlavy zuby:

$$h_{a3,4} = m_{3,4} = 4mm$$

Výška paty zuby:

$$h_{f3,4} = 1,25 \cdot m_{3,4} = 1,25 \cdot 4 = 5mm$$

Průměry hlavových kružnic:

- pastorek: $D_{a3} = D_3 + 2.h_{a3,4} = 80 + 2.4 = 88mm$

- kolo: $D_{a4} = D_4 + 2.h_{a3,4} = 240 + 2.4 = 248mm$

Průměry patních kružnic:

- pastorek: $D_{f3} = D_3 - 2.h_{f3,4} = 80 - 2.5 = 70mm$

- kolo: $D_{f4} = D_4 - 2.h_{f3,4} = 240 - 2.5 = 230mm$

Šířka ozubení:

$$b_{3,4} = \psi.m_{3,4} = 15.4 = 60mm$$

Rozteč:

$$t_{3,4} = \pi.m_{3,4} = \pi.4 = 12,57mm$$

Tloušťka zubu:

$$s_{3,4} = \frac{\pi.m_{3,4}}{2} = \frac{\pi.4}{2} = 6,285mm$$

Šířka zubové mezery:

$$s_{u3,4} = \frac{\pi.m_{3,4}}{2} = \frac{\pi.4}{2} = 6,285mm$$

7.6 Výpočet čelního soukolí č. 2

7.6.1 Materiál

Volím materiály:

- pastorek: 15 241
- kolo: 42 2661 povrchově kaleno

7.6.2 Počty zubů

Volím $z_5 = 20$.

$$i_{3,4} = \frac{z_6}{z_5} \Rightarrow z_6 = i_{3,4} \cdot z_5 = 5.20 = 100$$

7.6.3 Modul

Dle [10] volím $c = 8,5MPa$ ($7,0MPa \div 10MPa$), $\psi = 15$

$$m_{5,6} = 0,86,3 \sqrt{\frac{M_{k3}}{c \cdot \psi \cdot z_5}} = 0,86,3 \sqrt{\frac{492000}{8,5 \cdot 15 \cdot 20}} = 4,97mm$$

\Rightarrow Dle [9] volím $m_{5,6} = 6mm$.

7.6.4 Hlavní rozměry

Průměry roztečných kružnic:

- pastorek: $D_5 = m_{5,6} \cdot z_5 = 6.20 = 120mm$
- kolo: $D_6 = m_{5,6} \cdot z_6 = 6.100 = 600mm$

Výška hlavy zuby:

$$h_{a5,6} = m_{5,6} = 6mm$$

Výška paty zuby:

$$h_{f5,6} = 1,25 \cdot m_{5,6} = 1,25 \cdot 6 = 7,5mm$$

Průměry hlavových kružnic:

- pastorek: $D_{a5} = D_5 + 2 \cdot h_{a5,6} = 120 + 2 \cdot 6 = 132mm$
- kolo: $D_{a6} = D_6 + 2 \cdot h_{a5,6} = 600 + 2 \cdot 6 = 612mm$

Průměry patních kružnic:

- pastorek: $D_{f5} = D_5 - 2 \cdot h_{f5,6} = 120 - 2 \cdot 7,5 = 105mm$
- kolo: $D_{f6} = D_6 - 2 \cdot h_{f5,6} = 600 - 2 \cdot 7,5 = 585mm$

Šířka ozubení:

$$b_{5,6} = \psi \cdot m_{5,6} = 15 \cdot 6 = 90 \text{ mm}$$

Rozteč:

$$t_{5,6} = \pi \cdot m_{5,6} = \pi \cdot 6 = 18,85 \text{ mm}$$

Tloušťka zubu:

$$s_{5,6} = \frac{\pi \cdot m_{5,6}}{2} = \frac{\pi \cdot 6}{2} = 9,425 \text{ mm}$$

Šířka zubové mezery:

$$s_{u5,6} = \frac{\pi \cdot m_{5,6}}{2} = \frac{\pi \cdot 6}{2} = 9,425 \text{ mm}$$

7.7 Obvodové síly

7.7.1 Kuželové soukolí

$$F_{1,2} = \frac{2 \cdot M_{k1}}{D_1} = \frac{2 \cdot 82000}{80} = 2050 \text{ N}$$

7.7.2 Čelní soukolí č. 1

$$F_{3,4} = \frac{2 \cdot M_{k2}}{D_3} = \frac{2 \cdot 164000}{80} = 4100 \text{ N}$$

7.7.3 Čelní soukolí č. 2

$$F_{5,6} = \frac{2 \cdot M_{k3}}{D_5} = \frac{2 \cdot 492000}{120} = 8200 \text{ N}$$

7.8 Pevnostní kontrola soukolí

7.8.1 Kuželové soukolí

Kontrola dle ČSN 01 4686 spočívá v kontrole zubů pastorku a kola na ohyb a na otláčení (dotyk).

7.8.1.1 Pastorek (12 050 povrchově kaleno)

Základní dovolené napětí pro ohyb:

$$\sigma_{D_{o1}} = 95MPa$$

Základní dovolené napětí pro otláčení:

$$\sigma_{D_{d1}} = 31MPa$$

Rychlostní součinitel pro ohyb:

$$r_{o1} = 0,335$$

Rychlostní součinitel pro otláčení:

$$r_{d1} = 0,34$$

Tvarový součinitel pro ohyb:

$$y_{o1} = 1,65$$

Tvarový součinitel pro otláčení:

$$y_{d1} = 1,65$$

Srovnávací hodnota pro ohyb:

$$c_{o1} = \frac{\sigma_{D_{o1}} \cdot r_{o1}}{y_{o1}} = \frac{95 \cdot 0,335}{1,65} = 19,288MPa$$

Srovnávací hodnota pro otláčení:

$$c_{d1} = \frac{\sigma_{D_{d1}} \cdot r_{d1}}{y_{d1}} = \frac{31 \cdot 0,34}{1,65} = 6,388MPa$$

7.8.1.2 Kolo (42 2661 povrchově kaleno)

Základní dovolené napětí pro ohyb:

$$\sigma_{Do2} = 90MPa$$

Základní dovolené napětí pro otláčení:

$$\sigma_{Dd2} = 28MPa$$

Rychlostní součinitel pro ohyb:

$$r_{o2} = 0,44$$

Rychlostní součinitel pro otláčení:

$$r_{d2} = 0,44$$

Tvarový součinitel pro ohyb:

$$y_{o2} = 4,4$$

Tvarový součinitel pro otláčení:

$$y_{d2} = 1,65$$

Srovnávací hodnota pro ohyb:

$$c_{o2} = \frac{\sigma_{Do2} \cdot r_{o2}}{y_{o2}} = \frac{90 \cdot 0,44}{4,4} = 9MPa$$

Srovnávací hodnota pro otláčení:

$$c_{d2} = \frac{\sigma_{Dd2} \cdot r_{d2}}{y_{d2}} = \frac{28 \cdot 0,44}{1,65} = 7,467MPa$$

7.8.1.3 Dovolené zatížení

$$F_{D1,2} = c_{\min} \cdot b_{1,2} \cdot t_{1,2} = c_{\min} \cdot b_{1,2} \cdot \pi \cdot m_{1,2} = 6,43 \cdot 27,95 \cdot \pi \cdot 5 = 2823N$$

⇒ navržené soukolí vyhovuje $F_{D1,2} > F_{1,2}$ ($2823N > 2050N$)

7.8.2 Čelní soukolí č. 1

7.8.2.1 Pastorek (12 050 povrchově kaleno)

Základní dovolené napětí pro ohyb:

$$\sigma_{Do3} = 95MPa$$

Základní dovolené napětí pro otláčení:

$$\sigma_{Dd3} = 31MPa$$

Rychlostní součinitel pro ohyb:

$$r_{o3} = 0,335$$

Rychlostní součinitel pro otláčení:

$$r_{d3} = 0,34$$

Tvarový součinitel pro ohyb:

$$y_{o3} = 1,65$$

Tvarový součinitel pro otláčení:

$$y_{d3} = 1,65$$

Srovnávací hodnota pro ohyb:

$$c_{o3} = \frac{\sigma_{Do3} \cdot r_{o3}}{y_{o3}} = \frac{95,0,335}{1,65} = 19,288MPa$$

Srovnávací hodnota pro otláčení:

$$c_{d3} = \frac{\sigma_{Dd3} \cdot r_{d3}}{y_{d3}} = \frac{31,0,34}{1,65} = 6,388MPa$$

7.8.2.2 Kolo (42 2661 povrchově kaleno)

Základní dovolené napětí pro ohyb:

$$\sigma_{Do4} = 90MPa$$

Základní dovolené napětí pro otláčení:

$$\sigma_{Dd4} = 28MPa$$

Rychlostní součinitel pro ohyb:

$$r_{o4} = 0,44$$

Rychlostní součinitel pro otláčení:

$$r_{d4} = 0,44$$

Tvarový součinitel pro ohyb:

$$y_{o4} = 4,4$$

Tvarový součinitel pro otláčení:

$$y_{d4} = 1,65$$

Srovnávací hodnota pro ohyb:

$$c_{o4} = \frac{\sigma_{Do4} \cdot r_{o4}}{y_{o4}} = \frac{90,0,44}{4,4} = 9MPa$$

Srovnávací hodnota pro otláčení:

$$c_{d4} = \frac{\sigma_{Dd4} \cdot r_{d4}}{y_{d4}} = \frac{28,0,44}{1,65} = 7,467MPa$$

7.8.2.3 *Dovolené zatížení*

$$F_{D3,4} = c_{\min} \cdot b_{3,4} \cdot t_{3,4} = c_{\min} \cdot b_{3,4} \cdot \pi \cdot m_{3,4} = 6,43 \cdot 60 \cdot \pi \cdot 4 = 4848,12N$$

\Rightarrow navržené soukolí vyhovuje $F_{D3,4} > F_{3,4}$ ($4848,12N > 4100N$)

7.8.3 Čelní soukolí č. 2

7.8.3.1 *Pastorek (15241)*

Základní dovolené napětí pro ohyb:

$$\sigma_{Do5} = 225MPa$$

Základní dovolené napětí pro otláčení:

$$\sigma_{Dd5} = 38,5MPa$$

Rychlostní součinitel pro ohyb:

$$r_{o5} = 0,6$$

Rychlostní součinitel pro otláčení:

$$r_{d5} = 0,66$$

Tvarový součinitel pro ohyb:

$$y_{o5} = 5$$

Tvarový součinitel pro otláčení:

$$y_{d5} = 1,22$$

Srovnávací hodnota pro ohyb:

$$c_{o5} = \frac{\sigma_{Do5} \cdot r_{o5}}{y_{o5}} = \frac{225 \cdot 0,6}{5} = 27MPa$$

Srovnávací hodnota pro otláčení:

$$c_{d5} = \frac{\sigma_{Dd5} \cdot r_{d5}}{y_{d5}} = \frac{38,5 \cdot 0,66}{1,22} = 20,828MPa$$

7.8.3.2 Kolo (42 2661 povrchově kaleno)

Základní dovolené napětí pro ohyb:

$$\sigma_{Do6} = 90MPa$$

Základní dovolené napětí pro otláčení:

$$\sigma_{Dd6} = 28MPa$$

Rychlostní součinitel pro ohyb:

$$r_{o6} = 0,44$$

Rychlostní součinitel pro otláčení:

$$r_{d6} = 0,44$$

Tvarový součinitel pro ohyb:

$$y_{o6} = 4,4$$

Tvarový součinitel pro otláčení:

$$y_{d6} = 1,65$$

Srovnávací hodnota pro ohyb:

$$c_{o6} = \frac{\sigma_{Do6} \cdot r_{o6}}{y_{o6}} = \frac{90,0,44}{4,4} = 9MPa$$

Srovnávací hodnota pro otláčení:

$$c_{d6} = \frac{\sigma_{Dd6} \cdot r_{d6}}{y_{d6}} = \frac{28,0,44}{1,65} = 7,467MPa$$

7.8.3.3 Dovolené zatížení

$$F_{D5,6} = c_{\min} \cdot b_{5,6} \cdot t_{5,6} = c_{\min} \cdot b_{5,6} \cdot \pi \cdot m_{5,6} = 6,43 \cdot 90 \cdot \pi \cdot 6 = 10908,24N$$

\Rightarrow navržené soukolí vyhovuje $F_{D5,6} > F_{5,6}$ ($10908,24N > 8200N$)

7.9 Výpočet hřídelí a ložisek

7.9.1 Hřídel č. 1

Volím materiál 11 500 ($\tau_{DK} = 300MPa$, $\sigma_{DO} = 90MPa$).

Průměr konce hřídele:

$$\tau = \frac{M_{k1}}{W_K} = \frac{M_{k1}}{\frac{\pi}{16} \cdot d_{k1}^3} \leq \tau_{DK} \Rightarrow d_{k1} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k1}}{\pi \cdot \tau_{DK}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 82000}{\pi \cdot 300}} = 11,17mm$$

\Rightarrow Dle [9] volím $d_{k1} = 25mm$.

Návrh pera na konci hřídele:

Tečná síla působící na pero:

$$M_{k1} = T_1 \cdot \frac{d_{k1}}{2} \Rightarrow T_1 = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d_{k1}} = \frac{2 \cdot 82000}{25} = 6560N$$

Délka pera z podmínky ve střihu:

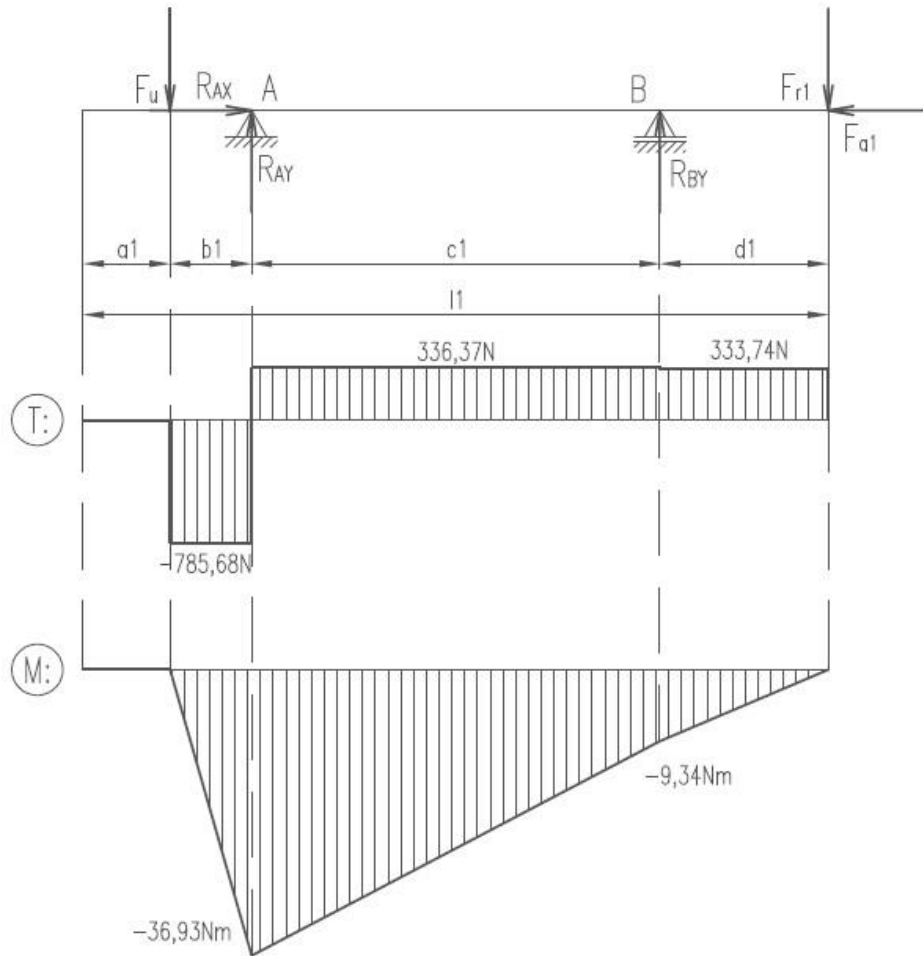
$$\tau_s = \frac{T_1}{b_{p1} \cdot l_{p1}} \leq \tau_{SDOV} \Rightarrow l_{p1} \geq \frac{T_1}{b_{p1} \cdot \tau_{SDOV}} = \frac{6560}{8,85} = 9,65mm$$

Délka pera z podmínky na otláčení:

$$p = \frac{T_1}{t_{1p1} \cdot l_{p1}} \leq p_{DOV} \Rightarrow l_{p1} \geq \frac{T_1}{t_{1p1} \cdot p_{DOV}} = \frac{6560}{2,6 \cdot 100} = 25,23mm$$

\Rightarrow Dle [9] volím PERO 8e7 x 7 x 36.

Určení reakcí, posouvajících sil a ohybových momentů:



Obr. 43. Průběh posouvajících sil a ohybových momentů na hřídeli č. 1

Délkové rozměry hřídele:

$$a_1 = 20\text{mm}$$

$$d_1 = 28\text{mm}$$

$$b_1 = 47\text{mm}$$

$$l_1 = 177\text{mm}$$

$$c_1 = 82\text{mm}$$

Síly od pastorku kuželového soukolí:

- radiální síla: $F_{r1} = F_{1,2} \cdot \text{tg } \alpha \cdot \cos \delta_1 = 2050 \cdot \text{tg } 20 \cdot \cos 63,43 = 333,74\text{N}$
- axiální síla: $F_{a1} = F_{1,2} \cdot \text{tg } \alpha \cdot \sin \delta_1 = 2050 \cdot \text{tg } 20 \cdot \sin 63,43 = 667,34\text{N}$

Výpočet reakcí:

$$\underline{\sum F_x = 0}$$

$$R_{AX} - F_{a1} = 0$$

$$R_{AX} = F_{a1} = 667,34N$$

$$\underline{\sum F_y = 0}$$

$$F_u - R_{AY} - R_{BY} + F_{r1} = 0$$

$$R_{AY} = F_u - R_{BY} + F_{r1} = 785,68 + 2,63 + 333,74 = 1122,05N$$

$$\underline{\sum M_A = 0}$$

$$F_u \cdot b_1 + R_{BY} \cdot c_1 - F_{r1} \cdot (c_1 + d_1) = 0$$

$$R_{BY} = \frac{F_{r1} \cdot (c_1 + d_1) - F_u \cdot b_1}{c_1} = \frac{333,74 \cdot (82 + 28) - 785,68 \cdot 47}{82} = -2,63N$$

Průběh posouvajících sil v jednotlivých polích:

- úsek I:

$$0 \leq x_1 \leq a_1$$

$$T_I(x_1) = 0N$$

- úsek II:

$$0 \leq x_2 \leq b_1$$

$$T_{II}(x_2) = -F_u = -785,68N$$

- úsek III:

$$0 \leq x_3 \leq c_1$$

$$T_{III}(x_3) = -F_u + R_{AY} = -785,68 + 1122,05 = 336,37N$$

- úsek IV:

$$0 \leq x_4 \leq d_1$$

$$T_{IV}(x_4) = -F_u + R_{AY} + R_{BY} = -785,68 + 1122,05 - 2,63 = 333,74N$$

Průběh ohybového momentu v jednotlivých polích:

- úsek I:

$$0 \leq x_1 \leq a_1$$

$$M_I(x_1) = 0Nm$$

- úsek II:

$$0 \leq x_2 \leq b_1$$

$$M_{II}(x_2) = -F_u \cdot x_2$$

$$M_{II}(0) = -785,68 \cdot 0 = 0Nm$$

$$M_{II}(0,047) = -785,68 \cdot 0,047 = -36,93Nm$$

- úsek III:

$$0 \leq x_3 \leq c_1$$

$$M_{III}(x_3) = -F_u \cdot (b_1 + x_3) + R_{AY} \cdot x_3$$

$$M_{III}(0) = -785,68 \cdot (0,047 + 0) + 1122,05 \cdot 0 = -36,93Nm$$

$$M_{III}(0,082) = -785,68 \cdot (0,047 + 0,082) + 1122,05 \cdot 0,082 = -9,34Nm$$

- úsek IV:

$$0 \leq x_4 \leq d_1$$

$$M_{IV}(x_4) = -F_u \cdot (b_1 + c_1 + x_4) + R_{AY} \cdot (c_1 + x_4) + R_{BY} \cdot x_4$$

$$M_{IV}(0) = -785,68 \cdot (0,047 + 0,082 + 0) + 1122,05 \cdot (0,082 + 0) - 2,63 \cdot 0 = -9,34Nm$$

$$M_{IV}(0,028) = -785,68 \cdot (0,047 + 0,082 + 0,028) + 1122,05 \cdot (0,082 + 0,028) - 2,63 \cdot 0,028 = 0Nm$$

Průměr hřídele pod pastorkem kuželového soukolí:

$$M_{OMAX1} = F_u \cdot b_1 = 785,68 \cdot 0,047 = 36,93 Nm$$

$$M_{ORED1} = \sqrt{M_{OMAX1}^2 + 0,75(0,8 \cdot M_{k1})^2} = \sqrt{36,93^2 + 0,75(0,8 \cdot 8,2)^2} = 67,76 Nm$$

$$\sigma_O = \frac{M_{ORED1}}{W_O} = \frac{M_{ORED1}}{\frac{\pi \cdot d_1^3}{32}} \leq \sigma_{DO} \Rightarrow d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{ORED1}}{\pi \cdot \sigma_{DO}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 67,76}{\pi \cdot 90}} = 19,72 mm$$

⇒ Dle [9] volím $d_1 = 25 mm$.

Návrh pera pod pastorkem kuželového soukolí:

Tečná síla působící na pero:

$$M_{k1} = T_2 \cdot \frac{d_1}{2} \Rightarrow T_2 = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d_1} = \frac{2 \cdot 28200}{25} = 6560 N$$

Délka pera z podmínky ve stříhu:

$$\tau_s = \frac{T_2}{b_{p2} \cdot l_{p2}} \leq \tau_{SDOV} \Rightarrow l_{p2} \geq \frac{T_2}{b_{p2} \cdot \tau_{SDOV}} = \frac{6560}{8,85} = 9,65 mm$$

Délka pera z podmínky na otláčení:

$$p = \frac{T_2}{t_{1p2} \cdot l_{p2}} \leq p_{DOV} \Rightarrow l_{p2} \geq \frac{T_2}{t_{1p2} \cdot p_{DOV}} = \frac{6560}{2,6 \cdot 100} = 25,23 mm$$

⇒ Dle [9] volím PERO 8e7 x 7 x 36

Volba ložisek:

Výpočet ekvivalentního zatížení ložiska v místě A, kde působí větší radiální reakce než v místě B, a proto stačí kontrolovat ložiska pro hřídel 1 jen pro tuto větší reakci.

Dle [9] volím $X = 1, Y = 0$.

$$F_{EA} = R_{AY} \cdot X + R_{AX} \cdot Y = 1122,05 \cdot 1 + 667,34 \cdot 0 = 1122,05 N$$

Životnost v otáčkách:

$$L_{NA} = \left(\frac{C_A}{F_{EA}} \right)^3$$

Životnost v hodinách:

$$L_{HA} = \frac{L_{NA} \cdot 10^6}{3600 \cdot \frac{n_1}{60}}$$

Požadovaná minimální dynamická únosnost má tedy tvar:

$$C_A = \sqrt[3]{\frac{L_{HA} \cdot 3600 \cdot n_1}{10^6 \cdot 60} \cdot F_{EA}^3} = \sqrt[3]{\frac{20000 \cdot 3600 \cdot 1500}{10^6 \cdot 60} \cdot 1122,05^3} = 13649,07 N$$

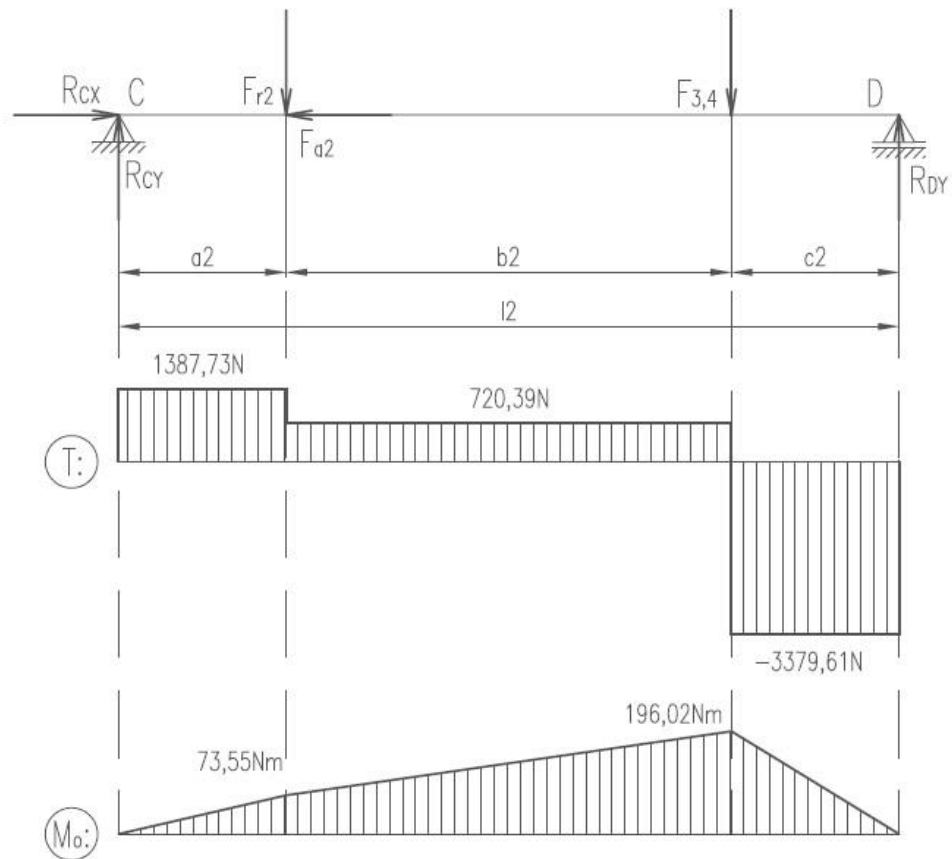
Z důvodu působící axiální síly od kuželového soukolí volím dvě kuželíková ložiska jednořadá, která mají dynamickou únosnost $C = 25500 N$:

\Rightarrow Dle [9] volím 2x Ložisko 30206 ČSN 02 4720 ($d_A = 30mm$, $D_A = 62mm$, $B_A = 16mm$).

7.9.2 Hřídel č. 2

Volím materiál 11 500 ($\tau_{DK} = 300\text{MPa}$, $\sigma_{DO} = 90\text{MPa}$).

Určení reakcí, posouvajících sil a ohybových momentů:



Obr. 44. Průběh posouvajících sil a ohybových momentů na hřídeli č. 2

Délkové rozměry hřídele:

$$a_2 = 53\text{mm}$$

$$b_2 = 170\text{mm}$$

$$c_2 = 58\text{mm}$$

$$l_2 = 281\text{mm}$$

Síly od kola kuželového soukolí:

- radiální síla: $F_{r2} = F_{1,2} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_2 = 2050 \cdot \operatorname{tg} 20 \cdot \cos 26,57 = 667,34 N$

- axiální síla: $F_{a2} = F_{1,2} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_2 = 2050 \cdot \operatorname{tg} 20 \cdot \sin 26,57 = 333,74 N$

Výpočet reakcí:

$$\underline{\sum F_X = 0}$$

$$R_{CX} - F_{a2} = 0$$

$$R_{CX} = F_{a2} = 333,74 N$$

$$\underline{\sum F_Y = 0}$$

$$-R_{CY} + F_{r2} + F_{3,4} - R_{DY} = 0$$

$$R_{CY} = F_{r2} + F_{3,4} - R_{DY} = 667,34 + 4100 - 3379,61 = 1387,73 N$$

$$\underline{\sum M_C = 0}$$

$$-F_{r2} \cdot a_2 - F_{3,4} \cdot (a_2 + b_2) + R_{DY} \cdot (a_2 + b_2 + c_2) = 0$$

$$R_{DY} = \frac{F_{r2} \cdot a_2 + F_{3,4} \cdot (a_2 + b_2)}{a_2 + b_2 + c_2} = \frac{667,34 \cdot 53 + 4100 \cdot (53 + 170)}{53 + 170 + 58} = 3379,61 N$$

Průběh posouvajících sil v jednotlivých polích:

- úsek I:

$$0 \leq x_1 \leq a_2$$

$$T_I(x_1) = R_{CY} = 1387,73 N$$

- úsek II:

$$0 \leq x_2 \leq b_2$$

$$T_{II}(x_2) = R_{CY} - F_{r2} = 1387,73 - 667,34 = 720,39 N$$

- úsek III:

$$0 \leq x_3 \leq c_2$$

$$T_{III}(x_3) = R_{CY} - F_{r_2} - F_{3,4} = 1387,73 - 667,34 - 4100 = -3379,61N$$

Průběh ohybového momentu v jednotlivých polích:

- úsek I:

$$0 \leq x_1 \leq a_2$$

$$M_I(x_1) = R_{CY} \cdot x_1$$

$$M_I(0) = 1387,73 \cdot 0 = 0Nm$$

$$M_I(0,053) = 1387,73 \cdot 0,053 = 73,55Nm$$

- úsek II:

$$0 \leq x_2 \leq b_2$$

$$M_{II}(x_2) = R_{CY} \cdot (a_2 + x_2) - F_{r_2} \cdot x_2$$

$$M_{II}(0) = 1387,73 \cdot (0,053 + 0) - 667,34 \cdot 0 = 73,55Nm$$

$$M_{II}(0,17) = 1387,73 \cdot (0,053 + 0,17) - 667,34 \cdot 0,17 = 196,02Nm$$

- úsek III:

$$0 \leq x_3 \leq c_2$$

$$M_{III}(x_3) = R_{CY} \cdot (a_2 + b_2 + x_3) - F_{r_2} \cdot (b_2 + x_3) - F_{3,4} \cdot x_3$$

$$M_{III}(0) = 1387,73 \cdot (0,053 + 0,17 + 0) - 667,34 \cdot (0,17 + 0) - 4100 \cdot 0 = 196,02Nm$$

$$M_{III}(0,058) = 1387,73 \cdot (0,053 + 0,17 + 0,058) - 667,34 \cdot (0,17 + 0,058) - 4100 \cdot 0,058 = 0Nm$$

Průměr hřídele pod kolem kuželového soukolí a pod pastorkem čelního soukolí č. 1:

$$M_{OMAX2} = R_{DY} \cdot c_2 = 3379,61 \cdot 0,058 = 196,02 Nm$$

$$M_{ORED2} = \sqrt{M_{OMAX2}^2 + 0,75(0,8 \cdot M_{k2})^2} = \sqrt{196,02^2 + 0,75(0,8 \cdot 164)^2} = 226,57 Nm$$

$$\sigma_o = \frac{M_{ORED2}}{W_o} = \frac{M_{ORED2}}{\frac{\pi \cdot d_{2,3}^3}{32}} \leq \sigma_{DO} \Rightarrow d_{2,3} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{ORED2}}{\pi \cdot \sigma_{DO}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 226570}{\pi \cdot 90}} = 29,49 mm$$

⇒ Dle [9] volím $d_2 = 50 mm$ a $d_3 = 50 mm$.

Návrh pera pod kolem kuželového soukolí:

Tečná síla působící na pero:

$$M_{k2} = T_3 \cdot \frac{d_2}{2} \Rightarrow T_3 = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d_2} = \frac{2 \cdot 164000}{50} = 6560 N$$

Délka pera z podmínky ve stříhu:

$$\tau_s = \frac{T_3}{b_{p3} \cdot l_{p3}} \leq \tau_{SDOV} \Rightarrow l_{p3} \geq \frac{T_3}{b_{p3} \cdot \tau_{SDOV}} = \frac{6560}{16,85} = 4,8 mm$$

Délka pera z podmínky na otláčení:

$$p = \frac{T_3}{t_{1p3} \cdot l_{p3}} \leq p_{DOV} \Rightarrow l_{p3} \geq \frac{T_3}{t_{1p3} \cdot p_{DOV}} = \frac{6560}{3,8 \cdot 100} = 17,26 mm$$

⇒ Dle [9] volím PERO 16e7 x 10 x 45.

Návrh pera pod pastorkem čelního soukolí č. 1:

Tečná síla působící na pero:

$$M_{k2} = T_4 \cdot \frac{d_3}{2} \Rightarrow T_4 = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d_3} = \frac{2 \cdot 164000}{50} = 6560 N$$

Délka pera z podmínky ve stříhu:

$$\tau_s = \frac{T_4}{b_{p4} \cdot l_{p4}} \leq \tau_{SDOV} \Rightarrow l_{p4} \geq \frac{T_4}{b_{p4} \cdot \tau_{SDOV}} = \frac{6560}{16,85} = 4,8 mm$$

Délka pera z podmínky na otláčení:

$$p = \frac{T_4}{t_{1p4} \cdot I_{p4}} \leq p_{DOV} \Rightarrow l_{p3} \geq \frac{T_4}{t_{1p4} \cdot p_{DOV}} = \frac{6560}{3,8 \cdot 100} = 17,26 \text{ mm}$$

\Rightarrow Dle [9] volím PERO 16e7 x 10 x 45.

Volba ložisek:

Výpočet ekvivalentního zatížení ložiska v místě D, kde působí větší radiální reakce než v místě C, a proto stačí kontrolovat ložiska pro hřídel 2 jen pro tuto větší reakci.

Dle [9] volím $X = 1$, $Y = 0$.

$$F_{ED} = R_{DY} \cdot X + R_{DX} \cdot Y = 3379,61 \cdot 1 + 0 \cdot 0 = 3379,61 \text{ N}$$

Životnost v otáčkách:

$$L_{ND} = \left(\frac{C_D}{F_{ED}} \right)^3$$

Životnost v hodinách:

$$L_{HD} = \frac{L_{ND} \cdot 10^6}{3600 \cdot \frac{n_2}{60}}$$

Požadovaná minimální dynamická únosnost má tedy tvar:

$$C_D = \sqrt[3]{\frac{L_{HD} \cdot 3600 \cdot n_2}{10^6 \cdot 60} \cdot F_{ED}^3} = \sqrt[3]{\frac{20000 \cdot 3600 \cdot 750}{10^6 \cdot 60} \cdot 3379,61^3} = 32629,78 \text{ N}$$

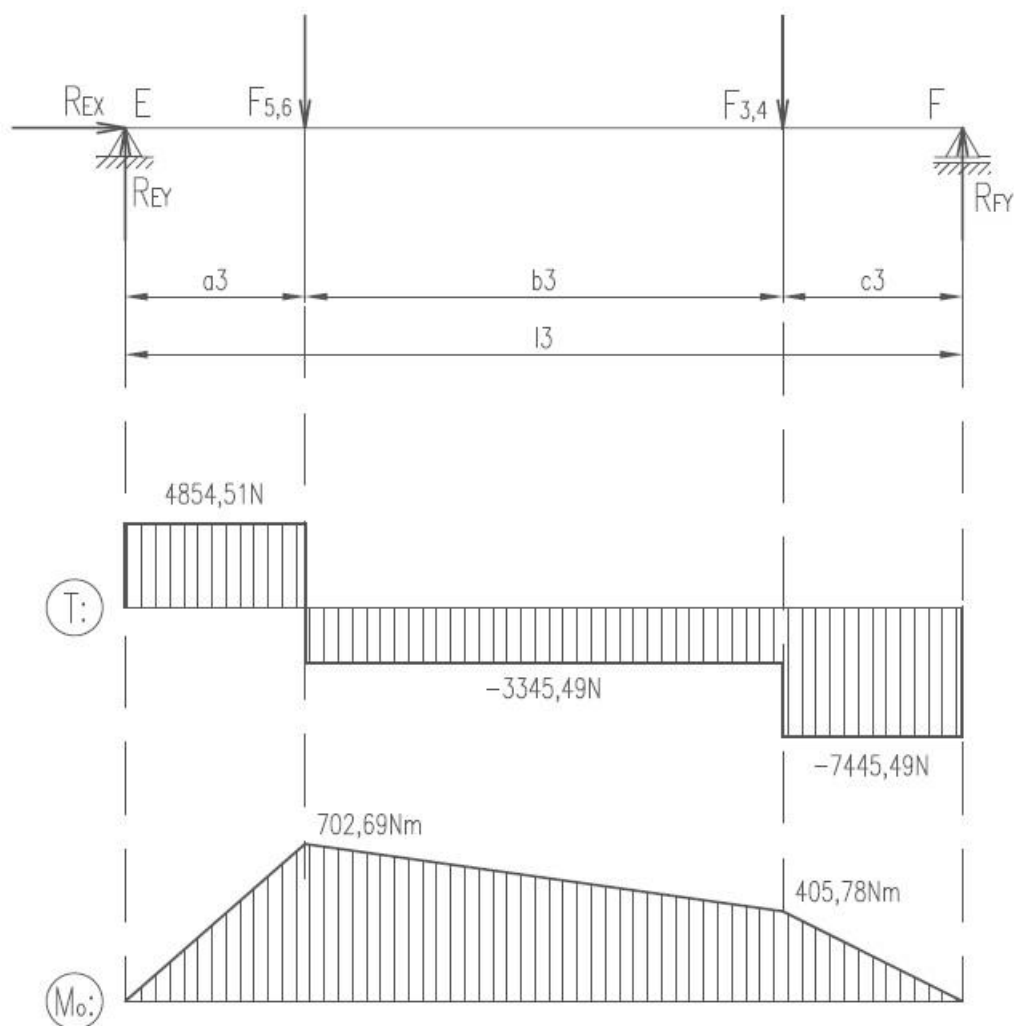
Z důvodu působící axiální síly od kuželového soukolí volím dvě kuželíková ložiska jednoradá, která mají dynamickou únosnost $C = 35500 \text{ N}$:

\Rightarrow Dle [9] volím 2x Ložisko 30208 ČSN 02 4720 ($d_D = 40 \text{ mm}$, $D_D = 80 \text{ mm}$, $B_D = 18 \text{ mm}$).

7.9.3 Hřídel č. 3

Volím materiál 11 500 ($\tau_{DK} = 300MPa$, $\sigma_{DO} = 90MPa$).

Určení reakcí, posouvajících sil a ohybových momentů:



Obr. 45. Průběh posouvajících sil a ohybových momentů na hřídeli č. 3

Délkové rozměry hřídele:

$$a_3 = 144,75mm$$

$$c_3 = 54,5mm$$

$$b_3 = 88,75mm$$

$$l_3 = 288mm$$

Výpočet reakcí:

$$\underline{\sum F_x = 0}$$

$$R_{EX} = 0$$

$$\underline{\sum F_y = 0}$$

$$-R_{EY} + F_{5,6} + F_{3,4} - R_{FY} = 0$$

$$R_{EY} = F_{5,6} + F_{3,4} - R_{FY} = 8200 + 4100 - 7445,49 = 4854,51N$$

$$\underline{\sum M_E = 0}$$

$$-F_{5,6} \cdot a_3 - F_{3,4} \cdot (a_3 + b_3) + R_{FY} \cdot (a_3 + b_3 + c_3) = 0$$

$$R_{FY} = \frac{F_{5,6} \cdot a_3 + F_{3,4} \cdot (a_3 + b_3)}{a_3 + b_3 + c_3} = \frac{8200 \cdot 144,75 + 4100 \cdot (144,75 + 88,75)}{144,75 + 88,75 + 54,5} = 7445,49N$$

Průběh posouvajících sil v jednotlivých polích:

- úsek I:

$$0 \leq x_1 \leq a_3$$

$$T_I(x_1) = R_{EY} = 4854,51N$$

- úsek II:

$$0 \leq x_2 \leq b_3$$

$$T_{II}(x_2) = R_{EY} - F_{5,6} = 4854,51 - 8200 = -3345,49N$$

- úsek III:

$$0 \leq x_3 \leq c_3$$

$$T_{III}(x_3) = R_{EY} - F_{5,6} - F_{3,4} = 4854,51 - 8200 - 4100 = -7445,49N$$

Průběh ohybového momentu v jednotlivých polích:

- úsek I:

$$0 \leq x_1 \leq a_3$$

$$M_I(x_1) = R_{EY} \cdot x_1$$

$$M_I(0) = 4854,51 \cdot 0 = 0 \text{ Nm}$$

$$M_I(0,14475) = 4854,51 \cdot 0,14475 = 702,69 \text{ Nm}$$

- úsek II:

$$0 \leq x_2 \leq b_3$$

$$M_{II}(x_2) = R_{EY} \cdot (a_3 + x_2) - F_{5,6} \cdot x_2$$

$$M_{II}(0) = 4854,51 \cdot (0,14475 + 0) - 8200 \cdot 0 = 702,69 \text{ Nm}$$

$$M_{II}(0,08875) = 4854,51 \cdot (0,14475 + 0,08875) - 8200 \cdot 0,08875 = 405,78 \text{ Nm}$$

- úsek III:

$$0 \leq x_3 \leq c_3$$

$$M_{III}(x_3) = R_{EY} \cdot (a_3 + b_3 + x_3) - F_{5,6} \cdot (b_3 + x_3) - F_{3,4} \cdot x_3$$

$$M_{III}(0) = 4854,51 \cdot (0,14475 + 0,08875 + 0) - 8200 \cdot (0,08875 + 0) - 4100 \cdot 0 = 405,78 \text{ Nm}$$

$$M_{III}(0,0545) = 4854,51 \cdot (0,14475 + 0,08875 + 0,0545) - 8200 \cdot (0,08875 + 0,0545) - 4100 \cdot 0,0545 = 0 \text{ Nm}$$

Průměr hřídele pod kolem čelního soukolí č. 1 a pod pastorkem čelního soukolí č. 2:

$$M_{OMAX3} = R_{EY} \cdot a_3 = 4854,51 \cdot 0,14475 = 702,69 \text{ Nm}$$

$$M_{ORED3} = \sqrt{M_{OMAX3}^2 + 0,75(0,8 \cdot M_{k3})^2} = \sqrt{702,69^2 + 0,75(0,8 \cdot 492)^2} = 781 \text{ Nm}$$

$$\sigma_o = \frac{M_{ORED3}}{W_o} = \frac{M_{ORED3}}{\frac{\pi \cdot d_{4,5}^3}{32}} \leq \sigma_{DO} \Rightarrow d_{4,5} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{ORED3}}{\pi \cdot \sigma_{DO}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 781000}{\pi \cdot 90}} = 44,55 \text{ mm}$$

\Rightarrow Dle [9] volím $d_4 = 50 \text{ mm}$ a $d_5 = 50 \text{ mm}$.

Návrh pera pod kolem čelního soukolí č. 1:

Tečná síla působící na pero:

$$M_{k3} = T_5 \cdot \frac{d_4}{2} \Rightarrow T_5 = \frac{2 \cdot M_{k3}}{d_4} = \frac{2 \cdot 2492000}{50} = 19680 N$$

Délka pera z podmínky ve střihu:

$$\tau_s = \frac{T_5}{b_{p5} \cdot l_{p5}} \leq \tau_{SDOV} \Rightarrow l_{p5} \geq \frac{T_5}{b_{p5} \cdot \tau_{SDOV}} = \frac{19680}{16.85} = 14,47 mm$$

Délka pera z podmínky na otláčení:

$$p = \frac{T_5}{t_{1p5} \cdot l_{p5}} \leq p_{DOV} \Rightarrow l_{p5} \geq \frac{T_5}{t_{1p5} \cdot p_{DOV}} = \frac{19680}{3,8 \cdot 100} = 51,79 mm$$

⇒ Dle [9] volím PERO 16e7 x 10 x 63.

Návrh pera pod pastorkem čelního soukolí č. 2:

Tečná síla působící na pero:

$$M_{k3} = T_6 \cdot \frac{d_5}{2} \Rightarrow T_6 = \frac{2 \cdot M_{k3}}{d_5} = \frac{2 \cdot 2492000}{50} = 19680 N$$

Délka pera z podmínky ve střihu:

$$\tau_s = \frac{T_6}{b_{p6} \cdot l_{p6}} \leq \tau_{SDOV} \Rightarrow l_{p6} \geq \frac{T_6}{b_{p6} \cdot \tau_{SDOV}} = \frac{19680}{16.85} = 14,47 mm$$

Délka pera z podmínky na otláčení:

$$p = \frac{T_6}{t_{1p6} \cdot l_{p6}} \leq p_{DOV} \Rightarrow l_{p6} \geq \frac{T_6}{t_{1p6} \cdot p_{DOV}} = \frac{19680}{3,8 \cdot 100} = 51,79 mm$$

⇒ Dle [9] volím PERO 16e7 x 10 x 63.

Volba ložisek:

Výpočet ekvivalentního zatížení ložiska v místě E, kde působí větší radiální reakce než v místě F, a proto stačí kontrolovat ložiska pro hřídel 3 jen pro tuto větší reakci.

Dle [9] volím $X = 1$, $Y = 0$.

$$F_{EE} = R_{EY} \cdot X + R_{EX} \cdot Y = 4854,51 \cdot 1 + 0 \cdot 0 = 4854,51 N$$

Životnost v otáčkách:

$$L_{NE} = \left(\frac{C_E}{F_{EE}} \right)^3$$

Životnost v hodinách:

$$L_{HE} = \frac{L_{NE} \cdot 10^6}{3600 \cdot \frac{n_3}{60}}$$

Požadovaná minimální dynamická únosnost má tedy tvar:

$$C_E = \sqrt[3]{\frac{L_{HE} \cdot 3600 \cdot n_3}{10^6 \cdot 60} \cdot F_{EE}^3} = \sqrt[3]{\frac{20000 \cdot 3600 \cdot 250}{10^6 \cdot 60} \cdot 4854,51^3} = 32497,69 N$$

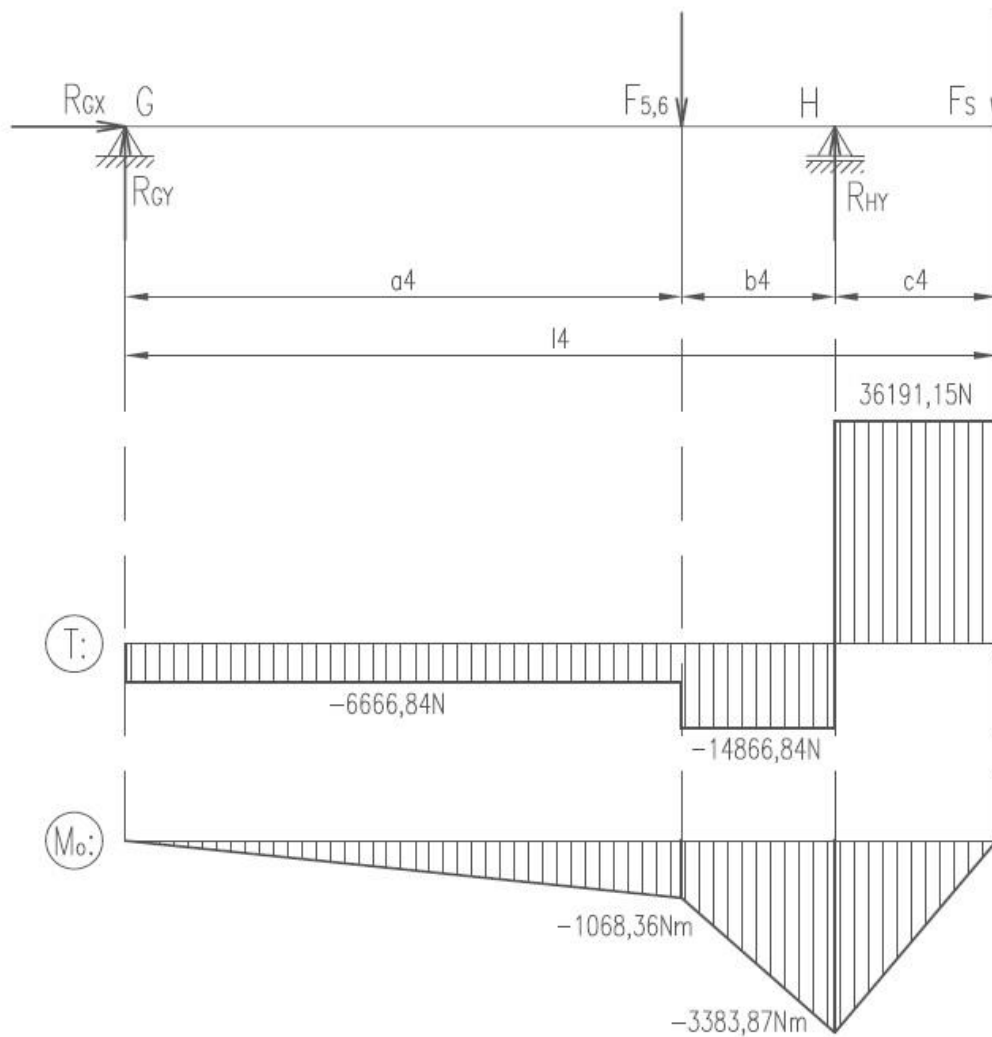
Volím dvě kuličková ložiska jednořadá rozměrové skupiny 04, která mají dynamickou únosnost $C = 58500 N$:

\Rightarrow Dle [9] volím 2x Ložisko 6409 ČSN 02 4630 ($d_E = 45 mm$, $D_E = 120 mm$, $B_E = 29 mm$).

7.9.4 Hřídel č. 4

Volím materiál 11 500 ($\tau_{DK} = 300MPa$, $\sigma_{DO} = 90MPa$).

Určení reakcí, posouvajících sil a ohybových momentů:



Obr. 46. Průběh posouvajících sil a ohybových momentů na hřídeli č. 4

Délkové rozměry hřídele:

$$a_4 = 160,25mm$$

$$c_4 = 93,5mm$$

$$b_4 = 155,75mm$$

$$l_4 = 409,5mm$$

Výpočet reakcí:

$$\underline{\sum F_x = 0}$$

$$R_{GX} = 0$$

$$\underline{\sum F_y = 0}$$

$$-R_{GY} + F_{5,6} - R_{HY} + F_S = 0$$

$$R_{GY} = F_{5,6} - R_{HY} = 8200 - 51057,99 + 36191,15 = -6666,84N$$

$$\underline{\sum M_G = 0}$$

$$-F_{5,6} \cdot a_4 + R_{HY} \cdot (a_4 + b_4) - F_S \cdot (a_4 + b_4 + c_4) = 0$$

$$R_{HY} = \frac{F_{5,6} \cdot a_4 + F_S \cdot (a_4 + b_4 + c_4)}{a_4 + b_4} =$$

$$= \frac{8200 \cdot 160,25 + 36191,15 \cdot (160,25 + 155,75 + 93,5)}{160,25 + 155,75} = 51057,99N$$

Průběh posouvajících sil v jednotlivých polích:

- úsek I:

$$0 \leq x_1 \leq a_4$$

$$T_I(x_1) = R_{GY} = -6666,84N$$

- úsek II:

$$0 \leq x_2 \leq b_4$$

$$T_{II}(x_2) = R_{GY} - F_{5,6} = -6666,84 - 8200 = -14866,84N$$

- úsek III:

$$0 \leq x_3 \leq c_4$$

$$T_{III}(x_3) = R_{GY} - F_{5,6} + R_{HY} = -6666,84 - 8200 + 51057,99 = 36191,15N$$

Průběh ohybového momentu v jednotlivých polích:

- úsek I:

$$0 \leq x_1 \leq a_4$$

$$M_I(x_1) = R_{GY} \cdot x_1$$

$$M_I(0) = -6666,84 \cdot 0 = 0 Nm$$

$$M_I(0,16025) = -6666,84 \cdot 0,16025 = -1068,36 Nm$$

- úsek II:

$$0 \leq x_2 \leq b_4$$

$$M_{II}(x_2) = R_{GY} \cdot (a_4 + x_2) - F_{5,6} \cdot x_2$$

$$M_{II}(0) = -6666,84 \cdot (0,16025 + 0) - 8200 \cdot 0 = -1068,36 Nm$$

$$M_{II}(0,15575) = -6666,84 \cdot (0,16025 + 0,15575) - 8200 \cdot 0,15575 = -3383,87 Nm$$

- úsek III:

$$0 \leq x_3 \leq c_4$$

$$M_{III}(x_3) = R_{GY} \cdot (a_4 + b_4 + x_3) - F_{5,6} \cdot (b_4 + x_3) + R_{HY} \cdot x_3 - F_S \cdot x_3$$

$$M_{III}(0) = -6666,84 \cdot (0,16025 + 0,15575 + 0) - 8200 \cdot (0,15575 + 0) + 51057,99 \cdot 0 - 36191,15 \cdot 0 = -3383,87 Nm$$

$$M_{III}(0,0935) = -6666,84 \cdot (0,16025 + 0,15575 + 0,0935) - 8200 \cdot (0,15575 + 0,0935) + 51057,99 \cdot 0,0935 - 36191,15 \cdot 0 = 0 Nm$$

Průměr hřídele pod kolem čelního soukolí č. 2:

$$M_{OMAX4} = R_{GY} \cdot a_4 = 6666,84 \cdot 0,16025 = 1068,36 Nm$$

$$M_{ORED4} = \sqrt{M_{OMAX4}^2 + 0,75(0,8 \cdot M_{k4})^2} = \sqrt{1068,36^2 + 0,75(0,8 \cdot 2460)^2} = 2011,51 Nm$$

$$\sigma_O = \frac{M_{ORED4}}{W_O} = \frac{M_{ORED4}}{\frac{\pi \cdot d_6^3}{32}} \leq \sigma_{DO} \Rightarrow d_6 \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{ORED4}}{\pi \cdot \sigma_{DO}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2011510}{\pi \cdot 90}} = 61,06 mm$$

⇒ Dle [9] volím $d_6 = 80 mm$.

Návrh pera pod kolem čelního soukolí č. 2:

Tečná síla působící na pero:

$$M_{k4} = T_7 \cdot \frac{d_6}{2} \Rightarrow T_7 = \frac{2 \cdot M_{k4}}{d_6} = \frac{2 \cdot 2460000}{80} = 61500N$$

Délka pera z podmínky ve stříhu:

$$\tau_s = \frac{T_7}{b_{p7} \cdot l_{p7}} \leq \tau_{SDOV} \Rightarrow l_{p7} \geq \frac{T_7}{b_{p7} \cdot \tau_{SDOV}} = \frac{61500}{22.85} = 32,89mm$$

Délka pera z podmínky na otláčení:

$$p = \frac{T_7}{t_{1p7} \cdot l_{p7}} \leq p_{DOV} \Rightarrow l_{p7} \geq \frac{T_7}{t_{1p7} \cdot p_{DOV}} = \frac{61500}{5,3 \cdot 100} = 116mm$$

\Rightarrow Dle [9] volím 2x PERO 22e7 x 14 x 70.

Volba ložisek:

Výpočet ekvivalentního zatížení ložiska v místě H, kde působí větší radiální reakce než v místě G, a proto stačí kontrolovat ložiska pro hřídel 4 jen pro tuto větší reakci.

Dle [9] volím $X = 1$, $Y = 0$.

$$F_{EH} = R_{HY} \cdot X + R_{HX} \cdot Y = 51057,99 \cdot 1 + 0 \cdot 0 = 51057,99N$$

Životnost v otáčkách:

$$L_{NH} = \left(\frac{C_H}{F_{EH}} \right)^3$$

Životnost v hodinách:

$$L_{HH} = \frac{L_{NH} \cdot 10^6}{3600 \cdot \frac{n_4}{60}}$$

Požadovaná minimální dynamická únosnost má tedy tvar:

$$C_H = \sqrt[3]{\frac{L_{HH} \cdot 3600 \cdot n_4}{10^6 \cdot 60} \cdot F_{EH}^3} = \sqrt[3]{\frac{20000 \cdot 3600 \cdot 50}{10^6 \cdot 60} \cdot 51057,99^3} = 199885,27N$$

Volím dvě soudečková ložiska dvouřadá rozměrové skupiny 23, která mají dynamickou únosnost $C = 236000N$:

\Rightarrow Dle [9] volím 2x Ložisko 22314 ČSN 02 4705 ($d_H = 70mm$, $D_H = 150mm$, $B_H = 51mm$).

Drážkovaný konec hřídele:

$$\tau = \frac{M_{k4}}{W_K} = \frac{M_{k4}}{\frac{\pi}{16} \cdot d_{k2}^3} \leq \tau_{DK} \Rightarrow d_{k2} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k4}}{\pi \cdot \tau_{DK}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2460000}{\pi \cdot 300}} = 34,69 \text{ mm}$$

Konec hřídele volím drážkovaný z důvodu značného zatížení. Dle [9] volím $i_{k2} = 8$,
 $d_{k2} = 56 \text{ mm}$, $D_{k2} = 65 \text{ mm}$.

Tečná síla působící na drážku hřídele:

$$M_{k4} = T_8 \cdot \frac{d_{k2} + D_{k2}}{4} \Rightarrow T_8 = \frac{4 \cdot M_{k4}}{d_{k2} + D_{k2}} = \frac{4 \cdot 2460000}{56 + 65} = 81322,31 \text{ N}$$

Délka drážkování z podmínky na otláčení:

$$p = \frac{T_8}{0,75 \cdot i \cdot \frac{D_{k2} - d_{k2}}{2} \cdot l_8} \leq p_{DOV} \Rightarrow$$

$$l_8 \geq \frac{T_8}{0,75 \cdot i \cdot \frac{D_{k2} - d_{k2}}{2} \cdot p_{DOV}} = \frac{81322,31}{0,75 \cdot 8 \cdot \frac{65 - 56}{2} \cdot 100} = 30,12 \text{ mm} \Rightarrow \text{volím } l_8 = 50 \text{ mm}$$

Konec hřídele bude mít tedy ROVNOBOKÉ DRÁŽKOVÁNÍ 8 x 56g7 x 65a11 x 10f7.

7.10 Skříň převodovky

Skříň převodovky volím z litiny 42 2420. Skříň ze šedé litiny tlumí hluk a vyplatí se i při malém počtu kusů.

Při návrhu skříně z šedé litiny používáme tyto rozměry:

- tloušťka stěny spodku skříně:

$$s_1 = 0,025 \cdot a_w + 5 = 0,025 \cdot 360 + 5 = 14 \text{ mm}$$

- tloušťka stěny víka:

$$s_2 = 0,02 \cdot a_w + 5 = 0,02 \cdot 360 + 5 = 12,2 \text{ mm} \doteq 13 \text{ mm}$$

- tloušťka žeber na spodku skříně:

$$c_{s1} = (0,9 \div 1) \cdot s_1 = 0,95 \cdot 14 = 13,3 \text{ mm} \doteq 14 \text{ mm}$$

- tloušťka žeber na víku:

$$c_{s2} = (0,9 \div 1) \cdot s_2 = 0,95 \cdot 12 = 11,4 \text{ mm} \doteq 12 \text{ mm}$$

- tloušťka příruby spodku skříně:

$$h = (1,5 \div 1,75) \cdot s_1 = 1,625 \cdot 14 = 22,75 \text{ mm} \doteq 23 \text{ mm}$$

- tloušťka příruby na víku:

$$h_1 = (1,5 \div 1,7) \cdot s_2 = 1,6 \cdot 13 = 20,8 \text{ mm} \doteq 21 \text{ mm}$$

- tloušťka spodku skříně:

$$t_1 = s_1 = 14 \text{ mm}$$

- tloušťka patky spodku skříně:

$$t = 1,5 \cdot s_1 = 1,5 \cdot 14 \text{ mm} = 21 \text{ mm}$$

- minimální vzdálenost mezi vrcholovou kružnicí kola a stěnou skříně:

$$v_2 = 2,5 \cdot s_1 = 2,5 \cdot 14 = 35 \text{ mm}$$

- minimální vzdálenost mezi vrcholovou kružnicí kola a dnem skříně:

$$v_3 = (4 \div 5) \cdot s_1 = 4,5 \cdot 14 = 63 \text{ mm}$$

- ponoření kola v olejové lázni:

$$v_1 = \frac{a_w}{25} + 30 = \frac{360}{25} + 30 = 44,4mm$$

- průměr děr pro šrouby pro základy:

$$d_s = (1,5 \div 2) \cdot s_1 = 1,75 \cdot 14 = 24,5mm \doteq 30mm$$

- průměr děr pro šrouby na přírubách u hřídelí:

$$d_{s1} \geq 0,75 \cdot d_s = 0,75 \cdot 24,5 = 18,375mm \doteq 20mm$$

- průměr děr pro šrouby na přírubách:

$$d_{s2} = 0,5 \cdot d_s = 0,5 \cdot 24,5 = 12,25mm \doteq 16mm$$

- celkový počet základových šroubů:

$$n_s = \frac{E + F}{(200 \div 300)} = \frac{388 + 1018}{250} = 5,624 \Rightarrow \text{volím } n_s = 8$$

- průměr závěsných šroubů

Hmotnost vyráběných součástí je cca 350 kg. Celková hmotnost převodovky určitě nepřesáhne hodnotu 600 kg pro kterou šrouby počítám.

$$\sigma = \frac{G}{i_s \cdot \frac{\pi \cdot d_{z\check{s}}^2}{4}} \leq \sigma_{DOV} \Rightarrow d_{z\check{s}} = \sqrt{\frac{4 \cdot G}{i_s \cdot \pi \cdot \sigma_{DOV}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 600 \cdot g}{2 \cdot \pi \cdot 130}} = 5,369mm$$

\Rightarrow Dle [9] volím $d_{z\check{s}} = 8mm$.

Délka závitové části:

$$p = \frac{G}{\pi \cdot d_{z\check{s}} \cdot H_1 \cdot z_{z\check{s}}} \leq p_{DOV} \Rightarrow$$

$$z_{z\check{s}} = \frac{G}{\pi \cdot d_{z\check{s}2} \cdot H_1 \cdot p_{DOV}} = \frac{G}{\pi \cdot d_{z\check{s}2} \cdot \frac{d_{z\check{s}} - D_{z\check{s}1}}{2} \cdot p_{DOV}} = \frac{600 \cdot g}{\pi \cdot 7,188 \cdot \frac{8 - 6,647}{2} \cdot 50} = 7,706$$

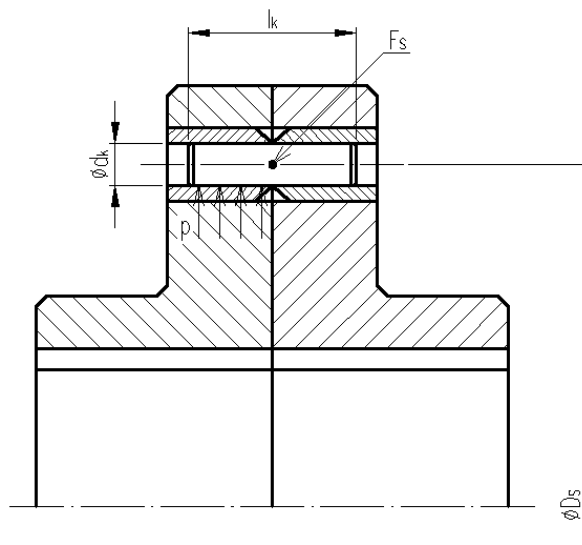
$$m_{z\check{s}} = z_{z\check{s}} \cdot P_{z\check{s}} = 7,706 \cdot 1,25 = 8,838mm$$

\Rightarrow Dle [9] volím 2x ŠROUB M8 x 13 ČSN 02 1369.

8 VÝPOČET POJISTNÉ SPOJKY

Z důvodu velkého kroučícího momentu na výstupu z převodovky volím pojistnou spojku kolíkovou (Obr. 47), protože na spojky třecího typu (třecí spojka, lamelová spojka,...) by bylo potřeba vyvinout značnou přitlačnou sílu a spojka by tak měla velké rozměry.

Má-li spojka chránit hnané zařízení, musí dojít při dosažení pojistného kroučícího momentu k přerušení spojení mezi vstupem a výstupem – k přestřížení kolíku.



Obr. 47. Pojistná kolíková spojka

Pojistný kroučící moment:

Pojistný kroučící moment volím o 10% větší než kroučící moment na výstupu z převodové skříně.

$$M_V = 1,1 \cdot M_{k4} = 1,1 \cdot 2460 = 2706 \text{ Nm}$$

Střížná síla:

Volím roztečný průměr pro umístění kolíků $D_S = 200 \text{ mm}$.

$$M_V = F_S \cdot \frac{D_S}{2} \Rightarrow F_S = \frac{2 \cdot M_V}{D_S} = \frac{2 \cdot 2706000}{200} = 27060 \text{ N}$$

Průměr kolíků:

Volím 2 kolíky ($i_k = 2$), materiál 11 110 ($R_m \cong 450 \text{ MPa}$).

Při výpočtu nepoužíváme hodnotu dovoleného napětí ve stříhu τ_{SDOV} , ale použijeme hodnotu napětí na mezi pevnosti $\tau_{PS} \approx 0,8.R_m$, protože chceme, aby byl kolík přestřížen při překročení pojistného kroutícího momentu.

$$\tau = \frac{F_S}{i_k \cdot \frac{\pi \cdot d_k^2}{4}} \leq \tau_{PS} \Rightarrow d_k = \sqrt{\frac{4 \cdot F_S}{i_k \cdot \pi \cdot \tau_{PS}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 27060}{2 \cdot \pi \cdot 360}} = 6,9 \text{ mm}$$

\Rightarrow Dle [9] volím $d_k = 8 \text{ mm}$: KOLÍK 8 x 80 ISO 2338 – St.

Přepočet nové polohy:

$$F_S = \frac{i_k \cdot d_k^2 \cdot \pi \cdot \tau_{PS}}{4} = \frac{2 \cdot 8^2 \cdot \pi \cdot 360}{4} = 36191,15 \text{ N}$$

$$D_S = \frac{2 \cdot M_V}{F_S} = \frac{2 \cdot 2706000}{36191,15} = 149,54 \text{ mm} \Rightarrow \text{volím } D_S = 150 \text{ mm}$$

Kontrola kolíku na otláčení:

$$p = \frac{F_S}{d_k \cdot \frac{l_k}{2}} = \frac{36191,15}{8 \cdot \frac{80}{2}} = 113,1 \leq p_{DOV} (120 \text{ MPa})$$

ZÁVĚR

Ve své práci jsem se zabýval návrhem konstrukce převodovky s jedním kuželovým převodem a dvěma převody s čelním ozubením se zadanými parametry: výkon 5 000W, převodovým poměrem 30 a výstupními otáčkami 50 ot/min.

Jako pohon jsem zvolil 2-pólový asynchronní motor od firmy Siemens, který odpovídal požadovanému výkonu, který má označení 1MA7 163-2BB.

Pro přenos výkonu z motoru jsem zvolil řemenového převodu, díky jeho snadnému dosažení potřebných otáček na vstup do převodové skříně a taky jako částečnou pojistnou spojku. V případě zablokování převodovky dojde na řemenici k protočení. Dále jsem pokračoval návrhem kuželového soukolí a dvěma soukolími čelními s přímými zuby, pro které jsem také navrhl hřídele. Vše jsem navrhoval dle platných norem ČSN.

Dále jsem pokračoval návrhem převodové skříně, kterou jsem navrhl jakou odlívanou dvoudílnou skřín, s dělicí rovinou v úrovni os hřídelí.

Nakonec jsem navrhl na výstupu ze skříně ještě kolíkovou pojistnou spojku, kterou jsem navrhl tak, aby došlo k přestřižení kolíků při překročení kroutícího momentu o 10%.

V celém návrhu jsem vybíral z normalizovaných součástí, abych docílil co nejekonomičtější výroby, následné montáže a údržby.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] BOLEK, A., KOCHMAN, J. a kol.: *Části strojů*. 2. svazek. Praha : SNTL, 1990. 712 s.
- [2] BOHÁČEK, F. a kol.: *Části a mechanismy strojů III : Převody*. 2. upravené vydání. Brno : Rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1987. 267 s.
- [3] KŘÍŽ, R. a kol.: *Stavba a provoz strojů II : Převody*. 1. vydání. Praha : SNTL, 1978. 176 s.
- [4] HUŠKA, Z.: *Strojní součásti*. 1. vydání. Praha : SNTL, 1989. 152 s.
- [5] KOPÁČEK, J.: *Pohony a převody*. 1. vydání. Ostrava : VŠB v Ostravě, 1992. 171 s.
- [6] HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J.: *Příručka strojního inženýra 2 : Převodové mechanismy*. 1. vydání. Praha : Computer Press, 2000. 198 s. ISBN 80-7226-202-5.
- [7] KLEPŠ, Z.: *Hřídelové spojky*. 1966. Praha : SNTL, 1966. 100 s.
- [8] ŠVEC, V.: *Části a mechanismy strojů : Mechanické převody*. Praha : České vysoké učení technické v Praze, 2003. 174 s.
- [9] VOLEK, F.: *Základy konstruování a části strojů I*. 1. vydání. Zlín : Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, 2009. 168 s. ISBN 978-80-7318-654-8.
- [10] *Elprim-tech s.r.o.* [online]. 2008 [cit. 2011-01-18]. Katalog K03 - 0202 CZ. Dostupné z WWW: <<http://www.elprim.cz/katalogy/1MA7.pdf>>.
- [11] LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky*. 1. vydání. Praha : ALBRA, 2003. 865 s. ISBN 80-86490-74-2.

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

A	Osová vzdálenost řemenic	mm
a_w	Největší osová vzdálenost	mm
$b_{1,2}$	Šířka ozubení kuželového soukolí	mm
$b_{3,4}$	Šířka ozubení čelního soukolí č. 1	mm
$b_{5,6}$	Šířka ozubení čelního soukolí č. 2	mm
B_A	Šířka ložiska v místě A	mm
B_D	Šířka ložiska v místě D	mm
B_E	Šířka ložiska v místě E	mm
B_H	Šířka ložiska v místě H	mm
b_{p1}	Šířka pera pod velkou řemenicí	mm
b_{p2}	Šířka pera pod pastorkem kuželového soukolí	mm
b_{p3}	Šířka pera pod kolem kuželového soukolí	mm
b_{p4}	Šířka pera pod pastorkem čelního soukolí č. 1	mm
b_{p5}	Šířka pera pod kolem čelního soukolí č. 1	mm
b_{p6}	Šířka pera pod pastorkem čelního soukolí č. 2	mm
b_{p7}	Šířka pera pod kolem čelního soukolí č. 2	mm
c	Součinitel materiálu	MPa
c_1	Součinitel úhlu opásání	-
c_2	Součinitel provozního zatížení	-
c_3	Součinitel délky klínového řemene	-
C_A	Dynamická únosnost ložiska v místě A	N
C_D	Dynamická únosnost ložiska v místě D	N
c_{d1}	Srovnávací hodnota pro otláčení pastorku kuželového soukolí	MPa
c_{d2}	Srovnávací hodnota pro otláčení kola kuželového soukolí	MPa

c_{d3}	Srovnávací hodnota pro otláčení pastorku čelního soukolí č. 1	MPa
c_{d4}	Srovnávací hodnota pro otláčení kola čelního soukolí č. 1	MPa
c_{d5}	Srovnávací hodnota pro otláčení pastorku čelního soukolí č. 2	MPa
c_{d6}	Srovnávací hodnota pro otláčení kola čelního soukolí č. 2	MPa
C_E	Dynamická únosnost ložiska v místě E	N
C_H	Dynamická únosnost ložiska v místě H	N
c_{o2}	Srovnávací hodnota pro ohyb pastorku kuželového soukolí	MPa
c_{o2}	Srovnávací hodnota pro ohyb kola kuželového soukolí	MPa
c_{o3}	Srovnávací hodnota pro ohyb pastorku čelního soukolí č. 1	MPa
c_{o4}	Srovnávací hodnota pro ohyb kola čelního soukolí č. 1	MPa
c_{o5}	Srovnávací hodnota pro ohyb pastorku čelního soukolí č. 2	MPa
c_{o6}	Srovnávací hodnota pro ohyb kola čelního soukolí č. 2	MPa
c_{S1}	Tloušťka žeber na spodku skříně	mm
c_{S2}	Tloušťka žeber na víku	mm
D_1	Průměr roztečné kružnice pastorku kuželového soukolí	mm
d_1	Průměr pod pastorkem kuželového soukolí	mm
D_2	Průměr roztečné kružnice kola kuželového soukolí	mm
d_2	Průměr hřídele pod kolem kuželového soukolí	mm
D_3	Průměr roztečné kružnice pastorku čelního soukolí č. 1	mm
d_3	Průměr hřídele pod pastorkem čelního soukolí č. 1	mm
D_4	Průměr roztečné kružnice kola čelního soukolí č. 1	mm
d_4	Průměr hřídele pod kolem čelního soukolí č. 1	mm
D_5	Průměr roztečné kružnice pastorku čelního soukolí č. 2	mm
d_5	Průměr hřídele pod pastorkem čelního soukolí č. 2	mm
D_6	Průměr roztečné kružnice kola čelního soukolí č. 2	mm

d_6	Průměr hřídele pod kolem čelního soukolí č. 2	mm
d_A	Malý průměr ložiska v místě A	mm
D_A	Velký průměr ložiska v místě A	mm
D_{a1}	Průměr hlavové kružnice pastorku kuželového soukolí	mm
D_{a2}	Průměr hlavové kružnice kola kuželového soukolí	mm
D_{a3}	Průměr hlavové kružnice pastorku čelního soukolí č. 1	mm
D_{a4}	Průměr hlavové kružnice kola čelního soukolí č. 1	mm
D_{a5}	Průměr hlavové kružnice pastorku čelního soukolí č. 2	mm
D_{a6}	Průměr hlavové kružnice kola čelního soukolí č. 2	mm
d_D	Malý průměr ložiska v místě D	mm
D_D	Velký průměr ložiska v místě D	mm
d_E	Malý průměr ložiska v místě E	mm
D_E	Velký průměr ložiska v místě E	mm
D_{f1}	Průměr patní kružnice pastorku kuželového soukolí	mm
D_{f2}	Průměr patní kružnice kola kuželového soukolí	mm
D_{f3}	Průměr patní kružnice pastorku čelního soukolí č. 1	mm
D_{f4}	Průměr patní kružnice kola čelního soukolí č. 1	mm
D_{f5}	Průměr patní kružnice pastorku čelního soukolí č. 2	mm
D_{f6}	Průměr patní kružnice kola čelního soukolí č. 2	mm
d_H	Malý průměr ložiska v místě H	mm
D_H	Velký průměr ložiska v místě H	mm
D_k	Průměr kolíku	mm
d_{k1}	Průměr konce hřídele č. 1	mm
d_{k2}	Malý průměr drážkované hřídele	mm
D_{k2}	Velký průměr drážkované hřídele	mm

d_p	Malý průměr řemenice	mm
D_p	Velký průměr řemenice	mm
d_s	Průměr děr pro šrouby pro základy	mm
D_s	Roztečný průměr pro umístění kolíků	mm
d_{s1}	Průměr děr pro šrouby na přírubách u hřídelí	mm
d_{s2}	Průměr děr pro šrouby na přírubách	mm
$d_{zš}$	Průměr závěsného šroubu	mm
$D_{zš1}$	Malý průměr závitu díry pro závěsný šroub	mm
$d_{zš2}$	Střední průměr závěsného šroubu	mm
E	Šířka převodové skříně	mm
F	Obvodová síla	N
F	Délka převodové skříně	mm
f_0	Ohybová frekvence	s^{-1}
$F_{1,2}$	Obvodová síla na kuželovém soukolí	N
$F_{3,4}$	Obvodová síla na čelním soukolí č. 1	N
$F_{5,6}$	Obvodová síla na čelním soukolí č. 2	N
F_{a1}	Axiální síla na pastorku kuželového soukolí	N
F_{a2}	Axiální síla na kole kuželového soukolí	N
$F_{D1,2}$	Dovolené zatížení kuželového soukolí	N
$F_{D3,4}$	Dovolené zatížení čelního soukolí č. 1	N
$F_{D5,6}$	Dovolené zatížení čelního soukolí č. 2	N
F_{EA}	Ekvivalentní zatížení ložiska v místě A	N
F_{ED}	Ekvivalentní zatížení ložiska v místě D	N
F_{EE}	Ekvivalentní zatížení ložiska v místě E	N
F_{EH}	Ekvivalentní zatížení ložiska v místě H	N

F_{r1}	Radiální síla na pastorku kuželového soukolí	N
F_{r2}	Radiální síla na kole kuželového soukolí	N
F_S	Střížná síla	N
F_u	Pracovní předpětí řemene	N
G	Tíhová síla	N
g	Gravitační zrychlení	$m \cdot s^{-2}$
h	Tloušťka příruby spodku skříně	mm
h_1	Tloušťka příruby na víku	mm
$h_{a1,2}$	Výška hlavy zubu kuželového soukolí	mm
$h_{a3,4}$	Výška hlavy zubu čelního soukolí č. 1	mm
$h_{a5,6}$	Výška hlavy zubu čelního soukolí č. 2	mm
$h_{f1,2}$	Výška paty zubu kuželového soukolí	mm
$h_{f3,4}$	Výška paty zubu čelního soukolí č. 1	mm
$h_{f5,6}$	Výška paty zubu čelního soukolí č. 2	mm
$i_{0,1}$	Převodový poměr řemenového převodu	-
$i_{1,2}$	Převodový poměr kuželového soukolí	-
$i_{1,4}$	Převodový poměr v převodovce	-
$i_{2,3}$	Převodový poměr čelního soukolí č. 1	-
$i_{3,4}$	Převodový poměr čelního soukolí č. 2	-
i_k	Počet kolíků	-
i_{k2}	Počet drážek na drážkované hřídeli	-
$i_{\check{s}}$	Počet závěsných šroubů	-
l_8	Délka drážkování na drážkované hřídeli	mm
L_H	Životnost ložiska	hod
L_{HA}	Životnost ložiska v místě A	hod

L_{HD}	Životnost ložiska v místě D	hod
L_{HE}	Životnost ložiska v místě E	hod
L_{HH}	Životnost ložiska v místě H	hod
l_k	Délka kolíku	mm
L_{NA}	Životnost ložiska v místě A	10^6 min^{-1}
L_{ND}	Životnost ložiska v místě D	10^6 min^{-1}
L_{NE}	Životnost ložiska v místě E	10^6 min^{-1}
L_{NH}	Životnost ložiska v místě H	10^6 min^{-1}
L_p	Délka klínového řemence	mm
l_{p1}	Délka pera pod velkou řemenicí	mm
l_{p2}	Délka pera pod pastorkem kuželového soukolí	mm
l_{p3}	Délka pera pod kolem kuželového soukolí	mm
l_{p4}	Délka pera pod pastorkem čelního soukolí č. 1	mm
l_{p5}	Délka pera pod kolem čelního soukolí č. 1	mm
l_{p6}	Délka pera pod pastorkem čelního soukolí č. 2	mm
l_{p7}	Délka pera pod kolem čelního soukolí č. 2	mm
$m_{1,2}$	Modul kuželového soukolí	mm
$m_{3,4}$	Modul čelního soukolí č. 1	mm
$m_{5,6}$	Modul čelního soukolí č. 2	mm
M_I	Ohybový moment v poli I	Nm
M_{II}	Ohybový moment v poli II	Nm
M_{III}	Ohybový moment v poli III	Nm
M_{IV}	Ohybový moment v poli IV	Nm
M_{k0}	Krouticí moment motoru	Nm
M_{k1}	Krouticí moment na hřídeli č. 1	Nm

M_{k2}	Kroutící moment na hřídeli č. 2	Nm
M_{k3}	Kroutící moment na hřídeli č. 3	Nm
M_{k4}	Kroutící moment na hřídeli č. 4	Nm
M_{OMAX1}	Maximální ohybový moment na hřídeli č. 1	Nm
M_{OMAX2}	Maximální ohybový moment na hřídeli č. 2	Nm
M_{OMAX3}	Maximální ohybový moment na hřídeli č. 3	Nm
M_{OMAX4}	Maximální ohybový moment na hřídeli č. 4	Nm
M_{ORED1}	Redukovaný moment na hřídeli č. 1	Nm
M_{ORED2}	Redukovaný moment na hřídeli č. 2	Nm
M_{ORED3}	Redukovaný moment na hřídeli č. 3	Nm
M_{ORED4}	Redukovaný moment na hřídeli č. 4	Nm
M_V	Pojistný kroutící moment	Nm
$m_{Z\check{S}}$	Délka závitu na závěsném šroubu	mm
n	Výstupní otáčky	min^{-1}
n_0	Otáčky motoru	min^{-1}
n_1	Otáčky na hřídeli č. 1	min^{-1}
n_2	Otáčky na hřídeli č. 2	min^{-1}
n_3	Otáčky na hřídeli č. 3	min^{-1}
n_4	Otáčky na hřídeli č. 4	min^{-1}
n_S	Počet základových šroubů	-
P	Výkon	W
p	Měrný tlak	MPa
p_{DOV}	Dovolený měrný tlak	MPa
P_{ef}	Skutečný výkon elektromotoru	W
P_j	Jmenovitý výkon	W

P_P	Jmenovitý výkon	W
$P_{Z\dot{s}}$	Rozteč závitu na závěsném šroubu	mm
R_{AX}	Axiální reakce v místě A	N
R_{AY}	Radiální reakce v místě A	N
R_{BY}	Radiální reakce v místě B	N
R_{CX}	Axiální reakce v místě C	N
R_{CY}	Radiální reakce v místě C	N
r_{d1}	Rychlostní součinitel pro otláčení pastorku kuželového soukolí	-
r_{d2}	Rychlostní součinitel pro otláčení kola kuželového soukolí	-
r_{d3}	Rychlostní součinitel pro otláčení pastorku čelního soukolí č. 1	-
r_{d4}	Rychlostní součinitel pro otláčení kola čelního soukolí č. 1	-
r_{d5}	Rychlostní součinitel pro otláčení pastorku čelního soukolí č. 2	-
r_{d6}	Rychlostní součinitel pro otláčení kola čelního soukolí č. 2	-
R_{DY}	Radiální reakce v místě D	N
R_{EX}	Axiální reakce v místě E	N
R_{EY}	Radiální reakce v místě E	N
R_{FY}	Radiální reakce v místě F	N
R_{GX}	Axiální reakce v místě G	N
R_{GY}	Radiální reakce v místě G	N
R_{HY}	Radiální reakce v místě H	N
R_m	Pevnost v tahu	MPa
r_{o1}	Rychlostní součinitel pro ohyb pastorku kuželového soukolí	-
r_{o2}	Rychlostní součinitel pro ohyb kola kuželového soukolí	-
r_{o3}	Rychlostní součinitel pro ohyb pastorku čelního soukolí č. 1	-
r_{o4}	Rychlostní součinitel pro ohyb kola čelního soukolí č. 1	-

r_{o5}	Rychlostní součinitel pro ohyb pastorku čelního soukolí č. 2	-
r_{o6}	Rychlostní součinitel pro ohyb kola čelního soukolí č. 2	-
s_1	Tloušťka stěny spodku skříně	mm
s_2	Tloušťka stěny víka	mm
$s_{3,4}$	Tloušťka zubu čelního soukolí č. 1	mm
$s_{5,6}$	Tloušťka zubu čelního soukolí č. 2	mm
$s_{u3,4}$	Tloušťka zubové mezery čelního soukolí č. 1	mm
$s_{u5,6}$	Tloušťka zubové mezery čelního soukolí č. 2	mm
t	Tloušťka patky spodku skříně	mm
T_1	Tečná síla působící na pero pod velkou řemenicí	N
t_1	Tloušťka spodku skříně	mm
$t_{1,2}$	Rozteč kuželového soukolí	mm
t_{1p1}	Hloubka drážky v náboji pro pero pod velkou řemenicí	mm
t_{1p2}	Hloubka drážky v náboji pro pero pod pastorkem kuželového soukolí	mm
t_{1p3}	Hloubka drážky v náboji pro pero pod kolem kuželového soukolí	mm
t_{1p4}	Hloubka drážky pro pero pod pastorkem čelního soukolí č. 1	mm
t_{1p5}	Hloubka drážky v náboji pro pero pod kolem čelního soukolí č. 1	mm
t_{1p6}	Hloubka drážky v náboji pro pero pod pastorkem čelního soukolí č. 2	mm
t_{1p7}	Hloubka drážky v náboji pro pero pod kolem čelního soukolí č. 2	mm
T_2	Tečná síla působící na pero pod pastorkem kuželového soukolí	N
T_3	Tečná síla působící na pero pod kolem kuželového soukolí	N
$t_{3,4}$	Rozteč čelního soukolí č. 1	mm
T_4	Tečná síla působící na pero pod pastorkem čelního soukolí č. 1	N
T_5	Tečná síla působící na pero pod kolem čelního soukolí č. 1	N
$t_{5,6}$	Rozteč čelního soukolí č. 2	mm

T_6	Tečná síla působící na pero pod pastorkem čelního soukolí č. 2	N
T_7	Tečná síla působící na pero pod kolem čelního soukolí č. 2	N
T_8	Tečná síla působící na drážkovanou hřídel	N
T_I	Posouvající síla v poli I	N
T_{II}	Posouvající síla v poli II	N
T_{III}	Posouvající síla v poli III	N
T_{IV}	Posouvající síla v poli IV	N
v	Obvodová rychlost	$m \cdot s^{-1}$
v_1	Ponoření kola v olejové lázni	mm
v_2	Minimální vzdálenost mezi vrcholovou kružnicí kola a stěnou skříně	mm
v_3	Minimální vzdálenost mezi vrcholovou kružnicí kola a dnem skříně	mm
W_K	Průřezový modul v krutu	mm^3
W_O	Průřezový modul v ohybu	mm^3
x	Mezní seřízení osové vzdálenosti	mm
y	Mezní seřízení osové vzdálenosti	mm
y_{d1}	Tvarový součinitel pro otláčení pastorku kuželového soukolí	-
y_{d2}	Tvarový součinitel pro otláčení kola kuželového soukolí	-
y_{d3}	Tvarový součinitel pro otláčení pastorku čelního soukolí č. 1	-
y_{d4}	Tvarový součinitel pro otláčení kola čelního soukolí č. 1	-
y_{d5}	Tvarový součinitel pro otláčení pastorku čelního soukolí č. 2	-
y_{d6}	Tvarový součinitel pro otláčení kola čelního soukolí č. 2	-
y_{o1}	Tvarový součinitel pro ohyb pastorku kuželového soukolí	-
y_{o2}	Tvarový součinitel pro ohyb kola kuželového soukolí	-
y_{o3}	Tvarový součinitel pro ohyb pastorku čelního soukolí č. 1	-
y_{o4}	Tvarový součinitel pro ohyb kola čelního soukolí č. 1	-

y_{o5}	Tvarový součinitel pro ohyb pastorku čelního soukolí č. 2	-
y_{o6}	Tvarový součinitel pro ohyb kola čelního soukolí č. 2	-
z	Počet řemenů	-
z_1	Počet zubů pastorku kuželového soukolí	-
z_2	Počet zubů kola kuželového soukolí	-
z_3	Počet zubů pastorku čelního soukolí č. 1	-
z_4	Počet zubů kola čelního soukolí č. 1	-
z_5	Počet zubů pastorku čelního soukolí č. 2	-
z_6	Počet zubů kola čelního soukolí č. 2	-
$z_{zš}$	počet závitů na závěsném šroubu	-
β	Úhel opásání malé řemenice	°
δ_1	Úhel roztečného kužele kola kuželového soukolí	°
δ_2	Úhel roztečného kužele pastorku kuželového soukolí	°
η_E	Účinnost elektromotoru	-
σ_{Dd1}	Základní dovolené napětí pro otláčení pastorku kuželového soukolí	MPa
σ_{Dd2}	Základní dovolené napětí pro otláčení kola kuželového soukolí	MPa
σ_{Dd3}	Základní dovolené napětí pro otláčení pastorku čelního soukolí č. 1	MPa
σ_{Dd4}	Základní dovolené napětí pro otláčení kola čelního soukolí č. 1	MPa
σ_{Dd5}	Základní dovolené napětí pro otláčení pastorku čelního soukolí č. 2	MPa
σ_{Dd6}	Základní dovolené napětí pro otláčení kola čelního soukolí č. 2	MPa
σ_{D0}	Dovolené napětí v ohybu	MPa
σ_{Do1}	Základní dovolené napětí pro ohyb pastorku kuželového soukolí	MPa
σ_{Do2}	Základní dovolené napětí pro ohyb kola kuželového soukolí	MPa
σ_{Do3}	Základní dovolené napětí pro ohyb pastorku čelního soukolí č. 1	MPa
σ_{Do4}	Základní dovolené napětí pro ohyb kola čelního soukolí č. 1	MPa

σ_{D05}	Základní dovolené napětí pro ohyb pastorku čelního soukolí č. 2	MPa
σ_{D06}	Základní dovolené napětí pro ohyb kola čelního soukolí č. 2	MPa
σ_O	Napětí v ohybu	MPa
τ	Napětí v krutu	MPa
τ_{DK}	Dovolené napětí v krutu	MPa
τ_{PS}	Mez pevnosti ve stříhu	MPa
τ_S	Napětí ve stříhu	MPa
τ_{SDOV}	Dovolené napětí ve stříhu	MPa
ψ	Součinitel přesnosti ozubení	-

SEZNAM OBRÁZKŮ

<i>Obr. 1. Zařazení převodu v soustrojí</i>	13
<i>Obr. 2. Rozdělení převodů</i>	14
Obr. 3. Převody s přímým přenosem	15
Obr. 4. Převody ohebným členem přenosu	15
Obr. 5. Složený převod	17
Obr. 6. Silové poměry v převodech – a) převod řemeny; b) převod ozubenými koly	18
Obr. 7. Jednoduchý převod – a) řemenový, b) ozubenými koly	19
Obr. 8. Rozdělení ozubených převodů.....	23
Obr. 9. Obvodové rychlosti soukolí a jejich složky	25
Obr. 10. Boční křivka zubu.....	26
Obr. 11. Tvary bočních křivek zubů	27
Obr. 12. Základní rozměry ozubeného kola.....	29
Obr. 13. Základní profil evolventního ozubení.....	30
Obr. 14. Podřezaný zub.....	33
Obr. 15. Poměry u mezního kola	34
Obr. 16. Čelní soukolí se šikmými zuby	36
Obr. 17. Kuželové kolo.....	39
Obr. 18. Rozstříkovací mazání	45
Obr. 19. Oběhové mazání	45
Obr. 20. Trubková spojka	47
Obr. 21. Kotoučová spojka	47
Obr. 22. Přírubová spojka	48
Obr. 23. Korýtková spojka.....	48
Obr. 24. Dilatační spojky pro přenos malých kroutcích momentů	49
Obr. 25. Zubová spojka – a) bez středící vložky; b) se středícím kroužkem.....	50
Obr. 26. Křížová spojka.....	50
Obr. 27. Kloubová spojka	51
Obr. 28. Průběh momentu na hnací a hnané hřídeli u pružné spojky	52
Obr. 29. Čepová spojka.....	53
Obr. 30. Spojka s pryžovou obručí	54
Obr. 31. Pružná spojka se šroubovitými pružinami	54

Obr. 32. Spojka s plochou pružinou	55
Obr. 33. Zubová výsuvná spojka s vnějším, popř. vnitřním ozubením	56
Obr. 34. Schéma třecích spojek s třením na ploše čelní, válcové a kuželové.....	56
Obr. 35. Třecí spojka s jednou třecí plochou	57
Obr. 36. Lamelová spojka	57
Obr. 37. Pojistná spojka zubová	58
Obr. 38. Pojistná spojka kuličková	59
Obr. 39. Jednoduchá třecí pojistná spojka	59
Obr. 40. Kolíková spojka	60
Obr. 41. Rozběhová spojka.....	61
Obr. 42. Schéma hnací jednotky	63
Obr. 43. Průběh posouvajících sil a ohybových momentů na hřídeli č. 1.....	81
Obr. 44. Průběh posouvajících sil a ohybových momentů na hřídeli č. 2.....	86
Obr. 45. Průběh posouvajících sil a ohybových momentů na hřídeli č. 3.....	91
Obr. 46. Průběh posouvajících sil a ohybových momentů na hřídeli č. 4.....	96
Obr. 47. Pojistná kolíková spojka	103

SEZNAM TABULEK

Tab. 1. Normalizované hodnoty modulů ozubení [mm].....	30
Tab. 2. Druhy kol a jejich rozměry	32
Tab. 3. Druhy soukolí	33
Tab. 4. Rozdělení kuželových soukolí podle vzájemné polohy os	38
Tab. 5. Rozdělení kuželových soukolí podle tvaru boční křivky.....	39

SEZNAM PŘÍLOH

BP-000-A1	Sestava převodovky
BP-001-A1	Skříň
BP-002-A2	Víko
BP-003-A3	Pastorek kuželového soukolí
BP-004-A3	Kolo kuželového soukolí
BP-005-A3	Pastorek čelního soukolí č. 1
BP-006-A3	Kolo čelního soukolí č. 1
BP-007-A3	Pastorek čelního soukolí č. 2
BP-008-A3	Kolo čelního soukolí č. 2
BP-009-A3	Hřídel č. 1
BP-010-A3	Hřídel č. 2
BP-011-A3	Hřídel č. 3
BP-012-A3	Hřídel č. 4
BP-013-A3	Víčko 1.
BP-014-A3	Víčko 2.
BP-015-A3	Víčko 3.
BP-016-A3	Víčko 4.1
BP-017-A3	Víčko 4.2
BP-018-A4	Distanční kroužek 2.1
BP-019-A4	Distanční kroužek 3.1
BP-020-A4	Distanční kroužek 3.2
BP-021-A4	Distanční kroužek 4.1
BP-022-A4	Olejoznak