

Pohon zařízení s planetovou převodovkou a pojistnou spojkou

Petr Merhaut

Bakalářská práce
2008



Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta technologická

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně

Fakulta technologická

Ústav výrobního inženýrství

akademický rok: 2007/2008

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: Petr MERHAUT

Studijní program: B 3909 Procesní inženýrství

Studijní obor: Technologická zařízení

Téma práce: Pohon zařízení s planetovou převodovkou
a pojistnou spojkou

Zásady pro vypracování:

1. Vypracujte literární rešerzi k danému tématu
2. Zhotovte návrh planetové převodovky pro převodový poměr $i=80$, výkon $P=5\text{kW}$ a otáčky $n=50\text{ min}^{-1}$
3. Zhotovte sestavu převodovky
4. Zhotovte výrobní dokumentaci

Rozsah práce:

Rozsah příloh:

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

Seznam odborné literatury:

Viz doporučení vedoucího BP.

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. František Volek, CSc.

Ústav výrobního inženýrství

Datum zadání bakalářské práce:

19. února 2008

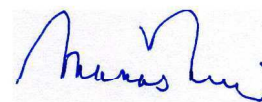
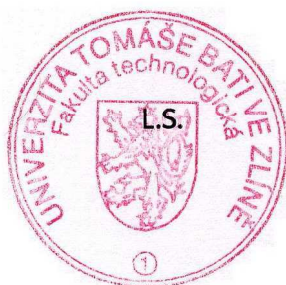
Termín odevzdání bakalářské práce:

6. června 2008

Ve Zlíně dne 1. února 2008



doc. Ing. Petr Hlaváček, CSc.
děkan



doc. Ing. Miroslav Maňas, CSc.
ředitel ústavu

ABSTRAKT

Bakalářská práce analyzuje planetové převody, výhody a nevýhody planetových převodů a planetových převodovek. Součástí bakalářské práce je také výpočet a konstrukce planetové převodovky pro zadané hodnoty.

Klíčová slova: planetová převodovka, konstrukce planetové převodovky

ABSTRACT

The bachelor thesis analyses advantages and disadvantages planetary transmission and planetary gearbox. One part of the bachelor thesis is calculation and construction planetary gearbox for required value.

Keywords: planetary transmission, construction planetary gearbox

Poděkování, motto

Děkuji svému vedoucímu bakalářské práce Ing. Františku Volkovi CSc. za odborné vedení, příjemnou spolupráci, cenné rady a připomínky při vypracování této bakalářské práce.

Prohlašuji, že jsem na bakalářské práci pracoval samostatně a použitou literaturu jsem citoval. V případě publikace výsledků, je-li to uvolněno na základě licenční smlouvy, budu uveden jako spoluautor.

Ve Zlíně.....

.....

Podpis diplomanta

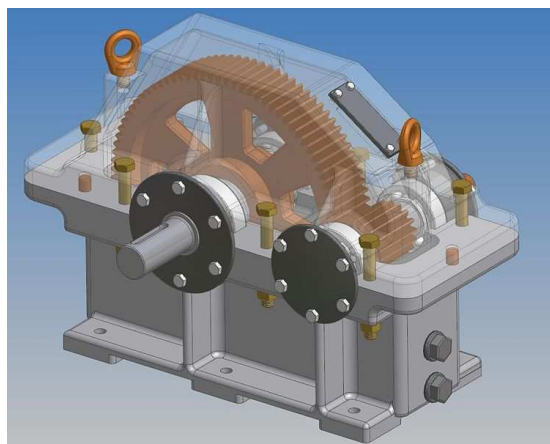
OBSAH

ÚVOD.....	8
I TEORETICKÁ ČÁST	9
1.1 ELEKTROMOTORY	10
1.1.1 Motory na stejnosměrný proud.....	10
1.1.1.1 Motor s permanentním magnetem	11
1.1.1.2 Sériový elektromotor	11
1.1.1.3 Derivační Elektromotor	11
1.1.2 Motory na střídavý proud	12
1.1.2.1 Synchronní motor.....	12
1.1.2.2 Asynchronní motor	12
1.1.3 Další druhy motorů.....	13
1.1.3.1 Krokový motor.....	13
1.1.3.2 Lineární elektromotor	13
1.1.3.3 Střídavý servomotor.....	13
1.2 PŘEVOD OZUBENÝMI KOLY:	14
1.2.1 Typy spolu-zabírajících kol.....	14
1.2.2 Tvary křivek boku zubů	16
1.2.3 Základy teorie ozubení	17
1.2.4 Geometrie přímého ozubení – vnějšího	19
1.2.4.1 Základní profil ozubeného a výrobního hřebene	21
1.2.4.2 Podřezání	22
1.2.4.3 Mezní počet zubů.....	22
1.2.4.4 Posunutí profilu.....	23
1.2.4.5 Soukolí, která mohou vzniknout.....	24
1.2.5 Další vlastnosti ozubení	24
1.2.6 Geometrie přímého ozubení – vnitřního	25
1.3 PŘEVODOVKY.....	26
1.3.1 Převodovky dle provedení.....	26
1.3.2 Hlavní části převodovky (jednostupňové).....	26
1.3.3 Mazání a chlazení.....	27
1.3.4 Závady a jejich opravy	27
1.3.5 Planetová převodovka	28
1.3.5.1 Princip činnosti planetového převodu.....	28
1.3.5.2 Schéma jednoduchého planetového převodu.....	28
1.3.5.3 Vlastnosti planetových převodovek	29
1.3.5.4 Nejčastější konstrukční schémata planetových převodovek.....	30
1.3.5.5 Podmínky pro správnou funkci planetových převodovek.....	32
1.4 SPOJKY	33
1.4.1 Hlavní části, princip	33
1.4.2 Podle principu a způsobu přenosu točivého momentu a otáčení:	34
1.4.2.1 Mechanické spojky - nerozpojované.....	34
1.4.2.2 Mechanické spojky - ovládané.....	34
1.4.2.3 Mechanické spojky - automatické/poloautomatické.....	35
1.4.2.4 Další typy spojek.....	40

II	PRAKTICKÁ ČÁST	41
2.1	VOLBA POHONU PLANETOVÉ PŘEVODOVKY	42
2.1.1	Volba motoru	42
2.1.2	Řemenový převod.....	42
2.1.2.1	Určení počtu řemenů.....	44
2.1.2.2	Návrh průměru hnací hřídele d_1 – Hřídel I.....	44
2.1.2.3	Kontrola hřídele	45
2.1.2.4	Volba pera na hnací hřídeli	45
2.1.2.5	Návrh průměru hnané hřídele d_2 – Hřídel II.....	46
2.1.2.6	Kontrola hřídele	46
2.1.2.7	Volba per na hnané hřídeli	46
2.2	VÝPOČTOVÉ ŘEŠENÍ PLANETOVÉ PŘEVODOVKY	48
2.2.1	Volba typu planetové převodovky.....	48
2.2.2	Volba převodového poměru	49
2.2.3	Výpočet kroutících momentů M_{k1} , M_{kU} , $M_{kU'}$ a $M_{kU''}$ při $\eta=1$	49
2.2.4	Výpočet počtu cyklů všech částí	49
2.2.5	Volba materiálů	49
2.2.6	Planetová převodovka – ČÁST A	50
2.2.7	Planetová převodovka – ČÁST B	57
2.2.8	Planetová převodovka – ČÁST C	64
2.2.9	Celková účinnost.....	70
2.2.10	Výpočty hřídelí.....	71
2.3	VÝPOČET SPOJKY	83
2.3.1	Materiál a rozměry třecích kol	83
2.3.2	Velikost přítláčné síly.....	83
2.3.3	Ovládací pružina	83
2.3.4	Měrný tlak ve stykových plochách.....	84
2.3.5	Přenášený výkon.....	84
	ZÁVĚR	85
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	86
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	87
	SEZNAM OBRÁZKŮ	90
	SEZNAM PŘÍLOH.....	91
	PŘÍLOHA – 3D MODELY	93

ÚVOD

Již od útlého dětství mě bavilo rozebírat a zase skládat různé stroje, strojky a zařízení. Musím se však přiznat, že hodně často už pak neplnily funkci, ke které byly původně stvořeny. Tato záliba mi zůstala i v pozdějším věku a snad i díky tomu jsem začal studovat Střední průmyslovou školu strojnickou ve Vsetíně. Tato škola mi pomohla lépe proniknout do problematiky těchto strojů a zařízení nejen z hlediska složení a funkce, ale hlavně jejich konstrukce. První z hlavních krůčků na této škole bylo naučit se porozumět a následně i kreslit výkresy a sestavy, které jsou nedílnou součástí všech výrobků a zařízení. Po zvládnutí těchto základních krůčků jsme pak dostávali zadání, kde jsme měli už sami navrhovat různé jednoduché součásti. Je zřejmé, že dosti často se stávalo, že naše prvotní výtvořky byly téměř vždy chybné a nedaly by se dle zadaných kritérií vyrobit. Tyto chyby nám však značnou měrou pomáhaly v dalším studiu a časem jsme již dokázali pochopit možnosti různých výrobních strojů a mohli jsme tedy konstruovat „reálné výrobky.“ Ruční kreslení je ale velice náročné a tak značnou měrou nám pak práci usnadňovalo 2D kreslení v programu AutoCad a ve vyšším ročníku i 3D modelování v různých programech, nebo dokonce CAD/CAM systémech. 3D modelování součástí mě příznivě oslovilo a donutilo mě si své znalosti ještě prohloubit. Rozhodl jsem se tedy v tomto odvětví pokračovat a šel jsem studovat na Univerzitu Tomáše Bati ve Zlíně. Tady jsem některé své znalosti dále prohloubil a také rozšířil. A když pak nastal čas vypracovávat bakalářskou práci, rozhodl jsem se udělat něco, co by mě mohlo někdy v budoucnu třeba živit. A přesně o tom moje téma je.

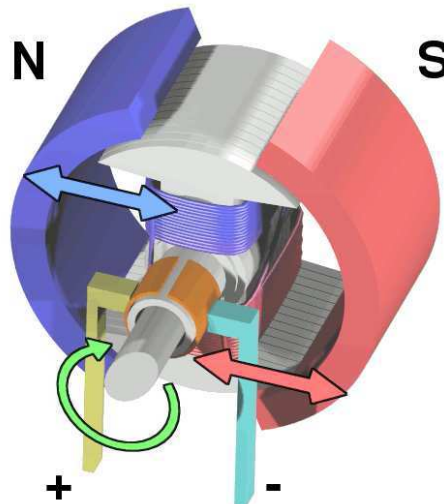


Obr. 1 Převodovka

I. TEORETICKÁ ČÁST

1.1 Elektromotory

1.1.1 Motory na stejnosměrný proud



Obr. 2 Schéma elektromotoru

Výhody:

Velkou výhodou stejnosměrných motorů je jednoduchost a univerzálnost využití. Sériové a derivační motory mohou fungovat na stejnosměrný, ale i střídavý proud při nízkých frekvencích. Další výhodou proti motorům na střídavý je možnost dosáhnout libovolných mechanicky dosažitelných otáček. [11]

Nevýhody:

Největší nevýhodou stejnosměrných motorů je komutátor. Tento mechanický přepínač je náročný na údržbu, seřízení a je místem největších poruch. Jiskření na kartáčcích (tvořených obvykle bloky čistého uhlíku) je zdrojem elektromagnetického rušení. [11]

Použití:

Proto tyto motory nacházejí uplatnění v takových strojích, jako jsou vrtačky, mixéry, ale třeba i automobily a dopravní zařízení s elektrickou trakcí (např. lokomotivy, trolejbusy, tramvaje či vozy metra). S rozvojem levnější a spolehlivější silnoproudé elektroniky (tedy zejména výkonovými tyristory a tranzistory), jsou stejnosměrné motory postupně vytlačovány motory s rotujícím magnetickým polem buzeným elektronicky. [11]

Reverzace chodu stejnosměrného motoru:

U sériových a derivačních motorů nelze změnit směr otáčení pouhým přepólováním napájecího napětí celého motoru, protože by došlo k přepólování statoru i rotoru a směr otáčení by zůstal zachován. Pro změnu směru je třeba přepólovat jen stator nebo rotor. [11]

Elektrodynamická brzda:

Protože stejnosměrné motory mohou fungovat i jako generátory, lze je využít jako součást elektrodynamické brzdy. [11]

1.1.1.1 Motor s permanentním magnetem

Nejjednodušší motor na stejnosměrný proud má stator tvořený permanentním magnetem a rotující kotvu ve formě elektromagnetu s dvěma póly. K mění směr elektrického proudu a polaritu magnetického pole procházejícího kotvou dvakrát během každé otáčky. Tím se zajistí stále stejný směr síly působící na póly rotoru. V okamžiku přepnutí polarity udržuje běh tohoto motoru ve správném směru setrvačnost. Využívají se dodnes například v modelářství. Jen kotva je obvykle minimálně třípólová, aby nevznikal problém s mrtvým úhlem motoru. Výhodou motoru s permanentním magnetem je možnost snadno měnit směr otáčení polaritou vstupního napětí. [11]

1.1.1.2 Sériový elektromotor

Místo permanentního magnetu se pro statoru běžných větších motorů využívá elektromagnetu. Pokud je vinutí statoru (budící vinutí) spojeno s vinutím rotoru do série, mluvíme o sériovém elektromotoru. Tento typ elektromotoru má točivý moment nepřímo úměrný otáčkám. To znamená, že stojící elektromotor má obrovský točivý moment. Využívá se proto především u dopravních strojů a v elektrické trakci jako jsou vlaky, metro a tramvaje. Ve spojení s generátorem je schopen ideálně nahradit mechanickou převodovku. [11]

1.1.1.3 Derivační Elektromotor

Derivační elektromotor má elektromagnet statoru napájený paralelně s motorem. Otáčky tohoto motoru jsou méně závislé na zátěži motoru. Navíc lze proud statoru samostatně regulovat. Proto se tento typ motoru využívá především u strojů, kde jsou požadovány relativně neměnné otáčky. [11]

1.1.2 Motory na střídavý proud

1.1.2.1 Synchronní motor

Je to obrácený generátor střídavého proudu. Rotor je tvořen magnetem nebo elektromagnetem. Stator, na něhož je přiveden střídavý proud, vytváří pulzní nebo častěji rotující magnetické pole. Rotor se snaží udržet polohu souhlasící s tímto polem.

Synchronní motory mají řadu nevýhod - je třeba je roztočit na pracovní otáčky jiným strojem nebo pomocným asynchronním rozběhovým vinutím, pokud pod zátěží ztratí synchronizaci s rotujícím polem, skokově klesne jejich výkon a zastaví se. Proto jsou využívány jen ve speciálních případech (např. pohon gramofonu, kdy jsou nevýhody vyváženy požadavkem na pravidelnost otáček o celočíselném násobku frekvence elektrické sítě (za předpokladu, že frekvence napájecí sítě je skutečně konstantní). Ze synchronního motoru se vyvinul krokový motor a střídavý servomotor [11]

1.1.2.2 Asynchronní motor

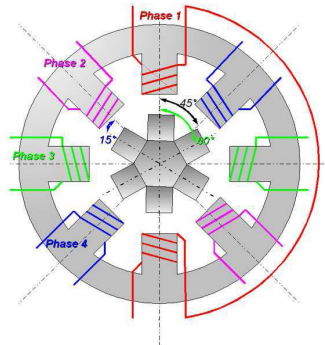
Asynchronní motor má proti synchronnímu jinou konstrukci rotoru. Rotor se obvykle skládá ze sady vodivých tyčí, uspořádaných do tvaru válcové klece. Tyče jsou na koncích vodivě spojeny a rotor se pak nazývá „kotva nakrátko“. U stojícího motoru rotující magnetické pole statoru indukuje v tyčích rotoru elektrické proudy, které vytváří své vlastní elektromagnetické pole. Obě magnetická pole (rotoru a statoru) pak spolu navzájem reagují a vzniká tak elektromotorická síla. Otáčky rotoru vrůstají. Tím, jak se přibližují otáčky rotoru otáčkám magnetického pole, klesají indukované proudy a intenzita jimi vytvářeného pole, klesají tím i otáčky rotoru a tím i točivý moment motoru. Pokud je motor alespoň minimálně zatížen, nikdy nedosáhne otáček daných frekvencí napájecího proudu (není s ní nikdy synchronní - proto se nazývá asynchronní motor). [11]

Tento druh motoru je v praxi nejběžnější, využívá v mnoha oblastech průmyslu, dopravy i v domácnostech. Jeho výkon se pohybuje od stovek wattů až do mnoha set kilowattů. S rozvojem levných a výkonných elektronických řídicích systémů nahrazuje postupně tento druh motoru sériový elektromotor, užívaný zejména v pohonech určených pro elektrickou trakci (kolejová vozidla a trolejbusy). Asynchronními elektromotory jsou vybaveny i moderní rychlovlaky, které jsou u nás známé pod názvem Pendolino. [11]

1.1.3 Další druhy motorů

1.1.3.1 Krokový motor

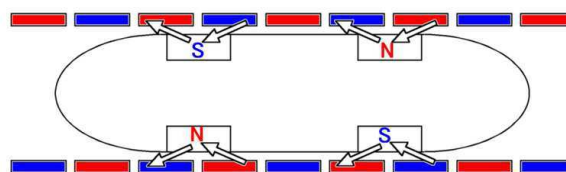
Krokový motor je speciální druh mnoha-pólového synchronního motoru. Využívá se především tam, kde je třeba přesně řídit nejen otáčky, ale i konkrétní polohu rotoru. Nachází uplatnění v přesné mechanice, regulační technice, robotice a podobných oborech. Krokový motor je unipolární nebo bipolární. [11]



Obr. 3 Princip funkce krokového motoru

1.1.3.2 Lineární elektromotor

Lineární elektromotor je mnoha-pólový motor, jehož stator je rozvinut do přímky. Využívá se například v dopravě pro pohon vlaků na magnetickém polštáři. (Zkušební okruh rychlovlaku MAGLEV je vybudován nedaleko Hamburku). V poslední době se lineární motor hojně využívá i pro rozhoupávání zvonů. Na lineárním principu také pracují speciální elektrické stroje určené pro přeměnu elektrické energie na mechanickou energii ve formě zvuku, označované jakožto reproduktor. [11]



Obr. 4 Princip funkce lineárního elektromotoru

1.1.3.3 Střídavý servomotor

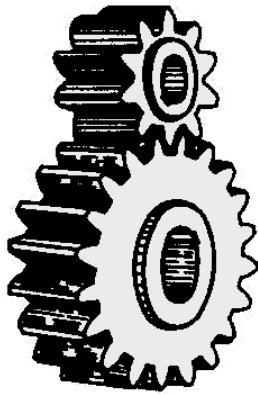
Střídavé servomotory jsou bez-kartáčové synchronní motory s permanentními magnety na rotoru a třífázovým vinutím ve statoru. Optimalizovaná konstrukce motoru s použitím nových magnetických materiálů dovoluje až 5krát zvětšit momentové přetížení. Tyto motory jsou proto vhodné pro dynamicky náročné úlohy s nízkou spotřebou jako provoz silničních elektromobilů. Doplněním vhodnou planetovou převodovkou je možno optimalizovat potřebný moment k otáčkám pohonu. [11]

1.2 Převod ozubenými koly:

Ozubený převod přenáší točivý moment z jedné hřídele (hnací) na druhou hřídel (hnanou) a to bez skluzu a při stálém převodovém poměru. Používá se především pro převody s malou osovou vzdáleností. [3]

Tyto převody se vyznačují velkou účinností, spolehlivostí, velkou životností a jednoduchou obsluhou. Dvě spolu-zabírající kola se tvoří soukolí. Menší ozubené kolo se nazývá „pastorek“ a větší ozubené kolo se nazývá „kolo.“ [3]

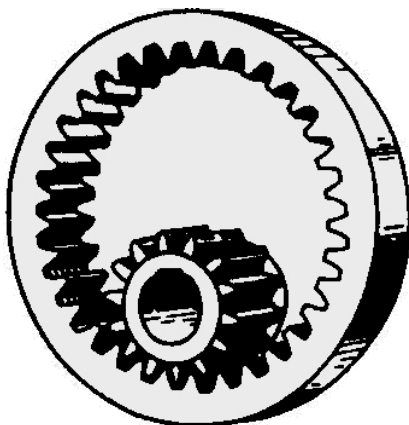
1.2.1 Typy spolu-zabírajících kol



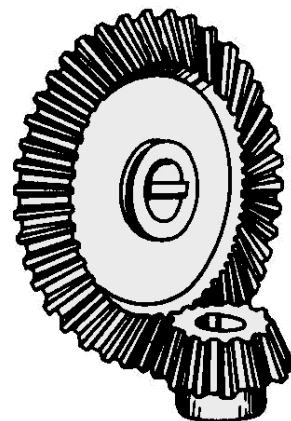
Obr. 5 Čelní soukolí s vnějším ozubením



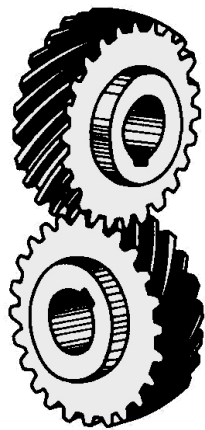
Obr. 7 Čelní soukolí se zakřivenými zuby



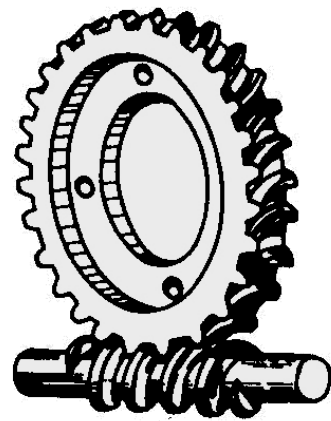
Obr. 6 Čelní soukolí s vnitřním ozubením



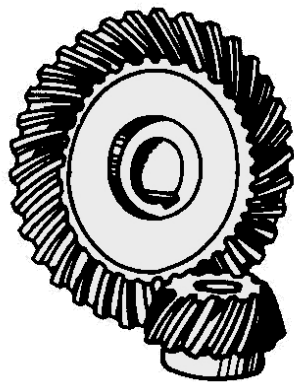
Obr. 8 Kuželové soukolí s přímými zuby



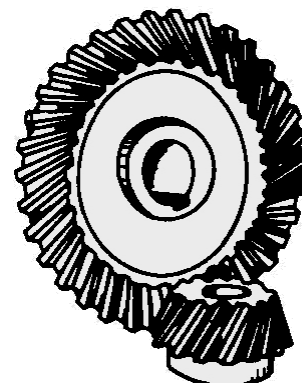
Obr. 9 Šroubové soukolí



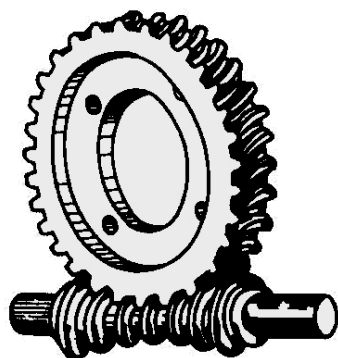
Obr. 10 Válcový šnek a globoidní šnekové kolo.



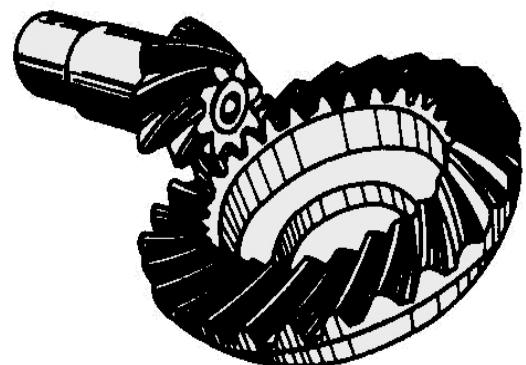
Obr. 11 Hypoidní soukolí se zakřivenými zuby



Obr. 12 Hypoidní soukolí s přímými zuby



Obr. 13 Globoidní šnek a globoidní šnekové kolo



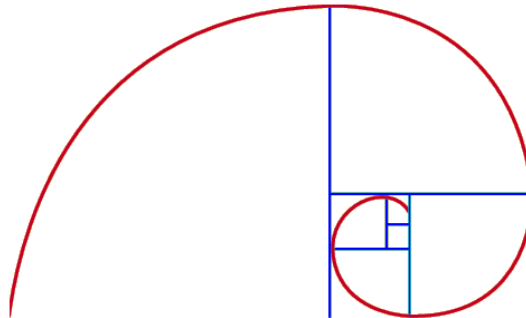
Obr. 14 Kuželové soukolí se zakřivenými zuby

1.2.2 Tvary křivek boku zubů

Podle tvaru křivek tvořících profil zubu (boční křivky) rozeznáváme více druhů ozubení. Nejčastěji se však používá profil evolventní, cykloidní a kruhový oblouk. [3]

Evolventní:

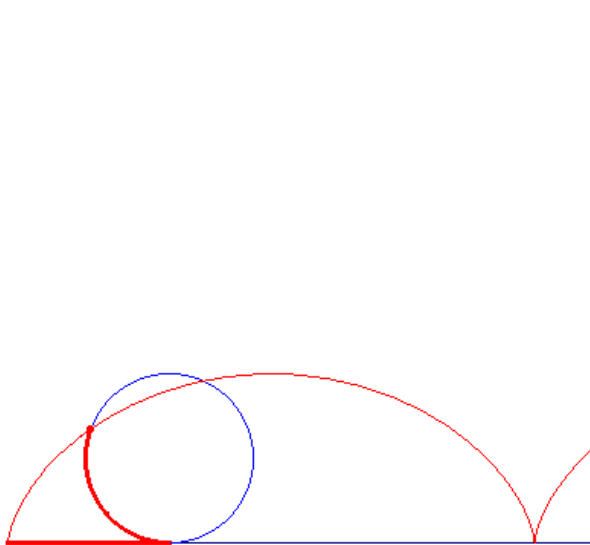
Nejčastěji používané ve strojírenství. Evolventa vznikne, odvaluje-li se tvořící přímka po základní kružnici. Každý bod přímky opisuje evolventu. [3]



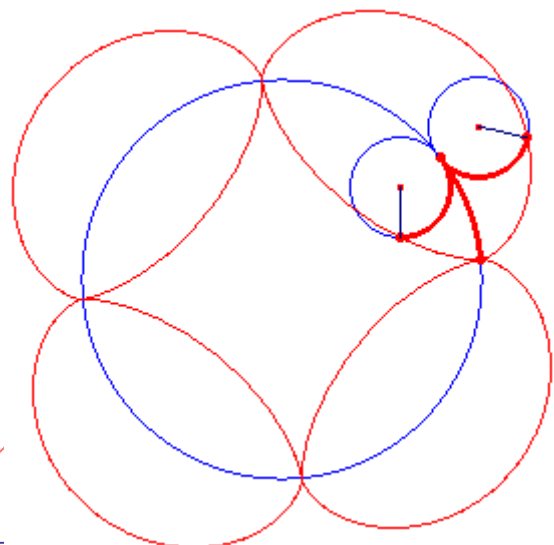
Obr. 15 Evolventní křivka

Cykloidní:

Vzniká odvalováním kružnice po přímce nebo po kružnici. Buď z vnější strany, anebo z vnitřní strany kružnice. Každý bod tvořící kružnici opisuje cykloidu (u kola epicykloidu nebo hypocykloidu). Nevýhodou je složitý výrobní nástroj, proto se používá výjimečně. [3]



Obr. 16 Odval kružnice po přímce

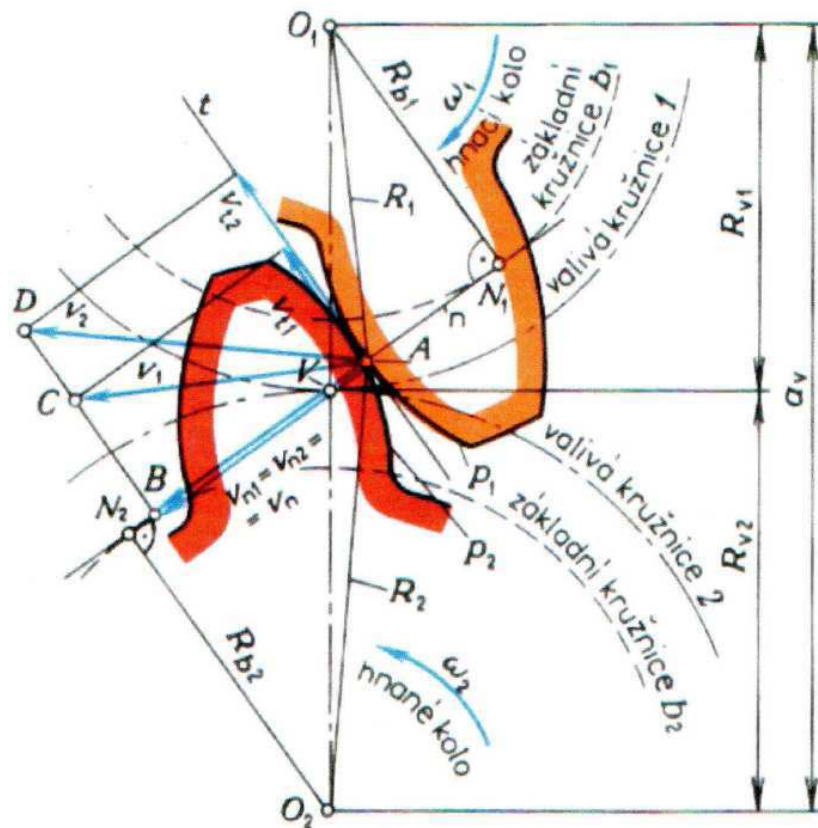


Obr. 17 Odval kružnice po kružnici

Kruhový oblouk (Wildhaber - Novikovo ozubení):

Zuby těchto kol mají konvexní, nebo konkávní boky tvořené kruhovými oblouky. Výhodou těchto boků je malý stykový tlak, a proto se používají pro reduktory válcových stolic při malých rychlostech. Nevýhodou je opět složitý výrobní nástroj.

1.2.3 Základy teorie ozubení:



Obr. 18 Kružnice spolu-zabírajících zubů

Na obrázku je vidět křivky p_1 a p_2 bodu dvou zubů, které se dotýkají v bodě A. Má-li hnací kolo 1 úhlovou rychlost ω_1 , pak je obvodová rychlost bodu A při otáčení kola 1 kolem středu O_1 rovna: [6]

$$v_1 = R_1 \cdot \omega_1$$

Pro střed otáčení O_1 má též bod A příslušný ke kolu 2 obvodovou rychlost

$$v_2 = R_2 \cdot \omega_2$$

Z podobnosti trojúhelníků O_1N_1A a O_2N_2A pak vychází vztah:

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_{b2}}{R_{b1}} = i_{1,2} = \text{konstanta}$$

Definice ozubení pro stálý převodový poměr zní:

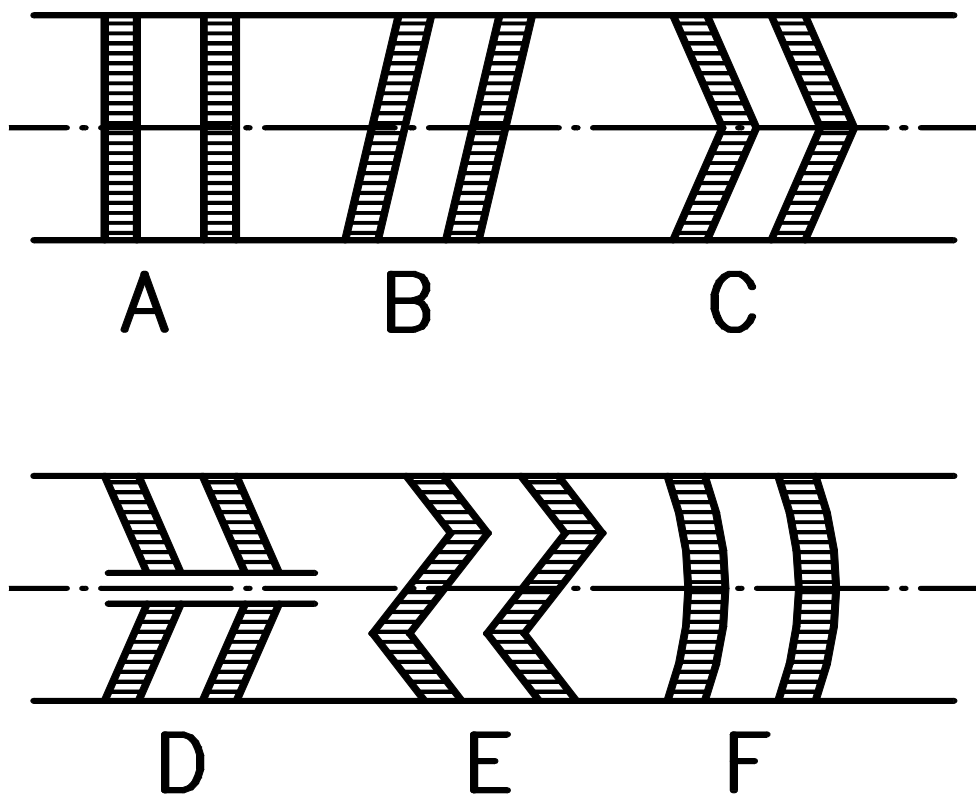
Dva boky zubů v trvalém dotyku přenášejí otáčivý pohyb se stálým převodovým poměrem, jestliže jejich společná normála „ n “ procházející valivým bodem „ V “ dělí úsečku O_1O_2 v opačném poměru úhlových rychlostí obou kol. [6]

Čára záběru:

Podmínce konstantního převodového poměru vyhovují jenom určité druhy křivek p_1 a p_2 . Spolu-zabírající profily, které mají tvar těchto křivek, se nazývají přiřazené profily. Při otáčení profilů kolem středů O_1 a O_2 se jednotlivé body profilů postupně dotýkají. Geometrické místo dotyků obou profilů se nazývá čára záběru. [11]

Boční křivky:

Roztřídění profilů podle průběhu bočních křivek je dle normy. Na následujícím obrázku jsou používané tvary bočních křivek zubů. [11]



Obr. 19 Boční křivky zubů

A) Přímé zuby

D) Dvojnásobně šikmé zuby

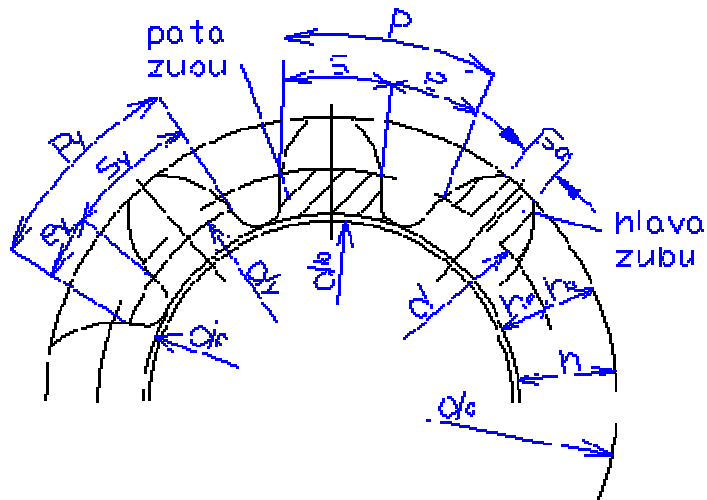
B) Šikmé zuby

E) Dvojnásobně šípové zuby

C) Šípové zuby

F) Kruhové zuby

1.2.4 Geometrie přímého ozubení – vnějšího



Obr. 20 Geometrie přímého ozubení - vnějšího

Úhel záběru „ α “ - Je to úhel, který svírá tvořící přímka evolventy procházející valivým bodem C s tečnou k roztečné kružnici. [12]

Roztečná kružnice „ d “

Je to průměr, na němž svírá evolventa profilu s osou soukolí úhel α . [12]

$$d_{1,2} = z_{1,2} \cdot m$$

Rozteč „ p “

Je to vzdálenost dvou sousedních zubů na roztečné kružnici měřena po oblouku. [12]

$$p = \pi \cdot \frac{d}{z} = \pi \cdot m$$

Modul „ m “

Všechny rozměry ozubení jsou úměrné modulu. Je to část průměru roztečné kružnice připadající na jeden zub kola. Moduly jsou normalizovány. [12]

$$m = \frac{p}{\pi}$$

Základní kružnice „ d_b “

Je to evoluta jednoznačně určující evolventní profil. [12]

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

Základní rozteč „e“

Je vzdálenost dvou sousedních bodů zubů na základní kružnici. [12]

Vzdálenost os „a“

Je to vzdálenost osy jednoho ozubeného kola k ose druhého ozubeného kola. [12]

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m(z_1 + z_2)}{2}$$

Hlavová kružnice „d_a“

Je to kružnice omezující vnější obrys ozubeného kola. [12]

$$d_a = d + 2.h_a$$

Patní kružnice „d_f“

Je to kružnice omezující vnitřní obrys ozubeného kola. [12]

$$d_f = d - 2.h_f$$

Hlava zubu – výška hlavy zubu „h_a“

Je to část zubu mezi hlavovou a roztečnou kružnicí. [12]

$$h_a = \frac{d_a - d}{2} = m$$

Pata zubu – výška paty zubu „h_f“

Je to část zubu mezi roztečnou a patní kružnicí. [12]

$$h_f = \frac{d - d_f}{2} = m(1 + 0,25)$$

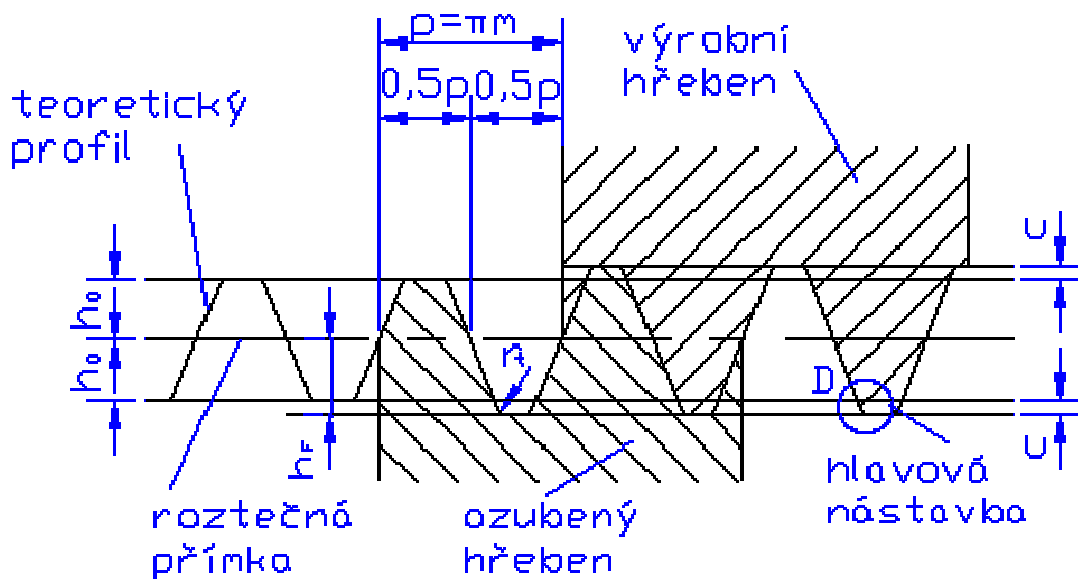
Výška zubu „h“

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

Tloušťka zubu „s“ a šířka mezery „e“

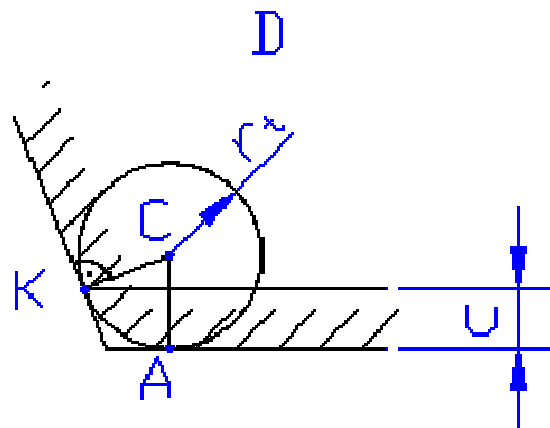
$$p = s + e$$

1.2.4.1 Základní profil ozubeného a výrobního hřebene



Obr. 21 Rozměry ozubeného hřebenu

Ozubený řemen je geometrický profil tvoří teoretický profil, který je stejnosměrně rozložený okolo roztečné přímky. Sklon zubu je dán úhlem profilu. Hlavová přímka ozubeného hřebene souhlasí s hlavovou přímkou teoretickou, patní přímka je posunuta o hodnotu „c“ (radiální vůle). Jak radiální vůle vypadá si můžeme prohlednout na obrázku níže. [12]



Obr. 22 Radiální vůle

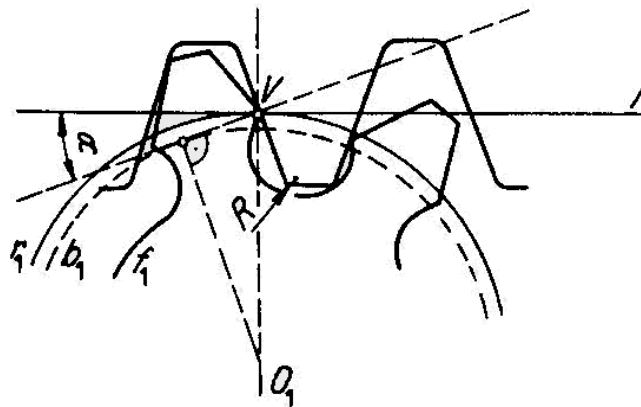
Výška paty zubu „ h_f “ je o radiální vůli c větší, než výška hlavy „ h_a .“ Přechodovou křivku tvoří část kružnice o poloměru „ r_f .“ [12]

Hodnoty parametrů, které tvoří výškový profil zubu, jsou tedy: [12]

$h_a^* = 1$	$h_a = m$
$c^* = 0,25$	$c = 0,25m$
$h_f^* = h_a^* + c^* = 1,25$	$h_f = 1,25m$
$r_f^* = 0,38$	$r_f = 0,38m$

1.2.4.2 Podřezání:

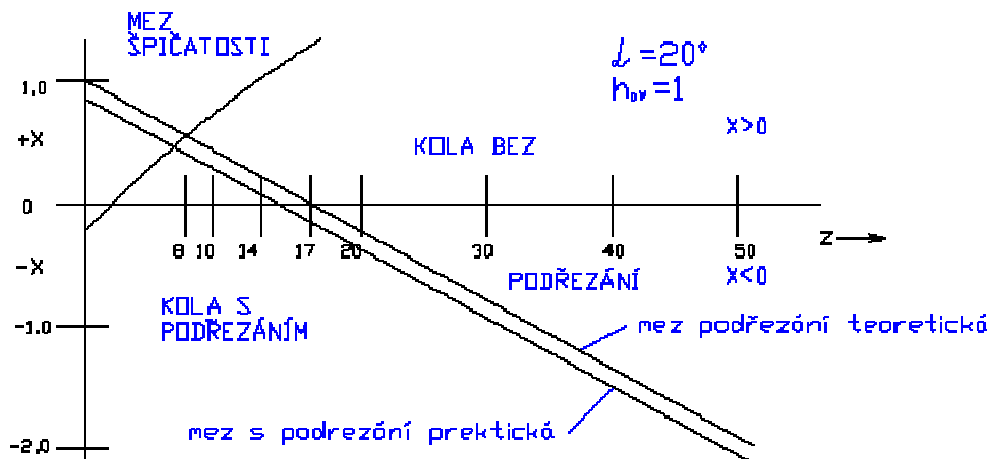
Má-li kolo malý počet zubů, tak podřezává zaoblení hlavy zubu nástroje patu zubu kola. Na obrázku níže jsou ukázány záběrové poměry ozubené tyče s kolem o malém počtu zubů. Konstrukce patní křivky se získá z relativního pohybu valivé přímky nástroje, odvalující se na valivé kružnici ozubeného kola. Podříznutí zubů kola zeslabuje paty zubů, což je nepříznivé vzhledem k namáhání zubů na ohyb. [3]



Obr. 23 Podřezání zubů

1.2.4.3 Mezní počet zubů:

Při úhlu záběru $\alpha = 20^\circ$ se dosáhne hranice nepodřezaného zubu při teoretickém mezním počtu zubů $z=17$. Připustíme-li však nepatrné podřezání zubu, které není na škodu, pak může být praktický mezní počet zubů $z=14$, což je vidět z grafu: [3] [12]



Obr. 24 Určení mezního počtu zubů

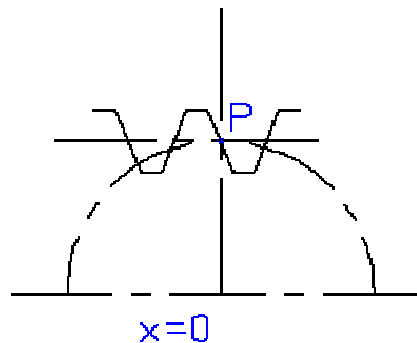
Výpočtem pak tyto hodnoty mezních zubů jsou:

$$z_t = \frac{2}{\sin^2 \alpha}$$

$$z_p = \frac{5}{6} z_t$$

1.2.4.4 Posunutí profilu

Na obrázku je vidět záběr základního profilu s kolem „N“ – základní kolo bez posunutí.



Obr. 25 Základní kolo bez posunutí

Nedostatky základního kola odstraňujeme nebo mírníme vhodnými korekcemi profilu zubů. Účelem korekcí je zlepšit záběrové a pevnostní podmínky ozubení. Korigovaný profil se získá změnou úhlu záběru, výšky zubu, či posunutím základního profilu, což je nejobvyklejší způsob korekce u evolventního ozubení. [3] [12]

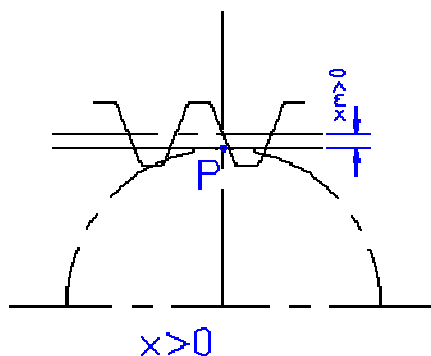
Roztečnou přímku základního profilu lze o určitou hodnotu posouvat. Velikost posunutí se vyjadřuje součinitelem „ $x.m$ “, kde „ x “ je jednotkové posunutí (pro modul $m=1$) a „ m “ je modul nástroje. Posunutím základního profilu se mění profil a rozměry zubu kola, ale nemění se základní kružnice a evolventa. [3] [12]

Posunutí základního profilu je kladné (+)

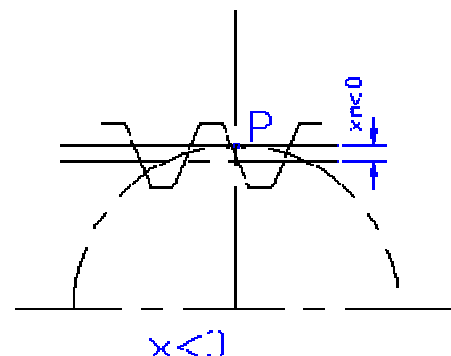
Tímto posunutím vznikají kola „+V“, kde je roztečná přímka „ r “ základního profilu „ Z “ posunuta od roztečné kružnice r_1 o hodnotu „ $+x_1.m$ “. Kladné posunutí profilu „ Z “ (řezného nástroje) má tu výhodu, že tloušťka paty zubu kola „+V“ je větší než u kola „N“, což je velice výhodné pro zuby namáhané na ohyb. [3] [12]

Posunutí základního profilu je záporné (-)

Tímto posunutím vznikají kola „-V“, kde je roztečná přímka „ r “ základního profilu „ Z “ posunuta k roztečné kružnici r_1 o hodnotu „ $-x_1.m$ “. Záporné posunutí profilu „ Z “ (řezného nástroje) zuby zeslabuje a proto v tomhle případě mluvíme o korigovaném ozubení. [3] [12]



Obr. 26 Základní kolo s kladným posunutím



Obr. 27 Základ. kolo se záporným posunutím

1.2.4.5 Soukolí, která mohou vzniknout:

Zabírají-li spolu dvě čelní kola, která mají stejný základní profil, mohou vzniknout podle druhu zabírajících kol různé soukolí. [3]

Soukolí N - vznikne, je-li ozubení pastorku i kola bez korekce,

Soukolí VN - vznikne, má-li pastorek korekci „+V“ a kolo korekci „-V“

Soukolí V - vznikne, má-li pastorek i ozubené kolo korekci „+V“.

U kol „N“ platí $\hat{s}_1 = \hat{s}_{u2} = p/2$ a $\hat{s}_2 = \hat{s}_{u1} = p/2$. Proto lze otáčivý pohyb zubů nahradit otáčivým pohybem myšlených roztečných válců. Valivé kružnice „v₁“, „v₂“ jsou totožné s roztečnými kružnicemi „r₁“, „r₂“, které se dotýkají ve valivém bodě „V“. Vzdálenost os „a“ se tedy rovná součtu poloměrů roztečných kružnic. [3]

$$a = R_1 + R_2 = (D_1 + D_2) / 2$$

Použití soukolí VN a V:

Je-li třeba zkorigovat profil zubů jednoho nebo obou kol tak, aby nedošlo k podříznutí zubů při výrobě kol. Dále pak při dosažení větší pevnosti trvanlivosti a účinnosti. A jako poslední pro dosažení předepsané osové vzdálenosti. [3]

1.2.5 Další vlastnosti ozubení

Boční vůle v ozubení

Nutná pro vytvoření souvislé vrstvy maziva, z důvodů nepřesnosti výroby, deformací a tepelných dilatací jednotlivých členů mechanismu. V praxi se volí empiricky.

Vzniká zmenšením tloušťky zubu (jednoho nebo obou) při zachování teoretické osové vzdálenosti, anebo také uložením kol na osovou vzdálenost $a_{wj} > a_w$ [3]

V záběru ozubených kol působí: [12]

- Síly od točivého momentu
- Přídavné síly způsobené neplynulostí chodu motoru (vnější dynamické síly)
- Přídavné síly způsobené nepřesností výroby soukolí a změnou tuhostí zubu během záběru (vnitřní dynamické síly)

Síly v ozubení [12]

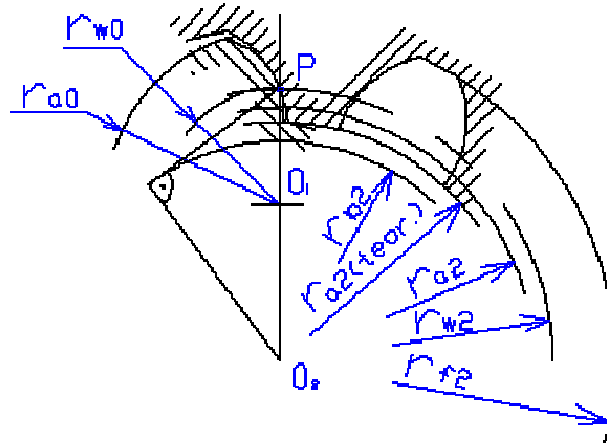
$$\text{Obvodová síla} \quad F_0 = \frac{2Mk}{d} \qquad \text{Axiální síla} \quad F_{AX} = F_0 \cdot \text{tg} \beta$$

$$\text{Radiální síla} \quad F_R = F_0 \cdot \text{tg} \alpha \qquad \text{Normálová síla} \quad F_N = \frac{F_0}{\cos \alpha \cdot \cos \beta}$$

Síly působící na hnané kolo (akce) a hnací kolo (reakce) mají stejnou velikost, ale opačný směr. Radiální síla na kole s vnitřním ozubením má směr od osy kola. Vnější dynamické síly a vnitřní dynamické síly se ve výpočtu zahrnují formou koeficientů. [12]

1.2.6 Geometrie přímého ozubení – vnitřního

Soukolí s vnitřním záběrem se skládá z menšího ozubeného kola s vnějším ozubením (pastorku) a z většího ozubeného kola s vnitřním ozubením (kola). U ozubení s vnitřním ozubením mají úhlové rychlosti stejný smysl. Záběr vypuklých zubů pastorku s vydutými boky zubů kola je výhodnější, než je záběr zubů vnějšího soukolí. [11] [12]



Obr. 28 Geometrie přímého ozubení - vnitřního

Osová vzdálenost „a“

$$a = r_{w2} - r_{w1} = \frac{D_{w2} - D_{w1}}{2}$$

Převodový poměr „i“

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{b2}}{r_{b1}} = \frac{r_{w2}}{r_{w1}} = \frac{z_2}{z_1}$$

Výhody: [12]

- Malý zastavěný prostor
- Vysoká dotyková únosnost
- Lepší kluzné poměry
- Menší opotřebení a hlučnost

Nevýhody: [12]

- Obtížná výroba vnitřního ozubení (obrážecím kolečkem)

Aby nedošlo k interferenci, musí hlavová kružnice kola procházet bodem N_1 . Výška zubu kola se proto zmenšuje o hodnotu k .

$$k \cdot m \geq 0,5 \cdot (d_{a2} + \sqrt{d_2^2 + d_1^2 \cdot \sin^2 \alpha + 2 \cdot d_1 \cdot d_2 \cdot \sin^2 \alpha})$$

Je-li $k \leq 0$, zkrácení není nutné

Nebezpečí interference vystupuje u soukolí s malou hodnotou $z_2 - z_1$. Projeví se to tím, že kola nejdou při montáži uvést do záběru a uložit na danou vzdálenost.

Při axiální montáži pastorku nehrozí interference při $z_2 - z_1 \geq 8$

Při radiální montáži pastorku nehrozí interference při $z_2 - z_1 \geq 12$

Záběrová charakteristika soukolí s vnitřním ozubením - součinitel trvání záběru evolventy.

1.3 Převodovky

Převodovka je technické zařízení, které mění rotační na rotační pohyb s obecně (ne nutně) jinou úhlovou rychlostí a točivým momentem. [11]

1.3.1 Převodovky dle provedení:

- S přímými, šikmými nebo šípovými zuby
- Rovnoběžné vstupní a výstupní hřídele
- S kuželovým soukolím - různoběžné vstupní a výstupní hřídele
- Se šnekovým převodem - kolmé vstupní a výstupní hřídele

1.3.2 Hlavní části převodovky (jednostupňové)

Hnací a hnaná část: Obvykle se jedná a hnací a hnanou hřídel.

Ozubený převod: Skládá se ze dvou ozubených kol, které spolu zabírají. Menší ozubené kolo se nazývá pastorek, větší ozubené kolo se nazývá kolo. [11]

Skříň: Obvykle je složena ze dvou částí (vana a víko). Tyto dvě části bývají k sobě většinou přišroubovány a mezi sebou mají těsnění. Skříň převodovky je svařenec, odlitek popřípadě jejich kombinace. Skříně jsou osazeny otvorem pro vypouštění oleje, měřením výšky oleje, teplotními čidly a ke snadnější manipulaci šrouby s oky. [11]

Ložiska: Většinou se pro každou hřídel používají dvě ložiska.

Těsnění: Provozní kapaliny v převodové skříni (nejčastěji olej) je potřeba udržovat jen uvnitř převodové skříně tak, aby nemohlo dojít k jejich úniku. Na hřídelích se používají hřídelové těsnicí kroužky, na zbytku převodové skříně se používají tvarované těsnění z materiálů odolných proti působení oleje a tepla. [11]

Spojovací prvky: **Pro přenos točivého momentu** z hnací části na ozubené kolo, nebo z ozubeného kola na hnací část je proveden pomocí spojovacích prvků, jako jsou pera, kolíky, drážkování, rozpěrné kroužky, anebo se například používá nalisování. [12]

Pro přenos axiálních sil se používá příčný kolík, opěrné kroužky, hřídelové matice, šroubové spoje, anebo nalisování. [12]

1.3.3 Mazání a chlazení

Způsoby mazání

- Plastickým mazivem: Nebo se také říká „tukem.“ Podle Strojírenské příručky se doporučuje jenom do rychlosti $v \leq 1m.s^{-1}$. Ze zkušenosti (vývojem plastických maziv) se používá například u frézovacích hlav do rychlosti $v \leq 20m.s^{-1}$. [12]
- Rozstříkovací mazání: Rotací ozubených kol v oleji dochází k rozstříku oleje ve skříní, který se tak dostává do všech potřebných částí převodovky. Brození v oleji však nesmí být příliš velké kvůli růstu takzvaného ztrátového výkonu při velkých obvodových rychlostech. Je to nejčastější způsob mazání do rychlosti $v \leq 20m.s^{-1}$. [12]
- Oběhové mazání: Olej se vhání čerpadlem do trysek a dále se vstříkuje do záběru. Poté se ve spodní části odvádí zpět (přes filtr) do nádrže. Tento způsob se používá pro velmi vysoké obvodové rychlosti. [12]
- Zásada z praxe: Při vyšších obvodových rychlostech se používají oleje s nízkou viskozitou (nižší ztráty). [12]

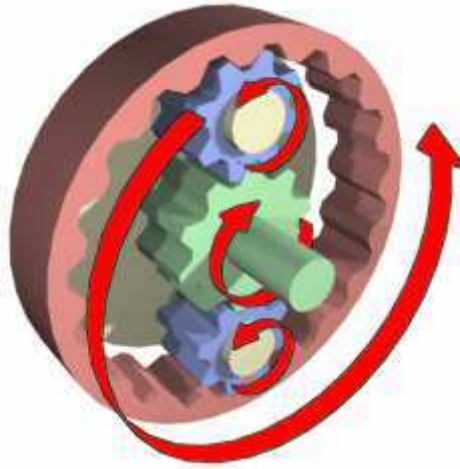
Chlazení

Chlazením se likviduje teplo, které vzniká při provozu převodovky a to zvláště ztrátami v ložiscích a v ozubení. Účinnost čelních převodů je 98%. U rozstříkovacího mazání se jednotlivé části chladí olejem, který je rozstříkován broděním kol. Pokud je už oběhového mazání obvod na čerpání oleje vybaven chladničkou, používá se tento olej zároveň jako chlazení.

1.3.4 Závady a jejich opravy:

- Ulomení zubu: Je to neopravitelná závada. [12]
- Tvoření tzv. pettingů: Jedná se o výskyt malých porušení zubu. Dá se odstranit přebroušením kola, ale jenom pokud hloubka poruchy není větší jak 0,1 mm. [3] [12]
- Opotřebením boků otěrem: Obroušení zubu v důsledku chodu. Dá se odstranit přebroušením kola, ale jenom pokud hloubka poruchy není větší jak 0,1 mm. [11] [12]
- Zadřené části: Při vysokých zatížení a velkých rychlostech u měkkých (netvrzených) soukolí může dojít k jejich zadření. Dále pak může být způsobené například nedostatečným mazáním nebo chlazením. [3] [12]
- Jiné závady: Další závada může být například porušení kola v místě drážky pro pero. [11] [12]

1.3.5 Planetová převodovka

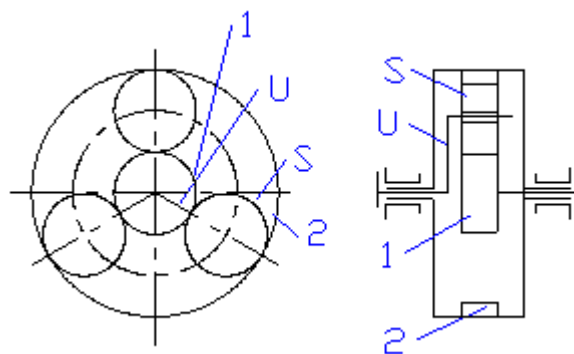


Obr. 29 Smysly otáčení na planetové převodovce

1.3.5.1 Princip činnosti planetového převodu

Planetová převodovka je tvořena centrálním kolem, satelity, unášečem satelitů a korunovým kolem. Centrální kolo, korunové kolo a unášeč satelitů mají společnou osu. Satelity jsou uloženy na unášeči a jsou v záběru v centrálním i korunovém kole. Spojením více planetových převodů dostaneme vícestupňovou planetovou převodovku. [1] [3] [11]

1.3.5.2 Schéma jednoduchého planetového převodu:



Obr. 30 Schéma planetové převodovky

- | | |
|------------------------------------|------------|
| 1) Centrální kolo (vnější ozubeni) | U) Unášeč |
| 2) Korunové kolo (vnitřní ozubeni) | S) Satelit |

Unášeč se otáčí kolem centrální osy a slouží především jako vodící člen satelitu. Počet čepů a ramen unášeče souhlasí s počtem satelitů. Počet satelitů se volí $2 \div 6$ (nejčastěji 3). [1]

1.3.5.3 *Vlastnosti planetových převodovek*

Výhody:

Oproti klasickým převodovkám má daleko menší rozměry. Díky využití zubů s vnitřním ozubením má daleko menší zastavěný prostor. Díky kolům ve stálém záběru je také daleko lehčí řazení. Má také větší životnost než kola v klasické převodovce. [11]

Nevýhody:

Díky vnitřnímu ozubení, které je složitější na výrobu, a také díky tomu, že je potřeba naprostá přesnost je výroba této převodovky dražší oproti klasickým převodovkám. Výpočet této převodovky je také složitější než u klasických převodovek. [11]

Princip činnosti:

Všechna kola jsou ve stálém záběru a stále se otáčí, čímž přes satelity přenáší kroutící moment z centrálního kola na kolo korunové nebo naopak (podle toho, na které kolo kroutící moment vstupuje a z kterého jej odebíráme). Rychlostní stupně se řadí zabrzděním nebo odbrzděním některé části převodovky. K brzdění jednotlivých částí se používají především lamelové spojky. [1] [12]

Převod do pomala:

Pokud kroutící moment přivádíme na centrální kolo, bude korunové kolo zabrzděno. Poté se budou satelity odvalovat po vnitřním ozubení stojícího korunového kola a kroutící moment můžeme odebírat z unášeče satelitů. [11]

Přímý záběr:

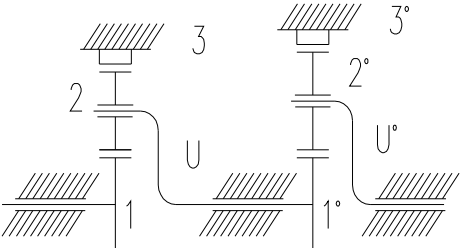
Pro přímý záběr musí být všechna kola spojena. Poté se satelity nebudou odvalovat a fungují pouze jako jakési spojky mezi centrálním a korunovým kolem. [11]

Zpětný chod:

Pokud je kroutící moment přiváděn na centrální kolo, musíme pro získání zpětného chodu zabrzdít unášeč satelitů. Satelity mění smysl otáčení a korunové kolo se otáčí opačně než kolo centrální. [11]

1.3.5.4 Nejčastější konstrukční schémata planetových převodovek

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

Složené převody	 <p style="text-align: right;">g)</p>	$i_{1U'} = i_{1U}^3 \cdot i_{1'U'}^{3'}$ <p>(15÷60)</p>	$\eta_{1U'} = \eta_{1U}^3 \cdot \eta_{1'U'}^{3'}$ <p>(0,96÷0,97)</p>
-----------------	--	---	--

Hodnoty „i“ v závorce jsou vhodné pro silové převody. Hodnoty mimo závorku jsou vhodné pro kinematické převody. Kola se dělají se zuby přímými i šikmými a jejich číselné označení je pouze pořadové. [6]

Typ K–U

Vyznačuje se tím, že na jedné z vnějších hřídelí (hnací, nebo hnané) je uložen unášec. Druhá hřídel nese korunové kolo. Tyto převody s vyvedením pohybem unášeče jsou nejčastější. Používají se jak jednoduché, tak i dvojité satelity. [6]

a) a b) Jsou vhodné jako silové převody. Mají vysokou mechanickou účinnost bez ohledu na to, jsou-li použity jako reduktory (když je hnací kolo 1), nebo jsou použity jako multiplikátory (když je hnací unášec). [6]

c) a d) Mohou realizovat vysoké převodové poměry. Hnacím členem je unášec. Protože jejich účinnost s rostoucím převodovým poměrem klesá, uplatňují se většinou jenom jako poměry kinematické (nesilové). Z těchto dvou se dává přednost převodu s vnitřním ozubením „c“, který má větší únosnost i účinnost. [6]

Typ K–K

Vyznačuje se tím, že obě vnější hřídele jsou osazeny korunovými koly. Unášec slouží pouze jako opora satelitů a neúčastní se přenosu točivého momentu. Tímto převodem lze uskutečnit velké převodové poměry s nižší účinností. [6]

Typ U–S

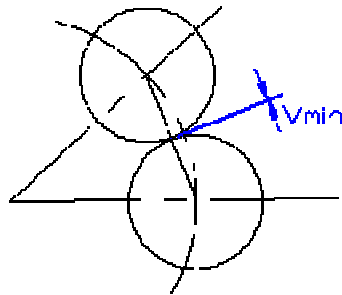
Jedná se o převod s vyvedením pohybem satelitu. Na hnací hřídeli je uložen unášec. Spojení mezi hřídeli hnanou a satelitem se realizuje přidavným mechanismem W. Například viz. obrázek je to hřídel se dvěma klouby v homo-kinematickém uspořádání. Těmito převody lze dosáhnout poměrně velkých převodových poměrů při dobré účinnosti. Závadou jsou komplikace spojené s mechanismem W. [6]

Složené planetové převody

Vznikají řazením jednotlivých planetových převodů za sebou. Celkový převodový poměr je dán součinem jednotlivých dílčích planetových převodů. Účinnost je dána také součinem jednotlivých účinností. [6]

1.3.5.5 Podmínky pro správnou funkci planetových převodovek

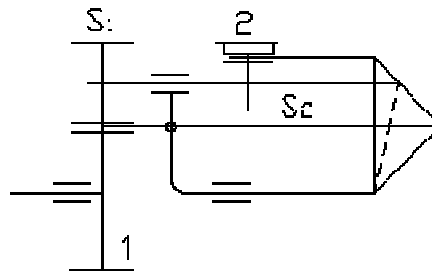
Podmínka vůle mezi jednotlivými satelity [12]



$$\vartheta_{\min} = \arcsin\left(\frac{da_{s1} + v_{\min}}{d_1 + d_{s1}}\right)$$

Obr. 31 Boční vůle mezi satelity

Podmínka sousosti vnějších hřídelů (rovnosti osových vzdáleností) [12]



Obr. 32 Obrázek sousosti vnějších hřídelů

$$r_1 + r_{s1} = r_2 - r_{s2} \quad r = \frac{m \cdot z}{2 \cdot \cos \beta} \quad \left(\frac{m_1 \cdot (z_1 + z_{s1})}{2 \cdot \cos \beta_1}\right) = \left(\frac{m_2 \cdot (z_2 + z_{s2})}{2 \cdot \cos \beta_2}\right)$$

Podmínka smontovatelnosti [12]

Pro jednoduché satelity

$$\text{pro } i < 0 \quad g = \left(\frac{|z_2| + |z_1|}{q}\right) \quad \text{pro } i > 0 \quad g = \left(\frac{|z_2| - |z_1|}{q}\right)$$

Pro dvojité satelity

$$\text{pro } i < 0 \quad g = \left(\frac{|z_1 \cdot z_{s2}| + |z_2 \cdot z_{s1}|}{q \cdot T}\right)$$

$$\text{pro } i > 0 \quad g = \left(\frac{|z_2 \cdot z_{s1}| - |z_1 \cdot z_{s2}|}{q \cdot T}\right)$$

q) Počet satelitů

T) Největší společný dělitel počtu zubů satelitu z_{s1} a z_{s2}

g) Musí být celé (libovolné) číslo

1.4 SPOJKY

1.4.1 Hlavní části, princip

Strojní části (orgány), jejichž funkcí je umožnit přenos točivého momentu a pohybu mezi dvěma blízkými otočnými částmi technického zařízení (systému). Tato funkce je často kombinována s dalšími funkcemi (které pak obvykle bývají hlavními). [12]

Spojka se skládá z:

Hnací část spojení s hnací částí technického zařízení

Hnanou část spojení s hnanou částí technického zařízení

Spojovací část spojení mezi hnací a hnanou částí spojky

Další funkce:

- Omezují přenášený točivý moment
- Tlumí torzní kmity
- Umožňuje vyrobení rozměrného dílu tím, že se rozdělí
- Umožňuje montáž a demontáž tím, že je zařízení rozděleno na jednotlivé části
- Eliminuje změny polohy spojovaných částí

Vlivem geometrických nepřesností

Poddajnos

Tepelnou roztažností atd.

Spojky se pro svoji dobrou typizovatelnost většinou navrhují, vyrábějí a dodávají jako komponenty. To platí pro všechny typy mechanických, ale i nemechanických spojek, jako jsou například elektromagneticky, hydraulicky, nebo pneumaticky ovládané spojky. Do značné míry to platí i pro spojky hydraulické, elektrické a magnetické, které se však používají jen ve speciálních případech. [12]

Informace pro použití hromadně vyráběných spojek je nutné vyhledat v katalogu výrobce, příp. ve speciální odborné literatuře. Příklad toho, jak jsou spojky hromadně vyráběné je u osobních automobilů, kde do jednoho, popřípadě více typů automobilu od jednoho výrobce se montují stejné typy převodovek. [12]

Pokud je spojka symetrická (rozměrově, hmotnostně, ale zejména funkčně), je rozlišení hnací a hnané části stanoveno pouze zvolenou orientací v technickém zařízení. U řady druhů "nesymetrických" spojek je však správná orientace hnací a hnané části spojky (vůči hnací a hnané části technického zařízení) nutnou podmínkou jejich správné funkce. [12]

Podle os otáčení: [12]

Totožné

Mírně různoběžné

Mírně mimoběžné

1.4.2 Podle principu a způsobu přenosu točivého momentu a otáčení:

1.4.2.1 Mechanické spojky - nerozpojované

Nerozpojované znamená, že za provozu jsou trvale spojené. Nemají žádné bezpečnostní prvky, které by zabránili přetížení. Mezi tyto spojky patří: [12]

Pevné (nepružné)	trubková korýtková, přírubová, kotoučová, s čelním ozubením
Vyrovnávací (nepružné)	trubkové, kolíkové ozubcové, s křížovým kotoučem, s klouby, zubové
Pevné (pružné)	kotoučové s integrovanými pružnými tělesy. S vloženými pružnými tělesy, obroučové a talířové, s kovovými pružinami, membránové)

1.4.2.2 Mechanické spojky - ovládané

Můžou být ovládány mechanicky, hydraulicky, pneumaticky a elektromagneticky. [12]

Prakticky ve všech ovládacích mechanismech dochází vlivem tření a vůlí ke ztrátám sil (příp. momentů) a pohybů (některá řešení mohou být i samosvorná). [12]

Ovládací zařízení je proto nutné pečlivě navrhnout a zkontrolovat s cílem účinně a spolehlivě zajistit potřebné výsledné ("koncové") přesuvné/přítlačné síly a pohyby. [12]

Konstrukce spojek s vnějším zdrojem ovládací síly je nezávislá na druhu ovládací energie, neboť na spojku je vždy přiváděna již energie mechanická. [12]

Mechanické ovládané spojky jsou proto dále rozlišovány při daném pracovním principu podle druhu energie přiváděné na spojku, nikoli podle druhu energie použité pro ovládaní. [12]

Výsuvné zubové Je to spojka na principu spolu-zabírajícího přesuvného ozubení na protilehlých čelních (mezidruhových) plochách. Typické provedení je mechanicky ovládané čelní zubové spojky a elektromagneticky ovládané čelní zubové spojky. [12]

Výsuvné třecí Spojky na principu přitlačovaných a odlehčovaných třecích ploch. Jsou to například mechanicky ovládané kotoučové třecí spojky čelní, nebo kuželové. Dále pak to jsou mechanicky, či elektricky ovládané lamelové třecí spojky. [12]

1.4.2.3 *Mechanické spojky - automatické/poloautomatické*

Volnoběžné

Jsou to spojky na principu třecích prvků umožňující přenos točivého momentu a otáček pouze při jednom smyslu relativních otáček spojovaných částí. Jedná se o relativně málo používané spojky vyráběné a dodávané převážně jako komponenty. [12]

Axiálního typu

Spojky na principu pohonu hnací části spojky prostřednictvím šroubu axiálně přitlačujícího nebo oddalujícího tuto část od boční třecí plochy na hnané části spojky. [12]

Radiálního typu

Spojky na principu tělísek (obvykle válečků, nebo kuliček) mezi vnitřní válcovou plochou (na hnací/hnané vnější části spojky) a vhodně šikmými obvodovými ploškami (na hnané/hnací vnitřní části spojky), čímž vznikají podmínky pro samosvorné zaklínění tělísek při jednom smyslu relativních otáček a jejich uvolnění při opačném smyslu. [12]

Rozběhové

Spojky na principu prvků, umožňujících rozběh hnací části při nesepnuté spojce a plynulé dosažení spojení až do určitých otáček (důležité pro rozběhy velkých hmot). Taktéž se jedná o málo používané typy spojek, které se vyrábí a dodávají převážně jako komponenty. [12]

Práškové

Spojky na principu ocelové prachové náplně v uzavřené, rotačně symetrické komoře, v níž je umístěno lopatkové kolo. Při malých otáčkách hnací části se lopatky se ocelovým prachu protácejí, se zvyšujícími se otáčkami roste vlivem víření a odstředivých sil ocelovým prachem přenášený moment, až se při plných otáčkách obě části spojky postupně pevně spojí. [12]

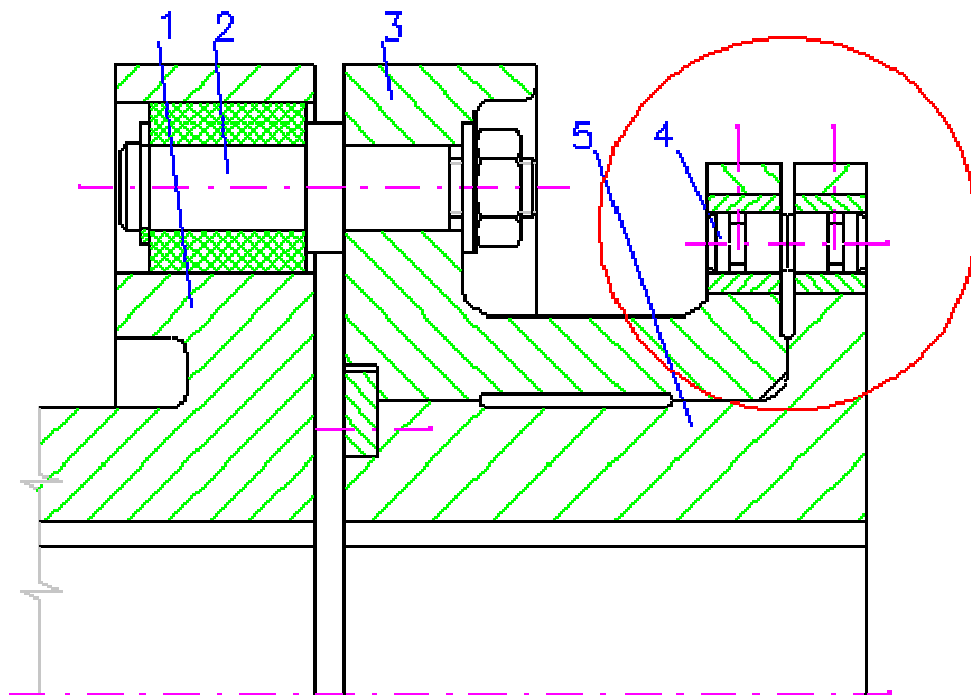
Segmentové

Spojky na principu válcového bubnu, v němž jsou umístěny pružinami svírané "odstředivé" segmenty. Při malých otáčkách hnací části se segmenty v bubnu volně otáčejí, se zvyšujícími se otáčkami se vlivem odstředivých sil překonává síla pružin a segmenty začínají (přímo nebo nepřímou) třením přenášet moment na buben až se při plných otáčkách obě části spojky postupně pevně spojí. [12]

Pojistné spojky

Spojky na principu prvků, které přeruší přenos točivého momentu při dosažení jeho stanovené velikosti. Některé typy pojistných spojek se po poklesu točivého momentu na dovolenou hodnotu opět automaticky sepnou. [12]

S rozrušitelnými prvky Spojky na principu střížných kolíků, které se při překročení stanoveného točivého momentu přestříhnou. Spojky tudíž již nemohou po poklesu točivého momentu znovu sepnout. Kolíky se často vyrábějí z ocele na pružiny, tím se zabránuje náhrady kvalitnějšími materiály. Tvar střížných kolíků je válcový a má střížnou drážku v polovině délky a je uložen v kaleném pouzdře. Přestřížený kolík je třeba vyměnit, tím nám vznikají ztrátové časy a je potřeba mít zásobu náhradních kolíků. Je také nebezpečí toho, že se poškodí uložení kolíku, zaklíní se, nebo dojde k vypadnutí přestříženého kolíku do části stroje. Při normálním provozu má vlastnosti jako nepružná spojka, ale pro jejich nevýhody v praxi se využívají spíše spojky viz. obrázek. [12]



Obr. 33 Pojistná kolíková spojka

- 1) Hnaná část
- 2) Čep přenášející M_k
- 3) Hnací část pojistná

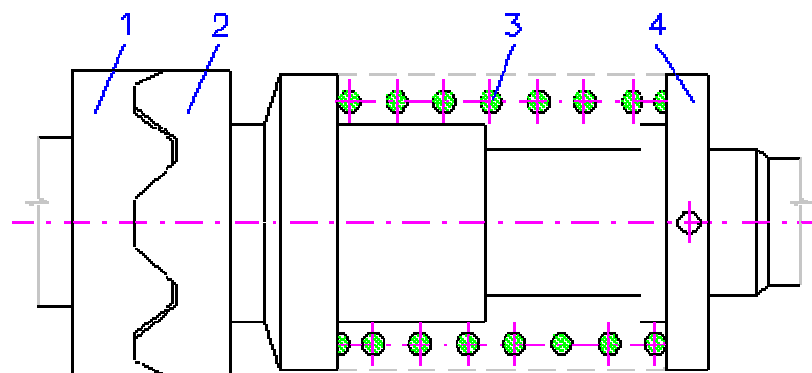
- 4) Pojistný kolík
- 5) Hnací část

Vysmekávací

Spojky na principu kluzných nebo valivých obvodových prvků zatlačovaných předepjatou pružinou do vhodně vytvarovaných vybrání, z nichž jsou při dosažení stanoveného točivého momentu vytlačeny (vysmeknuty). Vzájemným pootáčením ("protočením") obou částí spojky se prvky postupně posouvají k dalším vybráním na obvodu, takže spojka může po poklesu točivého momentu znovu sepnout (u některých typů spojek nutné za klidu). [12]

Zubové pojistné

Ozubcová

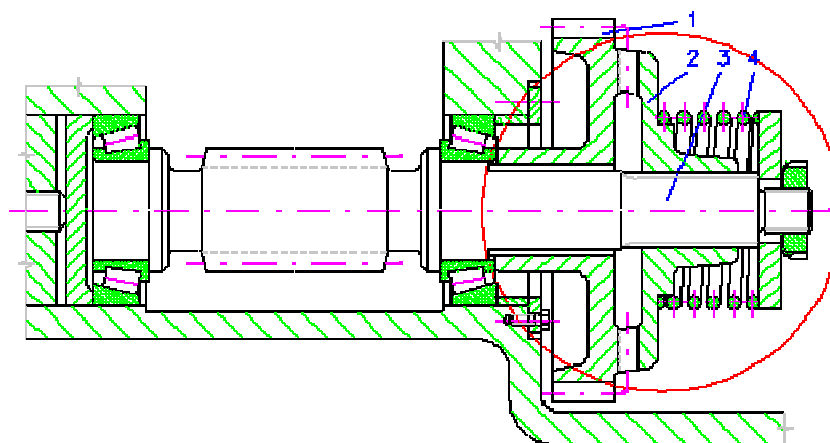


Obr. 34 Ozubcová spojka

- 1) Hnací část
- 2) Hnaná část

- 3) Pružina
- 4) Opěrná část

Čelní zubová



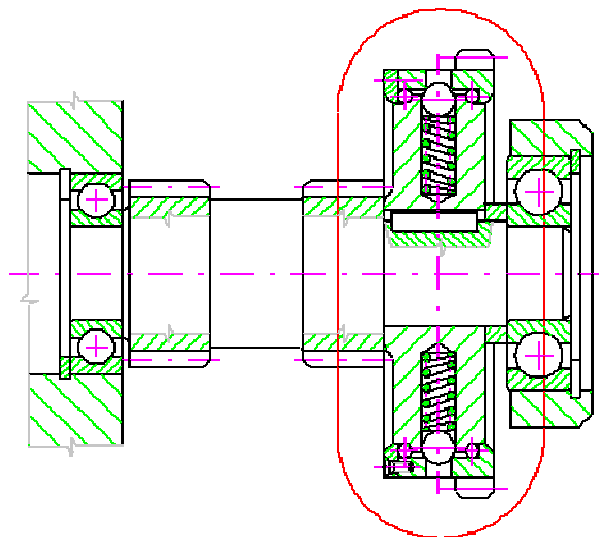
Obr. 35 Čelní zubová spojka

- 1) Hnací část
- 2) Hnaná část

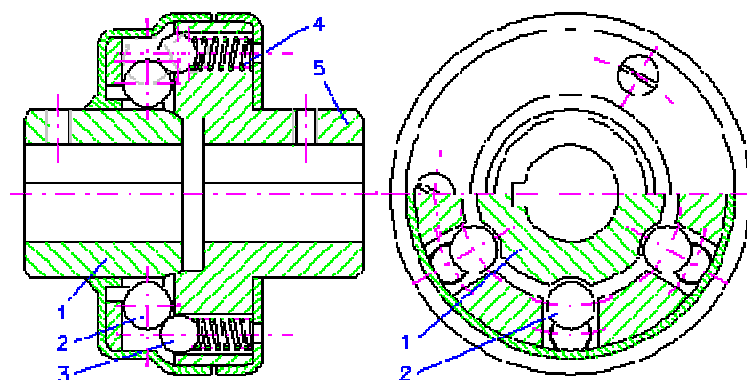
- 3) Drážkovaný hřídel
- 4) Pružina

Kuličkové pojistné

Přenos točivého momentu a pohybu mezi dvěma otočnými částmi až do stanovené velikosti momentu, kdy dojde k přerušení přenosu otáčení a poklesu přenášeného momentu. Tento moment je nastaven pomocí pružin. Při poklesu točivého momentu se opět rozpojené části automaticky spojí, někdy je však potřeba točivý moment úplně zastavit. Spojka je při "proskakování" velmi hlučná. Spolehlivost jištěného točivého momentu je ovlivněna rozptylem pasivních odporů působících při vysmekávání spojky a nastavením předpětí pružin. Pokud lze měnit předpětí pružin, lze ovlivňovat velikost jištěného točivého momentu. Při normálním provozu není zaručen přesný přenos pohybu. Tyto převodovky jsou značně složité a velice nákladné. Kuličky se vyrábí tvrzené a broušené oceli o 52 – 56 HRC. [12]

Radiální uspořádání

Obr. 36 Kuličková pojistná spojka - radiální

Axiální uspořádání

Obr. 37 Kuličková pojistná spojka - axiální

- 1) Hnaná část
- 2) Hnací kulička
- 3) Přítlačná kulička

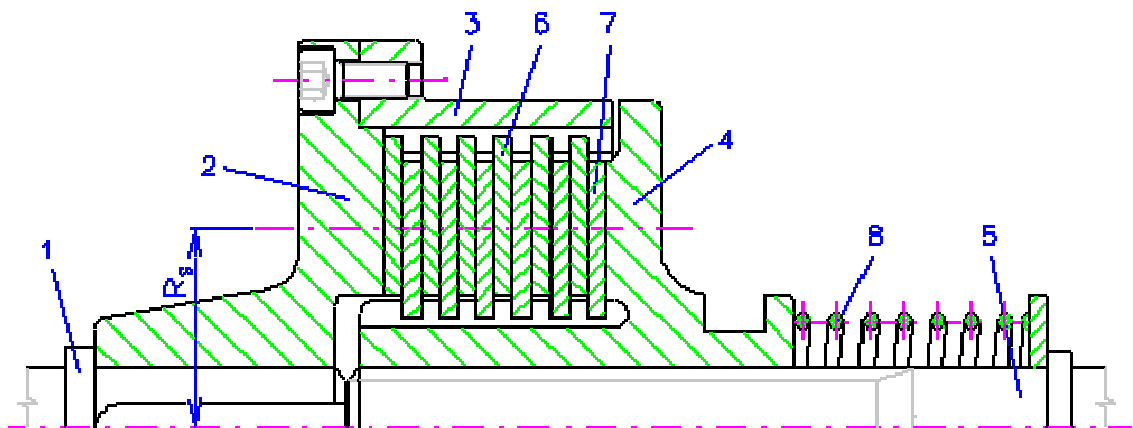
- 4) Pružina
- 5) Hnací část

Třecí prokluzovací

Jsou to spojky na principu pružinou předepjatých třecích spojek, které při dosažení stanoveného točivého momentu proklouznou. Spojka tudíž opět po poklesu točivého momentu (nejlépe z klidu) opět sepíná spojované části. Přenos točivého momentu a pohybu mezi dvěma otočnými částmi až do stanovené velikosti momentu, při níž dojde k přerušení přenosu otáčení a poklesu přenášeného točivého momentu. Spojky při prokluzování vyvíjí značné teplo, pokud nedojde k vypnutí hnacího momentu, je obvykle nebezpečí poškození spojky. Spolehlivost jištěného točivého momentu je ovlivněna velkým rozptylem velikosti součinitele tření ve stykových plochách, možností splete lamel a nastavením předpětí pružin. Pokud lze měnit předpětí pružin, lze ovlivňovat velikost jištěného točivého momentu. Při normálním provozu má vlastnosti jako výsuvné třecí spojky. Výrobně středně složitý a nákladný druh pojistné spojky. [12]

Lamelové třecí pojistné spojky:

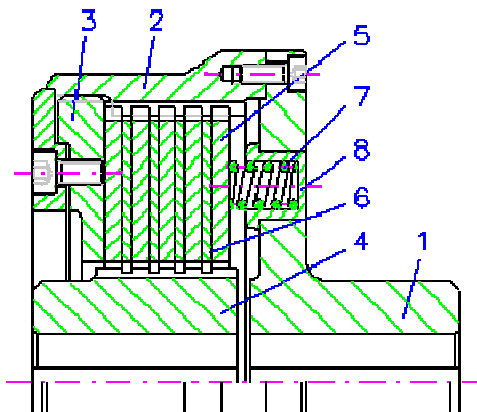
Dva používané typy



Obr. 38 Lamelová třecí pojistná spojka – typ 1

- 1) Hnací hřídel
- 2) Hnací část
- 3) Skříň
- 4) Hnaná část

- 5) Hnaný hřídel (drážkovaný)
- 6) Vnější lamely
- 7) Vnitřní lamely
- 8) Pružina



Obr. 39 Lamelová třecí pojistná spojka – typ 2

- | | |
|----------------|--------------------|
| 1) Hnací část | 5) Vnější lamela |
| 2) Skříň | 6) Vnitřní lamela |
| 3) Opěrná část | 7) Pružina |
| 4) Hnaná část | 8) Pouzdro pružiny |

1.4.2.4 Další typy spojek

Hydraulické spojky

Je to kapalinová spojka využívající k přenosu kroutícího momentu kapalinu. Spojka se skládá ze vstupní části což je čerpadlo a z výstupní části, což je turbína. Na obou částech jsou radiálně umístěny lopatky. Čerpadlo je roztáčeno motorem, čímž se rozpožhuje olej uvnitř spojky, který se pomocí lopatek a odstředivou silou dostává od středu spojky k jejímu okraji, kde působí na lopatky turbíny, kterou tím roztáčí. [12]

Magnetické spojky

Používají se většinou elektromagnetické. Kroutící moment je přenášen z hnacího na hnaný hřídel pomocí elektromagnetického pole. Výhodou těchto převodovek je i bezkontaktní přenos kroutícího momentu. Tato spojka nedokáže přenést veliké kroutící momenty. Při vyšších kroutících momentech funguje jako pojistná spojka [12]

Elektrické spojky

Asynchronní

- S vírovou kotvou
- S klecovou kotvou

Synchronní

- S reluktanční kotvou
- S buzenou kotvou

II. PRAKTICKÁ ČÁST

2.1 VOLBA POHONU PLANETOVÉ PŘEVODOVKY

2.1.1 Volba motoru

Přehled zadaných veličin pro výpočet

Převodový poměr	i	=	80
Výkon	P	=	5 kW
Otáčky	n	=	50 min^{-1}
Trvanlivost ložisek	L_{10h}	=	50 000 hodin

Výpočet otáček na vstupu do planetové převodovky

$$n_{vstup} = i \cdot n \qquad n_{vstup} = 80 \cdot 50 = 4000 \text{ min}^{-1}$$

Pro výkon 5kW volím dvojpólový asynchronní motor s kotvou nakrátko **1LA9 106** s těmito hodnotami:

Jmenovitý výkon	P_J	=	6,5 kW
Skutečné otáčky	n_M	=	2900 min^{-1}
Účinnost	η_M	=	85,0

$$P_{SKUT} = P_J \cdot \eta_M \qquad P_{SKUT} = 6500 \cdot 0,85 = 5525W$$

$P_{SKUT} > P$ - motor vyhovuje

Pro běžně používané dvojpólové asynchronní motory jsou jmenovité otáčky 3000 min^{-1} , požadované otáčky 4000 min^{-1} získáme užitím řemenového převodu.

2.1.2 Řemenový převod

Převodový poměr i

$$i = \frac{n_M}{n_{vstup}} \qquad i = \frac{2900}{4000} = 0,725$$

Typ řemene

Pro požadovaný výkon volím dle ČSN 02 31 14 řemen typu „Z“

Výpočet průměru hnací řemenice

$$D_p = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot n_M} \qquad D_p = \frac{60 \cdot 20 \cdot 10^3}{\pi \cdot 2900} = 131,7mm$$

Volím nejbližší vyšší normalizovaný roztečný průměr $D_p=140mm$

Výpočet průměru hnací řemenice

$$d_p = i \cdot D_p \qquad d_p = 0,725 \cdot 140 = 101,5 \text{ mm}$$

Výpočet předběžné osové vzdálenosti

$$A = \frac{D_p}{2} + \frac{d_p}{2} + 29,25 \qquad A = \frac{140}{2} + \frac{101,5}{2} + 39,25 = 160 \text{ mm}$$

Výpočet délky řemene L_p

$$\frac{\beta}{2} = \arccos \frac{D_p - d_p}{2 \cdot A} \qquad \frac{\beta}{2} = \arccos \frac{140 - 101,5}{2 \cdot 160} = 83^\circ 5' 23,5''$$

$$L_p = 2 \cdot A \cdot \sin \frac{\beta}{2} + \frac{\pi}{2} (D_p + d_p) + \frac{(D_p - d_p)^2}{4 \cdot A}$$

$$L_p = 2 \cdot 160 \cdot \sin 83^\circ 5' 23,5'' + \frac{\pi}{2} (140 + 101,5) + \frac{(140 - 101,5)^2}{4 \cdot 160} = 699,34 \text{ mm}$$

Dle ČSN volím délku řemenu $L_p = 710 \text{ mm}$

Přepočet osové vzdálenosti a :

$$W = \pi \cdot \frac{d_p + D_p}{2} \qquad W = \pi \cdot \frac{140 + 101,5}{2} = 379,35 \text{ mm}$$

$$y = \left(\frac{D_p - d_p}{2} \right)^2 \qquad y = \left(\frac{140 - 101,5}{2} \right)^2 = 370,56$$

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

$$a_{skut} = 0,25 \cdot \left[(710 - 379,35) + \sqrt{(710 - 379,35)^2 - 8 \cdot 370,56} \right] = 164,2 \text{ mm}$$

Při napnutí řemene při montáži se osová vzdálenost zvýší cca o 0,4%

$$a = a_{skut} \cdot (1 + 0,4\%) \qquad a = 164,2 \cdot 1,004 = 164,86 \text{ mm}$$

Přepočtená osová vzdálenost je tedy **$a = 164,86 \text{ mm}$**

2.1.2.1 Určení počtu řemenů

Pro řemeny „Z“, průměru malé řemenice $d_p = 101,5$ mm, otáčky řemenice $n = 4000 \text{ min}^{-1}$ a $i = 0,725$ je výkon přenositelný jedním řemenem dle ČSN $P_r = 5,10$ kW

Pro úhel opásání malé řemenice 166° , délky řemene $L_p = 710$ mm a $\frac{D_p - d_p}{A} = 0,25$ je

$$\text{Součinitel úhlu opásání} \quad C_1 = 0,97$$

$$\text{Součinitel provozního zatížení} \quad C_2 = 1,4$$

$$\text{Součinitel délky řemene} \quad C_3 = 0,84$$

$$z = \frac{P_{SKUT} \cdot c_2}{P_r \cdot c_1 \cdot c_3} \quad z = \frac{5525 \cdot 1,4}{5100 \cdot 0,97 \cdot 0,84} = 1,86$$

Volím tedy počet řemenů $z = 2$

2.1.2.2 Návrh průměru hnací hřídele d_1 – Hřídel I.

$$M_{K1} = 159,2 \cdot \frac{P_{SKUT}}{n_1} \quad M_{K1} = 159,2 \cdot \frac{60 \cdot 5525}{2900} = 18198,2 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$\tau_{DK} = \frac{M_{K1}}{W_K} \quad \implies \quad d_{\min} = \sqrt[3]{\frac{M_{K1}}{0,2\tau_{DK}}}$$

$$d_{1\min} = \sqrt[3]{\frac{M_{K1}}{0,2\tau_{DK}}} \quad d_{1\min} = \sqrt[3]{\frac{18198,2}{0,2 \cdot 30}} = 14,47 \text{ mm}$$

Z důvodu zeslabení hřídele drážkou pro pero je potřeba hřídeli zvětšit průměr alespoň o hodnotu výšky pera. V tomto případě se jedná o hodnotu $t = 2,9$ mm

$$d_1 = d_{1\min} + t \quad d_1 = 14,47 + 2,9 = 17,37 \text{ mm}$$

Dle normy pro motory siemens volím normalizovaný průměr $d_1 = 19 \text{ j6}$

Dle ČSN 02 2562 k pro průměr $d_1 = 19 \text{ mm}$ je $t = 3,5$; $t_1 = 2,5$; $b = 6$; $h = 6$

2.1.2.3 Kontrola hřídele

$$J_p = \frac{\pi \cdot d_1^4}{32}$$

$$J_p = \frac{\pi \cdot 19^4}{32} = 12794,2 \text{ mm}^4$$

$$\tau = \frac{M_k}{J_p} \cdot \frac{D}{2}$$

$$\tau = \frac{18198,2}{12794,2} \cdot \frac{19}{2} = 13,51 \text{ MPa} - \text{vyhovuje}$$

2.1.2.4 Volba pera na hnací hřídeli

Pro materiál pera 11 600 jsou dovolené napětí ve střihu $\tau_{DS} = 80 \text{ MPa}$ a dovolený tlak pro kontrolu na otláčení $p_{Dov} = 63 \text{ MPa}$

Střih:

$$F_1 = \frac{2 \cdot M_{K1}}{d_1}$$

$$F_1 = \frac{2 \cdot 18198,2}{19} = 1915,6 \text{ N}$$

$$\tau_s = \frac{F}{S} \leq \tau_{DS}$$

$$\implies S = \frac{F}{\tau_{DS}}$$

$$S_1 = \frac{F_1}{\tau_{DS}}$$

$$S_1 = \frac{1915,6}{80} = 23,945 \text{ mm}^2$$

$$l_1 = \frac{S_1}{b} + b$$

$$l_1 = \frac{23,945}{6} + 6 = 9,99 \text{ mm}$$

Otláčení:

$$p_o = \frac{F_1}{S_2} \leq p_{Dov}$$

$$\implies S_2 = \frac{F_1}{p_{Dov}}$$

$$S_2 = \frac{F_1}{p_{Dov}}$$

$$S_2 = \frac{1915,6}{63} = 30,4 \text{ mm}^2$$

$$l_2 = \frac{S_2}{t} + b$$

$$l_2 = \frac{30,4}{3,5} + 6 = 14,68 \text{ mm}$$

$$l_3 = \frac{S_2}{t_1} + b$$

$$l_3 = \frac{30,4}{2,5} + 6 = 18,16 \text{ mm}$$

Nejvyšší hodnota je 18,16 – pro volbu pera musíme zohlednit právě tuto hodnotu

Dle ČSN 02 2562 volím pero 6e7x6-20 ČSN 02 2562

Výpočet výkonu na výstupu z řemenového převodu:

$$P_{SKUT2} = P_{SKUT} \cdot \eta_{\dot{R}P}$$

$$P_{SKUT2} = 5525,0,9502 = 5250W$$

2.1.2.5 Návrh průměru hnané hřídele d_2 – Hřídel II.

$$M_{K2} = 159,2 \cdot \frac{P_{SKUT}}{n_1}$$

$$M_{K2} = 159,2 \cdot \frac{60,5250}{4000} = 12537 N.mm$$

$$\tau_{DK} = \frac{M_{K1}}{W_K}$$

==>

$$d_{\min} = \sqrt[3]{\frac{M_{K1}}{0,2\tau_{Dk}}}$$

$$d_{2\min} = \sqrt[3]{\frac{M_{K1}}{0,2\tau_{Dk}}}$$

$$d_{2\min} = \sqrt[3]{\frac{12537}{0,2,30}} = 12,78mm$$

Z důvodu zeslabení hřídele drážkou pro pero je potřeba hřídeli zvětšit průměr alespoň o hodnotu výšky pera $t = 2,9$ mm a také je nutno zvětšit průměr kvůli zadané únosnosti ložisek. Jen nutné použít větší ložiska a tím pádem i zvětšit průměr hřídele

$$d_2 = d_{2\min} + t + 4$$

$$d_2 = 12,78 + 2,9 + 4 = 19,68mm$$

Dle normy ČSN 01 4990 volím normalizovaný průměr **$d_2=20mm$**

Dle ČSN 02 2562 k pro průměr $d_2 = 20mm$ je $t = 3,5$; $t_1 = 2,5$; $b = 6$; $h = 6$

2.1.2.6 Kontrola hřídele

$$J_p = \frac{\pi \cdot d_2^4}{32}$$

$$J_p = \frac{\pi \cdot 20^4}{32} = 15707,96mm^4$$

$$\tau = \frac{M_k}{J_p} \cdot \frac{D}{2}$$

$$\tau = \frac{12537}{15707,96} \cdot \frac{20}{2} = 7,98MPa - \text{vyhovuje}$$

2.1.2.7 Volba per na hnané hřídeli

Pro materiál pera 11 600 jsou dovolené napětí ve střihu $\tau_{DS} = 80MPa$ a dovolený tlak pro kontrolu na otláčení $p_{Dov} = 63MPa$

Střih:

$$F_2 = \frac{2 \cdot M_{K2}}{d_2}$$

$$F_2 = \frac{2 \cdot 12537}{20} = 1253,7N$$

$$\tau_s = \frac{F}{S} \leq \tau_{DS}$$

==>

$$S = \frac{F}{\tau_{DS}}$$

$$S_2 = \frac{F_2}{\tau_{DS}}$$

$$S_2 = \frac{1253,7}{80} = 15,671mm^2$$

$$l_1 = \frac{S_1}{b} + b$$

$$l_1 = \frac{15,671}{6} + 6 = 8,61 \text{ mm}$$

Otlačení:

$$p_o = \frac{F_2}{S_2} \leq p_{Dov}$$

$$\implies S_2 = \frac{F_2}{p_{Dov}}$$

$$S_2 = \frac{F_2}{p_{Dov}}$$

$$S_2 = \frac{1253,7}{63} = 19,9 \text{ mm}^2$$

$$l_2 = \frac{S_2}{t} + b$$

$$l_2 = \frac{19,9}{3,5} + 6 = 11,69 \text{ mm}$$

$$l_3 = \frac{S_2}{t_1} + b$$

$$l_3 = \frac{19,9}{2,5} + 6 = 13,96 \text{ mm}$$

Nejvyšší hodnota je 13,96 – pro volbu pera musíme zohlednit právě tuto hodnotu

Dle ČSN 02 2562 volím pero 6e7x6-16 a pero 6e7x6-45

Výpočet ložiska

$$F_r = \frac{60000 \cdot P}{\pi \cdot n} \cdot \left(\frac{1}{D_{\dot{R}}} + \frac{1}{D_K} \right)$$

$$F_r = \frac{60000 \cdot 5250}{\pi \cdot 4000} \cdot \left(\frac{1}{101,5} + \frac{1}{88} \right) = 531,82$$

Stanovení dynamického ekvivalentu zatížení – pro axiální kuličkové ložisko je

$$P_R = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$P_R = 1 \cdot 531,82 + 0 \cdot 0 = 531,82 \text{ N}$$

Stanovení základní dynamické únosnosti

$$L_{10h} = \left(\frac{C_R}{P_R} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n}$$

$$\implies C_R = P_R \cdot \sqrt[p]{\frac{L_{10h} \cdot 60 \cdot n}{10^6}}$$

Pro kuličková ložiska (s bodovým stykem je $p = 3$)

$$C_R = P_R \cdot \sqrt[3]{\frac{L_{10h} \cdot 60 \cdot n_{vstup}}{10^6}}$$

$$C_R = 531,82 \cdot \sqrt[3]{\frac{50000 \cdot 60 \cdot 4000}{10^6}} = 12175,25 \text{ N}$$

Z hlediska dvou-podporového držení hřídele volím 2x ložisko 6305 ČSN 02 4630, které má dynamickou únosnost 15600 N a vyhovuje tedy.

2.2 VÝPOČTOVÉ ŘEŠENÍ PLANETOVÉ PŘEVODOVKY

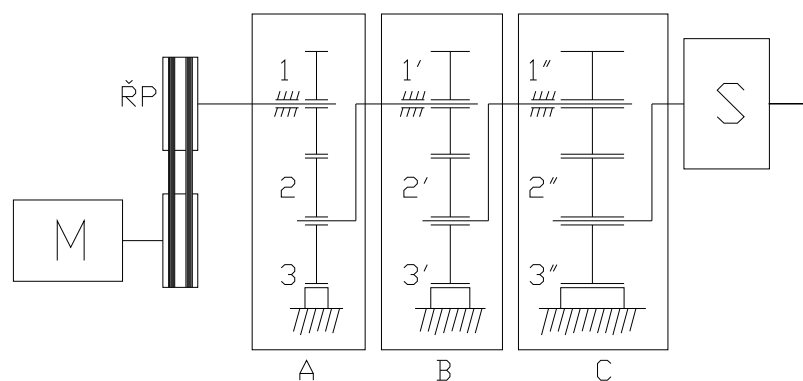
2.2.1 Volba typu planetové převodovky

Volba převodovky s vhodnými převodovými poměry pro kinematické převody. Vhodné převodovky jsou Typ K-U c) a d), K-K a Složené planetové převody (viz. str. 30-31). Z popisu jednotlivých členů jsem zjistil, že *typy K-U c) a d)* spolu s *typem K-K* jsou z hlediska účinnosti méně vhodné, než *Složené planetové převody*. Zkušebním výpočtem jsem zjistil, že je dosti složité pro převodovky *typu K-U c) a d)* spolu s *typem K-K* zajistit úplně přesný převodový poměr. Některá kola se musí vhodně volit a zbytek se musí dosti složitě přepočítávat a ne vždy se povede zadaný převodový poměr uskutečnit. Dále jsem zjistil, že pro zadaný výkon a zvláště pak značné vstupní otáčky by měla převodovka více jak metr a půl v průměru.

Rozhodl jsem se tedy předběžně zvolit *Složený planetový převod*, který je složen ze dvou převodovek typu K-U a). Při výpočtu jsem ale opět narazil na problém značných rozměrů a usoudil jsem, že je taktéž nevhodný.

Z těchto hledisek jsem se rozhodl zvolit „**Složený planetový převod**“, který je složený ze tří převodovek typu K-U a)

Schéma



Obr. 40 Schéma počítané planetové převodovky

A – Část A

B – Část B

C – Část C

M – Motor

ŘP – Řemenový převod

S – Spojka

1,1',1'' – Ozubená kola

2,2',2'' – Satelity

3,3',3'' – Korunová kola,

2.2.2 Volba převodového poměru

Převodový poměr pro tento typ převodu je dán součinem převodových poměrů jednotlivých částí. Volím převodový poměr první části $i_{1U}^3 = 5$, převodový poměr druhé části $i_{1U'}^3 = 4$ a dopočítám velikost převodového poměru třetí části $i_{1U''}^3$.

$$i_{1U'}^3 = i_{1U}^3 \cdot i_{1U'}^3 \cdot i_{1U''}^3 \qquad 80 = 5 \cdot 4 \cdot i_{1U''}^3 \Rightarrow i_{1U''}^3 = \frac{80}{5 \cdot 4} = 4$$

Převodové poměry jsou $i_{1U}^3 = 5$, $i_{1U'}^3 = 4$ a $i_{1U''}^3 = 4$

2.2.3 Výpočet kroutících momentů M_{k1} , M_{kU} , $M_{kU'}$ a $M_{kU''}$ při $\eta=1$

$$M_{k1} = 159,2 \cdot \frac{P}{n_{vstup}} \qquad M_{k1} = 159,2 \cdot \frac{60 \cdot 5250}{50 \cdot 80} = 12537 \text{ N.mm}$$

$$M_{kU} = M_{k1} \cdot i_{1,U}^3 \qquad M_{kU} = 12537 \cdot 5 = 62685 \text{ N.mm}$$

$$M_{kU'} = M_{k1} \cdot i_{1,U}^3 \cdot i_{1,U'}^3 \qquad M_{kU'} = 12537 \cdot 5 \cdot 4 = 250740 \text{ N.mm}$$

$$M_{kU''} = M_{k1} \cdot i_{1,U}^3 \cdot i_{1,U'}^3 \cdot i_{1,U''}^3 \qquad M_{kU''} = 12537 \cdot 5 \cdot 4 \cdot 4 = 1002960 \text{ N.mm}$$

2.2.4 Výpočet počtu cyklů všech částí

$$N_1 = 60 \cdot L_{10h} \cdot n_{vstup} \qquad N_1 = 60 \cdot 50000 \cdot 4000 = 12 \cdot 10^9$$

$$N_2 = 60 \cdot L_{10h} \cdot n_2 \qquad N_2 = 60 \cdot 50000 \cdot 800 = 2,4 \cdot 10^9$$

$$N_3 = 60 \cdot L_{10h} \cdot n_3 \qquad N_3 = 60 \cdot 50000 \cdot 200 = 0,6 \cdot 10^9$$

$$N_4 = 60 \cdot L_{10h} \cdot n_4 \qquad N_3 = 60 \cdot 50000 \cdot 50 = 0,15 \cdot 10^9$$

Díky vysokým hodnotám N_1 , N_2 a N_3 , které jsou větší než $N_0 = 4 \cdot 10^6$, patří všechna ozubená kola do oblasti dlouhodobé únavové pevnosti v ohybu.

2.2.5 Volba materiálů

Pastorek: Materiál 12 050, zušlechťeno na: $\sigma_{Pt} = 700 \text{ MPa}$ (povrch kalen na 48 HRC)

Kolo: Materiál 12 050, zušlechťeno na: $\sigma_{Pt} = 700 \text{ MPa}$ (povrch kalen na 48 HRC)

Věnc: Materiál 42 2660, zušlechťeno na: $\sigma_{Pt} = 610 \text{ MPa}$ (povrch kalen na 45 HRC)

2.2.6 Planetová převodovka – ČÁST A

Volba počtu zubů

$$\begin{aligned} \text{Volím počet zubů pastorku} & z_1 = 22 \\ \text{Volím předběžný modul} & m_{1p} = 3 \end{aligned}$$

Výpočet počtu zubů korunového kola z_3

$$i_{1U}^3 = 1 + \frac{z_3}{z_1} \Rightarrow z_3 = z_1 \cdot i_{1U}^3 - z_1 \quad z_3 = 22 \cdot 5 - 22 = 110 - 22 = 88$$

Výpočet počtu zubů satelitu z_2 metodou přes roztečné kružnice

$$D_1 = z_1 \cdot m_{1p} \quad D_1 = 22 \cdot 3 = 66 \text{ mm}$$

$$D_3 = z_3 \cdot m_{1p} \quad D_3 = 88 \cdot 3 = 264 \text{ mm}$$

$$D_2 = \frac{D_3 - D_1}{2} \quad D_2 = \frac{264 - 66}{2} = 99 \text{ mm}$$

$$z_2 = \frac{D_2}{m_{1p}} \quad z_2 = \frac{99}{3} = 33$$

Odečtení součinitele tvaru zubu Y_F

$$Y_{F1} = 2,57 \quad Y_{F2} = 2,2$$

$$Y_{F3} = \frac{2 \cdot z}{z + 20} \quad Y_{F3} = \frac{2 \cdot 88}{88 + 20} = 1,63$$

Odečtení součinitele koncentrace napětí k_α

$$k_{\alpha 1} = 1,64 \quad k_{\alpha 2} = 1,77 \quad k_{\alpha 3} = 2$$

Účinnost

$$\eta_{1U}^3 = 1 - \left| \frac{i_{1U}^3 - 1}{i_{1U}^3} \right| \cdot \tilde{\psi}_z \quad \eta_{1U}^3 = 1 - \left| \frac{5 - 1}{5} \right| \cdot 0,02 = 0,984$$

Meze dlouhodobé únavové pevnosti v ohybu

$$\sigma_{CN1} = 0,6 \cdot \sigma_{pt1}$$

$$\sigma_{CN1} = 0,6 \cdot 700 = 420 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{CN2} = 0,6 \cdot \sigma_{pt1}$$

$$\sigma_{CN2} = 0,6 \cdot 700 = 420 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{CN3} = 0,6 \cdot \sigma_{pt1}$$

$$\sigma_{CN3} = 0,6 \cdot 610 = 366 \text{ MPa}$$

Součinitel vrubu

$$k_{\beta 1} = \eta_c \cdot k_{\alpha 1}$$

$$k_{\beta 1} = 0,85 \cdot 1,64 = 1,394$$

$$k_{\beta 2} = \eta_c \cdot k_{\alpha 2}$$

$$k_{\beta 2} = 0,85 \cdot 1,77 = 1,505$$

$$k_{\beta 3} = \eta_c \cdot k_{\alpha 3}$$

$$k_{\beta 3} = 0,85 \cdot 2 = 1,7$$

Dovolené namáhání v ohybu

Předběžně volíme $S_{F \min} = 20$, $Y_R = 0,9$ a $Y_M = 1,0$

$$\sigma_{FD1} = \frac{\sigma_{CN1} \cdot Y_R \cdot Y_M}{S_{F \min} \cdot k_{\beta 1}}$$

$$\sigma_{FD1} = \frac{420 \cdot 0,9 \cdot 1,0}{20 \cdot 1,394} = 13,558 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FD2} = \frac{\sigma_{CN2} \cdot Y_R \cdot Y_M}{S_{F \min} \cdot k_{\beta 2}}$$

$$\sigma_{FD2} = \frac{420 \cdot 0,9 \cdot 1,0}{20 \cdot 1,505} = 12,558 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FD3} = \frac{\sigma_{CN3} \cdot Y_R \cdot Y_M}{S_{F \min} \cdot k_{\beta 3}}$$

$$\sigma_{FD3} = \frac{366 \cdot 0,9 \cdot 1,0}{20 \cdot 1,7} = 9,6882 \text{ MPa}$$

Poměrné hodnoty

$$\frac{\sigma_{FD1}}{Y_{F1}} = \frac{13,558}{2,57} = 5,29 \text{ MPa}$$

$$\frac{\sigma_{FD2}}{Y_{F2}} = \frac{12,558}{2,2} = 5,71 \text{ MPa}$$

$$\frac{\sigma_{FD3}}{Y_{F3}} = \frac{9,6882}{1,63} = 5,94 \text{ MPa}$$

Z důvodu největších poměrných hodnot u „korunového kola“ musíme pro výpočet modulu zohlednit právě tyto kola.

Výpočet modulu

Předběžně volím hodnoty součinitele zatížení $K_F = 1,5$ a poměrnou šířku věnce $\psi_m = 15$

$$m_S \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot K_F \cdot M_{kU} \cdot Y_{F3}}{\sigma_{FD3} \cdot \psi_m \cdot Z_3}} \quad m_S \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 1,5 \cdot 62685 \cdot 1,63}{9,6882 \cdot 15 \cdot 88}} = 2,88$$

Dle normalizované řady modulů volím skutečný modul s ohledem na velikost ostatních částí $m_S = 4$

Výpočet základních rozměrů soukolí**Průměry roztečných kružnic**

$$d_{R1} = z_1 \cdot m_S \quad d_{R1} = 22 \cdot 4 = 88 \text{ mm}$$

$$d_{R3} = z_3 \cdot m_S \quad d_{R3} = 88 \cdot 4 = 352 \text{ mm}$$

$$d_{R2} = \frac{d_{R3} - d_{R1}}{2} \quad d_{R2} = \frac{352 - 88}{2} = 132 \text{ mm}$$

Průměry hlavových kružnic

$$d_{a1} = d_{R1} + 2 \cdot m_S \quad d_{a1} = 88 + 2 \cdot 4 = 96 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = d_{R2} + 2 \cdot m_S \quad d_{a2} = 132 + 2 \cdot 4 = 140 \text{ mm}$$

$$d_{a3} = d_{R3} - 2 \cdot m_S \quad d_{a3} = 352 - 2 \cdot 4 = 344 \text{ mm}$$

Průměry patních kružnic

$$d_{f1} = d_{R1} - 2 \cdot m_S \cdot \left(1 + \frac{c}{m_S}\right) \quad d_{f1} = 88 - 2 \cdot 4 \cdot \left(1 + \frac{0,25}{4}\right) = 79,5 \text{ mm}$$

$$d_{f2} = d_{R2} - 2 \cdot m_S \cdot \left(1 + \frac{c}{m_S}\right) \quad d_{f2} = 132 - 2 \cdot 4 \cdot \left(1 + \frac{0,25}{4}\right) = 123,5 \text{ mm}$$

$$d_{f3} = d_{R3} + 2 \cdot m_S \cdot \left(1 + \frac{c}{m_S}\right) \quad d_{f3} = 352 + 2 \cdot 4 \cdot \left(1 + \frac{0,25}{4}\right) = 360,5 \text{ mm}$$

Rozteč

$$p_r = \pi \cdot m = \pi \cdot 4 = 12,5664 \text{ mm}$$

Šířka ozubení

$$b_w = \psi_m \cdot m = 15 \cdot 4 = 60 \text{ mm}$$

Kontrola na ohyb**Upřesnění součinitele zatížení K_F**

Součinitel vnějších dynamických sil pro pohon elektromotorem $K_1 = 1,0$

$$v = \frac{\pi \cdot d_{R1} \cdot 10^{-3} \cdot n_{VSTUP}}{60} \quad v = \frac{\pi \cdot 88 \cdot 10^{-3} \cdot 4000}{60} = 18,43 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Součinitel vnitřních dynamických sil pro 18,43 m/s a IT 6 je $K_V = 1,51$

Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů je $K_{F\alpha} = 1$

Součinitel nerovnoměrnosti zatížení pro $\psi_d = \frac{b_w}{d_{R1}} = \frac{60}{88} = 0,68$ je $K_{F\beta} = 1,15$

$$K_F = K_1 \cdot K_V \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \quad K_F = 1,0 \cdot 1,51 \cdot 1 \cdot 1,15 = 1,74$$

Obvodová síla

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot M_{kU}}{d_{R1}} \quad F_{t1} = \frac{2 \cdot 62685 \cdot 10^{-3}}{88 \cdot 10^{-3}} = 1424,66 \text{ N}$$

Výpočtové nominální napětí σ_F kritické napětí σ_{Fkrit}

$$\sigma_{F1} = \frac{K_F \cdot F_{t1} \cdot Y_{F1}}{b_w \cdot m_S} \quad \sigma_{F1} = \frac{1,5 \cdot 1424,66 \cdot 2,57}{60,4} = 22,88 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F2} = \frac{K_F \cdot F_{t1} \cdot Y_{F2}}{b_w \cdot m_S} \quad \sigma_{F2} = \frac{1,5 \cdot 1424,66 \cdot 2,2}{60,4} = 19,58 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F3} = \frac{K_F \cdot F_{t1} \cdot Y_{F3}}{b_w \cdot m_S} \quad \sigma_{F3} = \frac{1,5 \cdot 1424,66 \cdot 1,63}{60,4} = 14,51 \text{ MPa}$$

Součinitel jakosti povrchu $Y_{R'} = 1,1$

Součinitel velikosti $Y_{M'} = 1$

$$\sigma_{Fkrit1} = \frac{\sigma_{CN1} \cdot Y_R \cdot Y_M}{k_{\beta1}} \quad \sigma_{Fkrit1} = \frac{420 \cdot 1,1 \cdot 1}{1,394} = 331,42 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fkrit2} = \frac{\sigma_{CN2} \cdot Y_R \cdot Y_M}{k_{\beta2}} \quad \sigma_{Fkrit2} = \frac{420 \cdot 1,1 \cdot 1}{1,505} = 306,98 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fkrit3} = \frac{\sigma_{CN3} \cdot Y_R \cdot Y_M}{k_{\beta3}} \quad \sigma_{Fkrit3} = \frac{420 \cdot 1,1 \cdot 1}{1,7} = 271,76 \text{ MPa}$$

Součinitel bezpečnosti na ohyb

$$S_{F1} = \frac{\sigma_{Fkrit1}}{\sigma_{F1}} \quad S_{F1} = \frac{331,42}{22,88} = 14,49 - \text{vyhovuje}$$

$$S_{F2} = \frac{\sigma_{Fkrit2}}{\sigma_{F2}} \quad S_{F2} = \frac{306,98}{19,58} = 15,67 - \text{vyhovuje}$$

$$S_{F3} = \frac{\sigma_{Fkrit3}}{\sigma_{F3}} \quad S_{F3} = \frac{271,76}{14,51} = 18,73 - \text{vyhovuje}$$

Ze součinitele bezpečnosti na ohyb je zřejmé, že kola jsou předimenzovaná. Tato skutečnost byla zaviněna zvolením vyššího modulu, než bylo nutné.

Kontrola na dotyk**Součinitel zatížení pro namáhání na dotyk K_H**

Součinitel vnějších dynamických sil pro pohon elektromotorem $K_1 = 1,0$

Součinitel vnitřních dynamických sil pro 18,43 m/s a IT 6 je $K_V = 1,51$

Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů je $K_{H\alpha} = 1$

Součinitel nerovnoměrnosti zatížení pro $\psi_d = \frac{b_w}{d_{R1}} = \frac{60}{88} = 0,68$ je $K_{H\beta} = 1,03$

$$K_H = K_1 \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \quad K_H = 1,0 \cdot 1,51 \cdot 1 \cdot 1,03 = 1,555$$

Součinitel materiálu

Pro slitinovou ocel cementační, kalitelnou je $Z_M = 280$

Součinitel tvaru zubů

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2 \cdot \alpha_w}} \quad Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2 \cdot 20}} = 1,76$$

Poloměry a průměry valivých kružnic

Pro $\alpha = \alpha_w = 20^\circ$ jsou tyto hodnoty

$$r_{w1} = r_{R1} = 44 \text{ mm}$$

$$r_{w2} = r_{R2} = 66 \text{ mm}$$

$$r_{w3} = r_{R3} = 173 \text{ mm}$$

$$d_{w1} = d_{R1} = 88 \text{ mm}$$

$$d_{w2} = d_{R2} = 132 \text{ mm}$$

$$d_{w3} = d_{R3} = 352 \text{ mm}$$

Hodnota tlaku v ozubení

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z_H \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot F_{t1} \cdot (i+1)}{b_w \cdot d_{w1} \cdot i}} \quad \sigma_H = 280,1,76 \cdot \sqrt{\frac{1,555 \cdot 1424,66 \cdot (5+1)}{60 \cdot 88,5}} = 349,67 \text{ MPa}$$

Počty cyklů N_0

$$48HRC_1 \approx 470HB_1$$

$$N_{01} = 30HB_1^{2,4} = 7 \cdot 10^7 \text{ cyklů}$$

$$48HRC_2 \approx 470HB_2$$

$$N_{02} = 30HB_2^{2,4} = 7 \cdot 10^7 \text{ cyklů}$$

$$45HRC_3 \approx 425HB_2$$

$$N_{02} = 30HB_3^{2,4} = 6 \cdot 10^7 \text{ cyklů}$$

Mez únavy v dotyku

$$\bar{\sigma}_C = 17 \cdot HRC_3 + 200$$

$$\bar{\sigma}_C = 17 \cdot 45 + 200 = 965 \text{ MPa}$$

Kritické napětí v dotyku

Součinitel jakosti je pro IT6

$$Z_R = 1$$

Součinitel vlivu maziva je

$$Z_L = 0,6 \cdot \sqrt[6]{v} = 0,6 \cdot \sqrt[6]{18,43} = 0,975$$

Součinitel vlivu obvodové rychlosti $Z_v = 1$

$$\sigma_{Hkrit} = \bar{\sigma} \cdot Z_R \cdot Z_L \cdot Z_v$$

$$\sigma_{Hkrit} = 965 \cdot 1 \cdot 0,975 \cdot 1 = 940,875 \text{ MPa}$$

Bezpečnost v dotyku

$$S_H = \frac{\sigma_{Hkrit}}{\sigma_H}$$

$$S_H = \frac{940,875}{349,67} = 2,691 - \text{vyhovuje}$$

Doplňující geometrické podmínky**Podmínka stejných osových vzdáleností**

$$(z_1 + z_2) \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{w12}} = (z_3 - z_2) \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{w23}}$$

$$(22 + 33) \cdot \frac{\cos 20}{\cos 20} = (88 - 33) \cdot \frac{\cos 20}{\cos 20} \quad 55,1 = 55,1 - \text{vyhovuje}$$

Podmínka smontovatelnosti pro jednoduché satelity

$$k = \frac{z_1 + z_3}{a_k} \qquad k = \frac{22 + 88}{2} = 55 - \text{vyhovuje}$$

Kde „ a_k “ je počet satelitů a „ k “ musí být celé číslo, aby byla podmínka splněna

Podmínka vůle mezi satelity

$$\vartheta_{\min} = 2 \cdot \arcsin \frac{d_{a2} + v_{\min}}{d_{w1} + d_{w2}} \qquad \vartheta_{\min} = 2 \cdot \arcsin \frac{132 + 2}{220} = 75,04$$

$$\vartheta = \frac{360}{a_k} \geq \vartheta_{\min} \qquad \vartheta = \frac{360}{2} = 180 \geq 75,04 - \text{vyhovuje}$$

Silové poměry

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot M_{k1}}{a_k \cdot d_{R1}} \qquad F_{t1} = \frac{2 \cdot 12537}{2 \cdot 88} = 142,47 N$$

$$F_{R1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \qquad F_{R1} = 142,47 \cdot \operatorname{tg} 20 = 51,85 N$$

$$F_{N1} = \frac{F_{t1}}{\cos \alpha} \qquad F_{N1} = \frac{142,47}{\cos 20} = 151,61 N$$

$$F_{t2} = F_{t1} = 142,47 N \qquad F_{R2} = F_{R1} = 51,85 N \qquad F_{N2} = F_{N1} = 151,61 N$$

$$F_{t2} \cdot \frac{d_{R2}}{2} = F_{t3} \cdot \frac{d_{R3}}{2} \qquad \implies F_{t3} = \frac{F_{t2} \cdot d_{R2}}{d_{R3}}$$

$$F_{t3} = \frac{F_{t2} \cdot d_{R2}}{d_{R3}} \qquad F_{t3} = \frac{142,47 \cdot 132}{352} = 53,43 N$$

$$F_{R3} = F_{t3} \cdot \operatorname{tg} \alpha \qquad F_{R3} = 53,43 \cdot \operatorname{tg} 20 = 19,45 N$$

$$F_{N3} = \frac{F_{t3}}{\cos \alpha} \qquad F_{N3} = \frac{53,43}{\cos 20} = 56,86 N$$

2.2.7 Planetová převodovka – ČÁST B

Volba počtu zubů

$$\begin{array}{ll} \text{Volím počet zubů} & z_{1'} = 24 \\ \text{Volím předběžný modul} & m_{2p} = 3 \end{array}$$

Výpočet počtu zubů korunového kola z_3'

$$i_{1'U'}^{3'} = 1 + \frac{z_3'}{z_1'} \Rightarrow z_3' = z_1' i_{1'U'}^{3'} - z_1' \quad z_3' = 24 \cdot 4 - 24 = 96 - 24 = 72$$

Výpočet počtu zubů satelitu z_2' metodou přes roztečné kružnice

$$D_{1'} = z_{1'} \cdot m_{2p} \qquad D_{1'} = 24 \cdot 3 = 72 \text{ mm}$$

$$D_{3'} = z_{3'} \cdot m_{2p} \qquad D_{3'} = 72 \cdot 3 = 216 \text{ mm}$$

$$D_{2'} = \frac{D_{3'} - D_{1'}}{2} \qquad D_{2'} = \frac{216 - 72}{2} = 72 \text{ mm}$$

$$z_{2'} = \frac{D_{2'}}{m_{2p}} \qquad z_{2'} = \frac{72}{3} = 24$$

Odečtení součinitele tvaru zubu Y_F

$$Y_{F1'} = 2,4 \qquad Y_{F2'} = 2,4$$

$$Y_{F3'} = \frac{2 \cdot z}{z + 20} \qquad Y_{F3'} = \frac{2 \cdot 72}{72 + 20} = 1,57$$

Odečtení součinitele koncentrace napětí k_α

$$k_{\alpha1'} = 1,63 \qquad k_{\alpha2'} = 1,63 \qquad k_{\alpha3'} = 2$$

Účinnost

$$\eta_{1'U'}^{3'} = 1 - \left| \frac{i_{1'U'}^{3'} - 1}{i_{1'U'}^{3'}} \right| \cdot \tilde{\psi}_z \qquad \eta_{1U}^3 = 1 - \left| \frac{4 - 1}{4} \right| \cdot 0,02 = 0,985$$

Meze dlouhodobé únavové pevnosti v ohybu

$$\sigma_{CN1'} = 0,6 \cdot \sigma_{pt1} \qquad \sigma_{CN1'} = 0,6 \cdot 700 = 420 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{CN2'} = 0,6 \cdot \sigma_{pt1} \qquad \sigma_{CN2'} = 0,6 \cdot 700 = 420 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{CN3'} = 0,6 \cdot \sigma_{pt1} \qquad \sigma_{CN3'} = 0,6 \cdot 610 = 366 \text{ MPa}$$

Součinitel vrubu

$$k_{\beta 1'} = \eta_c \cdot k_{\alpha 1} \qquad k_{\beta 1'} = 0,85 \cdot 1,63 = 1,39$$

$$k_{\beta 2'} = \eta_c \cdot k_{\alpha 2'} \qquad k_{\beta 2'} = 0,85 \cdot 1,63 = 1,39$$

$$k_{\beta 3'} = \eta_c \cdot k_{\alpha 3'} \qquad k_{\beta 3'} = 0,85 \cdot 2 = 1,7$$

Dovolené namáhání v ohybu

Předběžně volíme $S_{F \min} = 20$, $Y_R = 0,9$ a $Y_M = 1,0$

$$\sigma_{FD1'} = \frac{\sigma_{CN1'} \cdot Y_R \cdot Y_M}{S_{F \min} \cdot k_{\beta 1'}} \qquad \sigma_{FD1'} = \frac{420 \cdot 0,9 \cdot 1,0}{20 \cdot 1,39} = 13,597 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FD2'} = \frac{\sigma_{CN2'} \cdot Y_R \cdot Y_M}{S_{F \min} \cdot k_{\beta 2'}} \qquad \sigma_{FD2'} = \frac{420 \cdot 0,9 \cdot 1,0}{20 \cdot 1,39} = 13,597 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FD3'} = \frac{\sigma_{CN1'} \cdot Y_R \cdot Y_M}{S_{F \min} \cdot k_{\beta 1'}} \qquad \sigma_{FD3'} = \frac{366 \cdot 0,9 \cdot 1,0}{20 \cdot 1,7} = 9,6882 \text{ MPa}$$

Poměrné hodnoty

$$\frac{\sigma_{FD1'}}{Y_{F1'}} = \frac{13,597}{2,3} = 5,67 \text{ MPa} \qquad \frac{\sigma_{FD2'}}{Y_{F2'}} = \frac{13,597}{2,4} = 5,67 \text{ MPa}$$

$$\frac{\sigma_{FD3'}}{Y_{F3'}} = \frac{9,6882}{1,57} = 6,17 \text{ MPa}$$

Z důvodu největších poměrných hodnot u „korunového kola“ musíme pro výpočet modulu zohlednit právě tyto kola.

Výpočet modulu

Předběžně volím hodnoty součinitele zatížení $K_F = 1,5$ a poměrnou šířku věnce $\psi_{m'} = 15$

$$m_{S'} \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot K_F \cdot M_{kU'} \cdot Y_{F3}}{\sigma_{FD3'} \cdot \psi_{m'} \cdot Z_3'}} \quad m_{S'} \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 1,5 \cdot 250740 \cdot 1,57}{9,6882 \cdot 15 \cdot 72}} = 4,83$$

Dle normalizované řady modulů spojky volím skutečný modul $m_{S'} = 5$

Výpočet základních rozměrů soukolí**Průměry roztečných kružnic**

$$d_{R1'} = z_1' \cdot m_{S'} \quad d_{R1'} = 24 \cdot 5 = 120 \text{ mm}$$

$$d_{R3'} = z_3' \cdot m_{S'} \quad d_{R3'} = 72 \cdot 5 = 360 \text{ mm}$$

$$d_{R2'} = \frac{d_{R3'} - d_{R1'}}{2} \quad d_{R2'} = \frac{360 - 120}{2} = 120 \text{ mm}$$

Průměry hlavových kružnic

$$d_{a1'} = d_{R1'} + 2 \cdot m_{S'} \quad d_{a1'} = 120 + 2 \cdot 5 = 130 \text{ mm}$$

$$d_{a2'} = d_{R2'} + 2 \cdot m_{S'} \quad d_{a2'} = 120 + 2 \cdot 5 = 130 \text{ mm}$$

$$d_{a3'} = d_{R3'} - 2 \cdot m_{S'} \quad d_{a3'} = 360 - 2 \cdot 5 = 350 \text{ mm}$$

Průměry patních kružnic

$$d_{f1'} = d_{R1'} - 2 \cdot m_{S'} \cdot \left(1 + \frac{c}{m_{S'}}\right) \quad d_{f1'} = 120 - 2 \cdot 5 \cdot \left(1 + \frac{0,25}{5}\right) = 109,5 \text{ mm}$$

$$d_{f2'} = d_{R2'} - 2 \cdot m_{S'} \cdot \left(1 + \frac{c}{m_{S'}}\right) \quad d_{f2'} = 120 - 2 \cdot 5 \cdot \left(1 + \frac{0,25}{5}\right) = 109,5 \text{ mm}$$

$$d_{f3'} = d_{R3'} + 2 \cdot m_{S'} \cdot \left(1 + \frac{c}{m_{S'}}\right) \quad d_{f3'} = 360 + 2 \cdot 5 \cdot \left(1 + \frac{0,25}{4}\right) = 370,5 \text{ mm}$$

$$\text{Rozteč} \quad p_r' = \pi \cdot m_{S'} = \pi \cdot 5 = 15,708 \text{ mm}$$

$$\text{Šířka ozubení} \quad b_w' = \psi_{m'} \cdot m_{S'} = 15 \cdot 5 = 75 \text{ mm}$$

Kontrola na ohyb**Upřesnění součinitele zatížení $K_{F'}$**

Součinitel vnějších dynamických sil pro pohon elektromotorem $K_1 = 1,0$

$$v' = \frac{\pi \cdot d_{R1'} \cdot 10^{-3} \cdot n_2}{60} \qquad v' = \frac{\pi \cdot 120 \cdot 10^{-3} \cdot 800}{60} = 5,027 \text{ m.s}^{-1}$$

Součinitel vnitřních dynamických sil pro 5,027 m/s a IT 8 je $K_{v'} = 1,42$

Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů je $K_{F\alpha'} = 1$

Součinitel nerovnoměrnosti zatížení pro $\psi_{d'} = \frac{b_{w'}}{d_{R1'}} = \frac{75}{120} = 0,625$ je $K_{F\beta'} = 1,09$

$$K_{F'} = K_1 \cdot K_{v'} \cdot K_{F\alpha'} \cdot K_{F\beta'} \qquad K_{F'} = 1,0 \cdot 1,42 \cdot 1 \cdot 1,09 = 1,55$$

Obvodová síla

$$F_{t1'} = \frac{2 \cdot M_{kU'}}{d_{R1'}} \qquad F_{t1'} = \frac{2 \cdot 250740 \cdot 10^{-3}}{120 \cdot 10^{-3}} = 4179 \text{ N}$$

Výpočtové nominální napětí σ_F kritické napětí σ_{Fkrit}

$$\sigma_{F1'} = \frac{K_{F'} \cdot F_{t1'} \cdot Y_{F1'}}{b_{w'} \cdot m_{S'}} \qquad \sigma_{F1'} = \frac{1,55 \cdot 4179 \cdot 2,4}{75 \cdot 5} = 41,456 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F2'} = \frac{K_{F'} \cdot F_{t1'} \cdot Y_{F2'}}{b_{w'} \cdot m_{S'}} \qquad \sigma_{F2'} = \frac{1,55 \cdot 4179 \cdot 2,4}{75 \cdot 5} = 41,456 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F3'} = \frac{K_{F'} \cdot F_{t1'} \cdot Y_{F3'}}{b_{w'} \cdot m_{S'}} \qquad \sigma_{F3'} = \frac{1,55 \cdot 4179 \cdot 1,57}{75 \cdot 5} = 27,11 \text{ MPa}$$

Součinitel jakosti povrchu $Y_{R'} = 1,1$

Součinitel velikosti $Y_{M'} = 1$

$$\sigma_{Fkrit1'} = \frac{\sigma_{CN1'} \cdot Y_{R'} \cdot Y_{M'}}{k_{\beta1'}} \qquad \sigma_{Fkrit1'} = \frac{420 \cdot 1,1 \cdot 1}{1,39} = 332,37 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fkrit2'} = \frac{\sigma_{CN2'} \cdot Y_{R'} \cdot Y_{M'}}{k_{\beta2'}} \qquad \sigma_{Fkrit2'} = \frac{420 \cdot 1,1 \cdot 1}{1,39} = 332,37 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fkrit3'} = \frac{\sigma_{CN3'} \cdot Y_{R'} \cdot Y_{M'}}{k_{\beta3'}} \qquad \sigma_{Fkrit3'} = \frac{420 \cdot 1,1 \cdot 1}{1,7} = 271,76 \text{ MPa}$$

Součinitel bezpečnosti na ohyb

$$S_{F1'} = \frac{\sigma_{Fkrit1'}}{\sigma_{F1'}} \qquad S_{F1'} = \frac{332,37}{41,456} = 8,017 - \text{vyhovuje}$$

$$S_{F2'} = \frac{\sigma_{Fkrit2'}}{\sigma_{F2'}} \qquad S_{F2'} = \frac{332,37}{41,456} = 8,017 - \text{vyhovuje}$$

$$S_{F3'} = \frac{\sigma_{Fkrit3'}}{\sigma_{F3'}} \qquad S_{F3'} = \frac{271,76}{27,11} = 10,024 - \text{vyhovuje}$$

Ze součinitele bezpečnosti na ohyb je zřejmé, že kola jsou předimenzovaná. Tato skutečnost byla zaviněna zvolením vyššího modulu, než bylo nutné.

Kontrola na dotyk**Součinitel zatížení pro namáhání na dotyk K_H**

Součinitel vnějších dynamických sil pro pohon elektromotorem $K_1 = 1,0$

Součinitel vnitřních dynamických sil pro 5,027 m/s a IT 8 je $K_{V'} = 1,4$

Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů je $K_{H\alpha} = 1$

Součinitel nerovnoměrnosti zatížení pro $\psi_{d'} = \frac{b_{w'}}{d_{R1'}} = \frac{75}{120} = 0,625$ je $K_{H\beta'} = 1,02$

$$K_{H'} = K_1 \cdot K_{V'} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta'} \qquad K_{H'} = 1,0 \cdot 1,4 \cdot 1 \cdot 1,02 = 1,428$$

Součinitel materiálu

Pro slitinovou ocel cementační, kalitelnou je $Z_{M'} = 280$

Součinitel tvaru zubů

$$Z_{H'} = \sqrt{\frac{2}{\sin 2 \cdot \alpha_{w'}}} \qquad Z_{H'} = \sqrt{\frac{2}{\sin 2 \cdot 20}} = 1,76$$

Poloměry a průměry valivých kružnic

Pro $\alpha' = \alpha_{w'} = 20^\circ$ jsou tyto hodnoty

$$r_{w1'} = r_{R1'} = 60mm \qquad r_{w2'} = r_{R2'} = 60mm \qquad r_{w3'} = r_{R3'} = 180mm$$

$$d_{w1'} = d_{R1'} = 120mm \qquad d_{w2'} = d_{R2'} = 120mm \qquad d_{w3'} = d_{R3'} = 360mm$$

Hodnota tlaku v ozubení

$$\sigma_{H'} = Z_{M'} \cdot Z_{H'} \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot F_{t1'} \cdot (i_2 + 1)}{b_{w'} \cdot d_{w1'} \cdot i_2}} \quad \sigma_{H'} = 280,176 \cdot \sqrt{\frac{1,428 \cdot 4179 \cdot (4 + 1)}{75 \cdot 120 \cdot 4}} = 448,65 \text{ MPa}$$

Počty cyklů N_0

$$48HRC_1 \approx 470HB_1$$

$$N_{01'} = 30HB_1^{2,4} = 7 \cdot 10^7 \text{ cyklů}$$

$$48HRC_2 \approx 470HB_2$$

$$N_{02'} = 30HB_2^{2,4} = 7 \cdot 10^7 \text{ cyklů}$$

$$45HRC_3 \approx 425HB_2$$

$$N_{02'} = 30HB_3^{2,4} = 6 \cdot 10^7 \text{ cyklů}$$

Mez únavy v dotyku

$$\bar{\sigma}_{C'} = 17 \cdot HRC_3 + 200$$

$$\bar{\sigma}_{C'} = 17 \cdot 45 + 200 = 965 \text{ MPa}$$

Kritické napětí v dotyku

Součinitel jakosti je pro IT8

$$Z_{R'} = 0,9$$

Součinitel vlivu maziva je

$$Z_{L'} = 0,6 \cdot \sqrt[6]{v} = 0,6 \cdot \sqrt[6]{5,027} = 0,785$$

Součinitel vlivu obvodové rychlosti $Z_{V'} = 1$

$$\sigma_{Hkrit'} = \bar{\sigma}' \cdot Z_{R'} \cdot Z_{L'} \cdot Z_{V'}$$

$$\sigma_{Hkrit'} = 965 \cdot 0,9 \cdot 0,785 \cdot 1 = 681,773 \text{ MPa}$$

Bezpečnost v dotyku

$$S_{H'} = \frac{\sigma_{Hkrit'}}{\sigma_{H'}}$$

$$S_{H'} = \frac{681,773}{448,65} = 1,51 - \text{vyhovuje}$$

Doplňující geometrické podmínky**Podmínka stejných osových vzdáleností**

$$(z_1 + z_2) \cdot \frac{\cos \alpha'}{\cos \alpha'_{w12}} = (z_3 - z_2) \cdot \frac{\cos \alpha'}{\cos \alpha'_{w23}}$$

$$(24 + 24) \cdot \frac{\cos 20}{\cos 20} = (72 - 24) \cdot \frac{\cos 20}{\cos 20} \quad 48,1 = 48,1 - \text{vyhovuje}$$

Podmínka smontovatelnosti pro jednoduché satelity

$$k' = \frac{z_{1'} + z_{3'}}{a_{k'}} \qquad k' = \frac{24 + 72}{4} = 24 - \text{vyhovuje}$$

Kde „ a_k “ je počet satelitů a „ k “ musí být celé číslo, aby byla podmínka splněna

Podmínka vůle mezi satelity

$$\vartheta_{\min'} = 2 \cdot \arcsin \frac{d_{a2'} + v_{\min}}{d_{w1'} + d_{w2'}} \qquad \vartheta_{\min'} = 2 \cdot \arcsin \frac{120 + 2}{240} = 61,105$$

$$\vartheta' = \frac{360}{a_{k'}} \geq \vartheta_{\min'} \qquad \vartheta' = \frac{360}{4} = 90 \geq 61,105 - \text{vyhovuje}$$

Silové poměry

$$F_{t1'} = \frac{2 \cdot M_{kU}}{a_{k'} \cdot d_{R1'}} \qquad F_{t1'} = \frac{2 \cdot 62685}{4 \cdot 120} = 261,19 N$$

$$F_{R1'} = F_{t1'} \cdot \operatorname{tg} \alpha \qquad F_{R1'} = 261,19 \cdot \operatorname{tg} 20 = 95,06 N$$

$$F_{N1'} = \frac{F_{t1'}}{\cos \alpha} \qquad F_{N1'} = \frac{261,19}{\cos 20} = 277,95 N$$

$$F_{t2'} = F_{t1'} = 261,19 N \qquad F_{R2'} = F_{R1'} = 95,06 N \qquad F_{N2'} = F_{N1'} = 277,95 N$$

$$F_{t2'} \cdot \frac{d_{R2'}}{2} = F_{t3'} \cdot \frac{d_{R3'}}{2} \qquad \implies F_{t3'} = \frac{F_{t2'} \cdot d_{R2'}}{d_{R3'}}$$

$$F_{t3'} = \frac{F_{t2'} \cdot d_{R2'}}{d_{R3'}} \qquad F_{t3'} = \frac{261,19 \cdot 120}{360} = 92,65 N$$

$$F_{R3'} = F_{t3'} \cdot \operatorname{tg} \alpha \qquad F_{R3'} = 92,65 \cdot \operatorname{tg} 20 = 33,72 N$$

$$F_{N3'} = \frac{F_{t3'}}{\cos \alpha} \qquad F_{N3'} = \frac{92,65}{\cos 20} = 98,6 N$$

2.2.8 Planetová převodovka – ČÁST C

Volba počtu zubů

$$\begin{array}{ll} \text{Volím počet zubů} & z_{1''} = 22 \\ \text{Volím předběžný modul} & m_{3p} = 3 \end{array}$$

Výpočet počtu zubů korunového kola z_3''

$$i_{1''U''}^{3''} = 1 + \frac{z_3''}{z_1''} \Rightarrow z_3'' = z_1'' i_{1''U''}^{3''} - z_1'' \quad z_3'' = 22 \cdot 4 - 22 = 88 - 22 = 66$$

Výpočet počtu zubů satelitu z_2'' metodou přes roztečné kružnice

$$D_{1''} = z_{1''} m_{3p} \quad D_{1''} = 22 \cdot 3 = 66 \text{ mm}$$

$$D_{3''} = z_{3''} m_{3p} \quad D_{3''} = 66 \cdot 3 = 198 \text{ mm}$$

$$D_{2''} = \frac{D_{3''} - D_{1''}}{2} \quad D_{2''} = \frac{198 - 66}{2} = 66 \text{ mm}$$

$$z_2'' = \frac{D_{2''}}{m_{3p}} \quad z_2'' = \frac{66}{3} = 22$$

Odečtení součinitele tvaru zubu Y_F

$$Y_{F1''} = 2,57 \quad Y_{F2''} = 2,57$$

$$Y_{F3''} = \frac{2 \cdot z}{z + 20} \quad Y_{F3} = Y_{F3''} = \frac{2 \cdot 66}{66 + 20} = 1,535$$

Odečtení součinitele koncentrace napětí k_α

$$k_{\alpha 1''} = 1,64 \quad k_{\alpha 2''} = 1,64 \quad k_{\alpha 3''} = 2$$

Účinnost

$$\eta_{1''U''}^{3''} = 1 - \left| \frac{i_{1''U''}^{3''} - 1}{i_{1''U''}^{3''}} \right| \cdot \tilde{\psi}_z \quad \eta_{1''U''}^{3''} = 1 - \left| \frac{4 - 1}{4} \right| \cdot 0,02 = 0,985$$

Meze dlouhodobé únavové pevnosti v ohybu

$$\sigma_{CN1''} = 0,6 \cdot \sigma_{pt1}$$

$$\sigma_{CN1''} = 0,6 \cdot 700 = 420 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{CN2''} = 0,6 \cdot \sigma_{pt1}$$

$$\sigma_{CN2''} = 0,6 \cdot 700 = 420 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{CN3''} = 0,6 \cdot \sigma_{pt1}$$

$$\sigma_{CN3''} = 0,6 \cdot 610 = 366 \text{ MPa}$$

Součinitel vrubu

$$k_{\beta 1''} = \eta_c \cdot k_{\alpha 1''}$$

$$k_{\beta 1''} = 0,85 \cdot 1,64 = 1,39$$

$$k_{\beta 2''} = \eta_c \cdot k_{\alpha 2''}$$

$$k_{\beta 2''} = 0,85 \cdot 1,64 = 1,39$$

$$k_{\beta 3''} = \eta_c \cdot k_{\alpha 3''}$$

$$k_{\beta 3''} = 0,85 \cdot 2 = 1,7$$

Dovolené namáhání v ohybu

Předběžně volíme $S_{F \min} = 20$, $Y_R = 0,9$ a $Y_M = 1,0$

$$\sigma_{FD1''} = \frac{\sigma_{CN1''} \cdot Y_R \cdot Y_M}{S_{F \min} \cdot k_{\beta 1''}}$$

$$\sigma_{FD1''} = \frac{420 \cdot 0,9 \cdot 1,0}{20 \cdot 1,39} = 13,597 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FD2''} = \frac{\sigma_{CN2''} \cdot Y_R \cdot Y_M}{S_{F \min} \cdot k_{\beta 2''}}$$

$$\sigma_{FD2''} = \frac{420 \cdot 0,9 \cdot 1,0}{20 \cdot 1,39} = 13,597 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FD3''} = \frac{\sigma_{CN1''} \cdot Y_R \cdot Y_M}{S_{F \min} \cdot k_{\beta 1''}}$$

$$\sigma_{FD3''} = \frac{366 \cdot 0,9 \cdot 1,0}{20 \cdot 1,7} = 9,6882 \text{ MPa}$$

Poměrné hodnoty

$$\frac{\sigma_{FD1''}}{Y_{F1''}} = \frac{13,597}{2,57} = 5,29 \text{ MPa}$$

$$\frac{\sigma_{FD2''}}{Y_{F2''}} = \frac{13,597}{2,57} = 5,29 \text{ MPa}$$

$$\frac{\sigma_{FD3''}}{Y_{F3''}} = \frac{9,6882}{1,535} = 6,31 \text{ MPa}$$

Z důvodu největších poměrných hodnot u „korunového kola“ musíme pro výpočet modulu zohlednit právě tyto kola.

Výpočet modulu

Předběžně volím hodnoty součinitele zatížení $K_F = 1,5$ a poměrnou šířku věnce $\psi_m = 19$

$$m_{S''} \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot K_F \cdot M_{kU''} \cdot Y_{F3}}{\sigma_{FD3''} \cdot \psi_m \cdot Z_{3''}}} \quad m_{S''} \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 1,5 \cdot 1002960 \cdot 1,57}{9,6882 \cdot 19 \cdot 66}} = 6,96$$

Dle normalizované řady modulů volím skutečný modul $m_{S''} = 7$

Výpočet základních rozměrů soukolí**Průměry roztečných kružnic**

$$d_{R1''} = z_1'' \cdot m_{S''} \quad d_{R1''} = 22 \cdot 7 = 154 \text{ mm}$$

$$d_{R3''} = z_3'' \cdot m_{S''} \quad d_{R3''} = 66 \cdot 7 = 462 \text{ mm}$$

$$d_{R2''} = \frac{d_{R3''} - d_{R1''}}{2} \quad d_{R2''} = \frac{462 - 154}{2} = 154 \text{ mm}$$

Průměry hlavových kružnic

$$d_{a1''} = d_{R1''} + 2 \cdot m_{S''} \quad d_{a1''} = 154 + 2 \cdot 7 = 168 \text{ mm}$$

$$d_{a2''} = d_{R2''} + 2 \cdot m_{S''} \quad d_{a2''} = 154 + 2 \cdot 7 = 168 \text{ mm}$$

$$d_{a3''} = d_{R3''} - 2 \cdot m_{S''} \quad d_{a3''} = 462 - 2 \cdot 7 = 448 \text{ mm}$$

Průměry patních kružnic

$$d_{f1''} = d_{R1''} - 2 \cdot m_{S''} \cdot \left(1 + \frac{c}{m_{S''}}\right) \quad d_{f1''} = 154 - 2 \cdot 7 \cdot \left(1 + \frac{0,25}{7}\right) = 139,5 \text{ mm}$$

$$d_{f2''} = d_{R2''} - 2 \cdot m_{S''} \cdot \left(1 + \frac{c}{m_{S''}}\right) \quad d_{f2''} = 154 - 2 \cdot 7 \cdot \left(1 + \frac{0,25}{7}\right) = 139,5 \text{ mm}$$

$$d_{f3''} = d_{R3''} + 2 \cdot m_{S''} \cdot \left(1 + \frac{c}{m_{S''}}\right) \quad d_{f3''} = 462 + 2 \cdot 7 \cdot \left(1 + \frac{0,25}{7}\right) = 476,5 \text{ mm}$$

$$\text{Rozteč} \quad p_r'' = \pi \cdot m_{S''} = \pi \cdot 7 = 21,99 \text{ mm}$$

$$\text{Šířka ozubení} \quad b_w'' = \psi_m \cdot m_{S''} = 19 \cdot 7 = 133 \text{ mm}$$

Kontrola na ohyb**Upřesnění součinitele zatížení $K_{F''}$**

Součinitel vnějších dynamických sil pro pohon elektromotorem $K_1 = 1,0$

$$v' = \frac{\pi \cdot d_{R1''} \cdot 10^{-3} \cdot n_3}{60} \quad v' = \frac{\pi \cdot 154 \cdot 10^{-3} \cdot 200}{60} = 1,613 \text{ m.s}^{-1}$$

Součinitel vnitřních dynamických sil pro 1,613 m/s a IT 8 je $K_{V''} = 1,1$

Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů je $K_{F\alpha''} = 1$

Součinitel nerovnoměrnosti zatížení pro $\psi_{d''} = \frac{b_{w''}}{d_{R1''}} = \frac{133}{154} = 0,864$ je $K_{F\beta''} = 1,18$

$$K_{F''} = K_1 \cdot K_{V''} \cdot K_{F\alpha''} \cdot K_{F\beta''} \quad K_{F''} = 1,0 \cdot 1,1 \cdot 1 \cdot 1,18 = 1,298$$

Obvodová síla

$$F_{t1''} = \frac{2 \cdot M_{kU''}}{d_{R1''}} \quad F_{t1''} = \frac{2 \cdot 1002960 \cdot 10^{-3}}{154 \cdot 10^{-3}} = 13025,45 \text{ N}$$

Výpočtové nominální napětí σ_F kritické napětí σ_{Fkrit}

$$\sigma_{F1''} = \frac{K_{F''} \cdot F_{t1''} \cdot Y_{F1''}}{b_{w''} \cdot m_{S''}} \quad \sigma_{F1''} = \frac{1,298 \cdot 13025,45 \cdot 2,57}{133,7} = 46,57 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F2''} = \frac{K_{F''} \cdot F_{t1''} \cdot Y_{F2''}}{b_{w''} \cdot m_{S''}} \quad \sigma_{F2''} = \frac{1,298 \cdot 13025,45 \cdot 2,57}{133,7} = 46,57 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F3''} = \frac{K_{F''} \cdot F_{t1''} \cdot Y_{F3''}}{b_{w''} \cdot m_{S''}} \quad \sigma_{F3''} = \frac{1,298 \cdot 13025,45 \cdot 1,535}{133,7} = 27,875 \text{ MPa}$$

Součinitel jakosti povrchu $Y_{R''} = 1,1$

Součinitel velikosti $Y_{M''} = 1$

$$\sigma_{Fkrit1''} = \frac{\sigma_{CN1''} \cdot Y_{R''} \cdot Y_{M''}}{k_{\beta1''}} \quad \sigma_{Fkrit1''} = \frac{420 \cdot 1,1 \cdot 1}{1,39} = 332,37 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fkrit2''} = \frac{\sigma_{CN2''} \cdot Y_{R''} \cdot Y_{M''}}{k_{\beta2''}} \quad \sigma_{Fkrit2''} = \frac{420 \cdot 1,1 \cdot 1}{1,39} = 332,37 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fkrit3''} = \frac{\sigma_{CN3''} \cdot Y_{R''} \cdot Y_{M''}}{k_{\beta3''}} \quad \sigma_{Fkrit3''} = \frac{420 \cdot 1,1 \cdot 1}{1,7} = 271,76 \text{ MPa}$$

Součinitel bezpečnosti na ohyb

$$S_{F1''} = \frac{\sigma_{Fkrit1''}}{\sigma_{F1''}} \qquad S_{F1''} = \frac{332,37}{46,57} = 7,14 - \text{vyhovuje}$$

$$S_{F2''} = \frac{\sigma_{Fkrit2''}}{\sigma_{F2''}} \qquad S_{F2''} = \frac{332,37}{46,57} = 7,14 - \text{vyhovuje}$$

$$S_{F3''} = \frac{\sigma_{Fkrit3''}}{\sigma_{F3''}} \qquad S_{F3''} = \frac{271,76}{27,875} = 9,75 - \text{vyhovuje}$$

Ze součinitele bezpečnosti na ohyb je zřejmé, že kola jsou předimenzovaná. Tato skutečnost byla zaviněna zvolením vyššího modulu, než bylo nutné.

Kontrola na dotyk**Součinitel zatížení pro namáhání na dotyk K_H**

Součinitel vnějších dynamických sil pro pohon elektromotorem $K_1 = 1,0$

Součinitel vnitřních dynamických sil pro 1,613 m/s a IT 8 je $K_{V''} = 1,1$

Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů je $K_{H\alpha} = 1$

Součinitel nerovnoměrnosti zatížení pro $\psi_{d''} = \frac{b_{w''}}{d_{R1''}} = \frac{133}{154} = 0,864$ je $K_{H\beta''} = 1,16$

$$K_{H''} = K_1 \cdot K_{V''} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta''} \qquad K_{H''} = 1,0 \cdot 1,1 \cdot 1,1 \cdot 1,16 = 1,276$$

Součinitel materiálu

Pro slitinovou ocel cementační, kalitelnou je $Z_{M''} = 280$

Součinitel tvaru zubů

$$Z_{H''} = \sqrt{\frac{2}{\sin 2 \cdot \alpha_{w''}}} \qquad Z_{H''} = \sqrt{\frac{2}{\sin 2 \cdot 20}} = 1,76$$

Poloměry a průměry valivých kružnic

Pro $\alpha'' = \alpha_{w''} = 20^\circ$ jsou tyto hodnoty

$$r_{w1''} = r_{R1''} = 77 \text{ mm} \qquad r_{w2''} = r_{R2''} = 77 \text{ mm} \qquad r_{w3''} = r_{R3''} = 231 \text{ mm}$$

$$d_{w1''} = d_{R1''} = 154 \text{ mm} \qquad d_{w2''} = d_{R2''} = 154 \text{ mm} \qquad d_{w3''} = d_{R3''} = 462 \text{ mm}$$

Hodnota tlaku v ozubení

$$\sigma_{H''} = Z_{M''} \cdot Z_{H''} \cdot \sqrt{\frac{K_{H''} \cdot F_{H''} \cdot (i_3 + 1)}{b_{w''} \cdot d_{w1''} \cdot i_3}} \quad \sigma_{H''} = 280.1,76 \cdot \sqrt{\frac{1,276 \cdot 13025,45 \cdot (4 + 1)}{133 \cdot 154,4}} = 496,3 \text{ MPa}$$

Počty cyklů N_0

$$48HRC_1 \approx 470HB_1$$

$$N_{01'} = 30HB_1^{2,4} = 7 \cdot 10^7 \text{ cyklů}$$

$$48HRC_2 \approx 470HB_2$$

$$N_{02'} = 30HB_2^{2,4} = 7 \cdot 10^7 \text{ cyklů}$$

$$45HRC_3 \approx 425HB_2$$

$$N_{02'} = 30HB_3^{2,4} = 6 \cdot 10^7 \text{ cyklů}$$

Mez únavy v dotyku

$$\bar{\sigma}_{C'} = 17 \cdot HRC_3 + 200$$

$$\bar{\sigma}_{C'} = 17 \cdot 45 + 200 = 965 \text{ MPa}$$

Kritické napětí v dotyku

Součinitel jakosti je pro IT8

$$Z_{R'} = 0,9$$

Součinitel vlivu maziva je

$$Z_{L'} = 0,6 \cdot \sqrt[6]{v} = 0,6 \cdot \sqrt[6]{1,613} = 0,649$$

Součinitel vlivu obvodové rychlosti $Z_{V'} = 1$

$$\sigma_{Hkrit'} = \bar{\sigma}' \cdot Z_{R'} \cdot Z_{L'} \cdot Z_{V'}$$

$$\sigma_{Hkrit'} = 965 \cdot 0,9 \cdot 0,649 \cdot 1 = 563,66 \text{ MPa}$$

Bezpečnost v dotyku

$$S_{H'} = \frac{\sigma_{Hkrit'}}{\sigma_{H'}}$$

$$S_{H'} = \frac{563,66}{493,3} = 1,136 - \text{vyhovuje}$$

Doplňující geometrické podmínky**Podmínka stejných osových vzdáleností**

$$(z_{1''} + z_{2''}) \cdot \frac{\cos \alpha''}{\cos \alpha''_{w12}} = (z_{3''} - z_{2''}) \cdot \frac{\cos \alpha''}{\cos \alpha''_{w23}}$$

$$(22 + 22) \cdot \frac{\cos 20}{\cos 20} = (66 - 22) \cdot \frac{\cos 20}{\cos 20} \quad 44,1 = 44,1 - \text{vyhovuje}$$

Podmínka smontovatelnosti pro jednoduché satelity

$$k' = \frac{z_1'' + z_3''}{a_{k''}} \qquad k'' = \frac{22 + 66}{4} = 22 - \text{vyhovuje}$$

Kde „ a_k “ je počet satelitů a „ k “ musí být celé číslo, aby byla podmínka splněna

Podmínka vůle mezi satelity

$$\vartheta_{\min''} = 2 \cdot \arcsin \frac{d_{a2''} + v_{\min}}{d_{w1''} + d_{w2''}} \qquad \vartheta_{\min''} = 2 \cdot \arcsin \frac{154 + 2}{308} = 60,86$$

$$\vartheta' = \frac{360}{a_{k''}} \geq \vartheta_{\min} \qquad \vartheta' = \frac{360}{4} = 90 \geq 60,86 - \text{vyhovuje}$$

Silové poměry

$$F_{t1''} = \frac{2 \cdot M_{KU'}}{a_{k''} \cdot d_{R1''}} \qquad F_{t1''} = \frac{2 \cdot 250740}{4 \cdot 154} = 814,09 N$$

$$F_{R1''} = F_{t1''} \cdot \operatorname{tg} \alpha \qquad F_{R1''} = 261,19 \cdot \operatorname{tg} 20 = 296,3 N$$

$$F_{N1''} = \frac{F_{t1''}}{\cos \alpha} \qquad F_{N1''} = \frac{814,09}{\cos 20} = 866,34 N$$

$$F_{t2''} = F_{t1''} = 814,09 N \qquad F_{R2''} = F_{R1''} = 296,3 N \qquad F_{N2''} = F_{N1''} = 866,34 N$$

$$F_{t2''} \cdot \frac{d_{R2''}}{2} = F_{t3''} \cdot \frac{d_{R3''}}{2} \qquad \implies F_{t3''} = \frac{F_{t2''} \cdot d_{R2''}}{d_{R3''}}$$

$$F_{t3''} = \frac{F_{t2''} \cdot d_{R2''}}{d_{R3''}} \qquad F_{t3''} = \frac{814,09 \cdot 154}{462} = 271,36 N$$

$$F_{R3''} = F_{t3''} \cdot \operatorname{tg} \alpha \qquad F_{R3''} = 217,36 \cdot \operatorname{tg} 20 = 98,77 N$$

$$F_{N3''} = \frac{F_{t3''}}{\cos \alpha} \qquad F_{N3''} = \frac{271,36}{\cos 20} = 288,78 N$$

2.2.9 Celková účinnost

Celková účinnost pro tento typ převodu je dána součinem účinností jednotlivých částí.

Dle tabulky na straně 30 je hodnota $\psi = 0,02$

$$\eta_{1U''} = \eta_{1U}^3 \cdot \eta_{1U'}^3 \cdot \eta_{1U''}^3 \qquad \eta_{1U''} = 0,984 \cdot 0,985 \cdot 0,985 = 0,955$$

2.2.10 Výpočty hřídelí

Volím materiál hřídelí 11 500 s těmito hodnotami: dovolené napětí ve střihu $\tau_{DS} = 80 \text{ MPa}$, dovolený měrný tlak $p_{Dov} = 63 \text{ MPa}$, dovolené snížené napětí v krutu $\tau_{Dk} = 30 - 35 \text{ MPa}$ a dovolené napětí pro kontrolu hřídele $\sigma_D = 100 \text{ MPa}$

Návrh průměru hřídele unášeče – Hřídel III.

$$d_{3\min} = \sqrt[3]{\frac{M_{k1} \cdot \frac{z_2}{z_1}}{0,2\tau_{Dk}}} \quad d_{3\min} = \sqrt[3]{\frac{12537 \cdot \frac{33}{22}}{0,2 \cdot 30}} = 14,63 \text{ mm}$$

Z důvodu zeslabení hřídele drážkou pro pero je potřeba hřídeli zvětšit průměr alespoň o hodnotu výšky pera a z hlediska únosnosti ložisek ještě tuto hodnotu zvětšují.

$$d_3 = d_{3\min} + t \quad d_3 = 14,63 + 2,9 + 4 = 21,53 \text{ mm}$$

Dle normy ČSN 01 4990 je normalizovaný průměr $d_3 = 22 \text{ mm}$

Dle ČSN 02 2562 k pro průměr $d_3 = 22 \text{ mm}$ je $t = 3,5$; $t_1 = 2,5$; $b = 6$; $h = 6$

Kontrola hřídele

$$J_p = \frac{\pi \cdot d_3^4}{32} \quad J_p = \frac{\pi \cdot 22^4}{32} = 22998,03 \text{ mm}^4$$

$$\tau = \frac{M_{k1} \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{D}{2}}{J_p} \quad \tau = \frac{12537}{22998,03} \cdot \frac{33}{22} \cdot \frac{22}{2} = 8,99 \text{ MPa} - \text{vyhovuje}$$

Volba per

Pro materiál pera 11 600 jsou dovolené napětí ve střihu $\tau_{DS} = 80 \text{ MPa}$ a dovolený tlak pro kontrolu na otláčení $p_{Dov} = 63 \text{ MPa}$

Střih

$$F_3 = \frac{2 \cdot M_{k1} \cdot \frac{z_2}{z_1}}{d_4} \quad F_3 = \frac{2 \cdot 12537 \cdot \frac{33}{22}}{22} = 1709,59 \text{ N}$$

$$\tau_S = \frac{F}{S} \leq \tau_{DS} \quad \implies \quad S = \frac{F}{\tau_{DS}}$$

$$S_1 = \frac{F_4}{\tau_{DS}} \quad S_1 = \frac{1709,59}{80} = 21,37 \text{ mm}^2$$

$$l_1 = \frac{S_1}{b} + b \quad l_1 = \frac{21,37}{6} + 6 = 9,56 \text{ mm}$$

Otlačení

$$p_o = \frac{F}{S} \leq p_{Dov} \quad \implies \quad S = \frac{F}{p_{Dov}}$$

$$S_2 = \frac{F_4}{p_{Dov}} \quad S_2 = \frac{1709,59}{63} = 27,14 \text{ mm}^2$$

$$l_2 = \frac{S_2}{t} + b \quad l_2 = \frac{27,14}{3,5} + 6 = 13,75 \text{ mm}$$

$$l_3 = \frac{S_2}{t_1} + b \quad l_3 = \frac{27,14}{2,5} + 6 = 16,85 \text{ mm}$$

Nejvyšší hodnota je 16,85 – pro volbu pera musíme zohlednit právě tuto hodnotu

Dle ČSN 02 2562 volím pero 6e7x6-20

Výpočet ložiska

$$F_r = \frac{60000 \cdot P}{\pi \cdot n} \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{1}{D_s} \quad F_r = \frac{60000 \cdot 5250}{\pi \cdot 4000} \cdot \frac{33}{22} \cdot \frac{1}{132} = 284,85 \text{ N}$$

Stanovení dynamického ekvivalentu zatížení – pro axiální kuličkové ložisko je

$$P_R = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad P_R = 1 \cdot 284,85 + 0 \cdot 0 = 284,85 \text{ N}$$

Stanovení základní dynamické únosnosti

$$L_{10h} = \left(\frac{C_R}{P_R} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad \implies \quad C_R = P_R \cdot \sqrt[p]{\frac{L_{10h} \cdot 60 \cdot n}{10^6}}$$

Pro kuličková ložiska (s bodovým stykem je $p = 3$)

$$C_R = P_R \cdot \sqrt[p]{\frac{L_{10h} \cdot 60 \cdot n}{10^6} \cdot \frac{z_1}{z_2}} \quad C_R = 284,85 \cdot \sqrt[3]{\frac{50000 \cdot 60 \cdot 4000}{10^6} \cdot \frac{22}{33}} = 1455,22 \text{ N}$$

Z hlediska dvou-podporového držení hřídele volím 2x ložisko 6005 ČSN 02 4630, které má dynamickou únosnost 4900 N a vyhovuje tedy.

Návrh spojovací hřídele – Hřídel IV.

$$d_{4\min} = \sqrt[3]{\frac{M_{KU}}{0,2\tau_{Dk}}} \qquad d_{4\min} = \sqrt[3]{\frac{62685}{0,2 \cdot 30}} = 21,86\text{mm}$$

Z důvodu zeslabení hřídele drážkou pro pero je potřeba hřídeli zvětšit průměr alespoň o hodnotu výšky pera a také je nutno zvětšit průměr kvůli zadané únosnosti ložisek. Jen nutné použít větší ložiska a tím pádem i zvětšit průměr hřídele

$$d_4 = d_{4\min} + t + 4 \qquad d_4 = 21,86 + 3,5 + 4 = 29,36\text{mm}$$

Dle normy ČSN 01 4990 je normalizovaný průměr **$d_4=30\text{mm}$**

Dle ČSN 02 2562 k pro průměr $d_4 = 30\text{mm}$ je $t = 4,1$; $t_1 = 2,9$; $b = 8$; $h = 7$

Kontrola hřídele

$$J_p = \frac{\pi \cdot d_4^4}{32} \qquad J_p = \frac{\pi \cdot 30^4}{32} = 79521,6\text{mm}^4$$

$$\tau = \frac{M_{KU}}{J_p} \cdot \frac{D}{2} \qquad \tau = \frac{62685}{79521,6} \cdot \frac{30}{2} = 11,82\text{MPa} - \text{vyhovuje}$$

Volba per

Pro materiál pera 11 600 jsou dovolené napětí ve střihu $\tau_{DS} = 80\text{MPa}$ a dovolený tlak pro kontrolu na otláčení $p_{Dov} = 63\text{MPa}$

Střih

$$F_4 = \frac{2 \cdot M_{KU}}{d_4} \qquad F_4 = \frac{2 \cdot 62685}{30} = 4179\text{N}$$

$$\tau_s = \frac{F}{S} \leq \tau_{DS} \qquad \implies \qquad S = \frac{F}{\tau_{DS}}$$

$$S_1 = \frac{F_4}{\tau_{DS}} \qquad S_1 = \frac{4179}{80} = 52,24\text{mm}^2$$

$$l_1 = \frac{S_1}{b} + b \qquad l_1 = \frac{52,24}{8} + 8 = 14,52\text{mm}$$

Otlačení

$$p_o = \frac{F}{S} \leq p_{Dov} \quad \implies \quad S = \frac{F}{p_{Dov}}$$

$$S_2 = \frac{F_4}{p_{Dov}} \quad S_2 = \frac{4179}{63} = 66,33 \text{ mm}^2$$

$$l_2 = \frac{S_2}{t} + b \quad l_2 = \frac{66,33}{4,1} + 8 = 24,17 \text{ mm}$$

$$l_3 = \frac{S_2}{t_1} + b \quad l_3 = \frac{66,33}{2,9} + 8 = 30,87 \text{ mm}$$

Nejvyšší hodnota je 30,87 – pro volbu pera musíme zohlednit právě tuto hodnotu

Dle ČSN 02 2562 volím pero 8e7x7-32

Výpočet ložiska

$$F_r = \frac{60000 \cdot P}{\pi \cdot n} \cdot \left(\frac{1}{D_U} + \frac{1}{D_K} \right) \quad F_r = \frac{60000 \cdot 5250}{\pi \cdot 800} \cdot \left(\frac{1}{280} + \frac{1}{120} \right) = 1492,08 \text{ N}$$

Stanovení dynamického ekvivalentu zatížení – pro axiální kuličkové ložisko je

$$P_R = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad P_R = 1 \cdot 1492,08 + 0 \cdot 0 = 1492,08 \text{ N}$$

Stanovení základní dynamické únosnosti

$$L_{10h} = \left(\frac{C_R}{P_R} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad \implies \quad C_R = P_R \cdot \sqrt[p]{\frac{L_{10h} \cdot 60 \cdot n}{10^6}}$$

Pro kuličková ložiska (s bodovým stykem je $p = 3$)

$$C_R = P_R \cdot \sqrt[p]{\frac{L_{10h} \cdot 60 \cdot n_u}{10^6}} \quad C_R = 1492,08 \cdot \sqrt[3]{\frac{50000 \cdot 60 \cdot 800}{10^6}} = 19976,95 \text{ N}$$

Z hlediska dvou-podporového držení hřídele a nutnosti dodržení hodnoty h_{\min} volím 2x ložisko 6308 ČSN 02 4630, které má dynamickou únosnost 31000 N a vyhovuje tedy.

Návrh průměru hřídele unášeče – Hřídel V.

$$d_{5\min} = \sqrt[3]{\frac{M_{kU} \cdot \frac{z_{2'}}{z_{1'}}}{0,2\tau_{Dk}}} \qquad d_{5\min} = \sqrt[3]{\frac{62685 \cdot \frac{24}{24}}{0,2 \cdot 30}} = 21,86\text{mm}$$

Z důvodu zeslabení hřídele drážkou pro pero je potřeba hřídeli zvětšit průměr alespoň o hodnotu výšky pera a z hlediska únosnosti ložisek ještě tuto hodnotu zvětšují.

$$d_5 = d_{5\min} + t + 4 \qquad d_5 = 21,86 + 3,5 + 4 = 29,36\text{mm}$$

Dle normy ČSN 01 4990 je normalizovaný průměr **$d_5=30\text{mm}$**

Dle ČSN 02 2562 k pro průměr $d_5 = 30\text{mm}$ je $t = 4,1$; $t_1 = 2,9$; $b = 8$; $h = 7$

Kontrola hřídele

$$J_p = \frac{\pi \cdot d_5^4}{32} \qquad J_p = \frac{\pi \cdot 30^4}{32} = 79521,6\text{mm}^4$$

$$\tau = \frac{M_{kU}}{J_p} \cdot \frac{z_{2'}}{z_{1'}} \cdot \frac{D}{2} \qquad \tau = \frac{62685}{79521,6} \cdot \frac{24}{24} \cdot \frac{30}{2} = 11,82\text{MPa} - \text{vyhovuje}$$

Volba per

Pro materiál pera 11 600 jsou dovolené napětí ve střihu $\tau_{DS} = 80\text{MPa}$ a dovolený tlak pro kontrolu na otláčení $p_{Dov} = 63\text{MPa}$

Střih

$$F_5 = \frac{2 \cdot M_{kU}}{d_4} \cdot \frac{z_{2'}}{z_{1'}} \qquad F_5 = \frac{2 \cdot 62685}{30} \cdot \frac{24}{24} = 4179\text{N}$$

$$\tau_s = \frac{F}{S} \leq \tau_{DS} \qquad \implies \qquad S = \frac{F}{\tau_{DS}}$$

$$S_1 = \frac{F_4}{\tau_{DS}} \qquad S_1 = \frac{4179}{80} = 52,24\text{mm}^2$$

$$l_1 = \frac{S_1}{b} + b \qquad l_1 = \frac{52,24}{8} + 8 = 14,52\text{mm}$$

Otlačení

$$p_o = \frac{F}{S} \leq p_{Dov} \quad \implies \quad S = \frac{F}{p_{Dov}}$$

$$S_2 = \frac{F_4}{p_{Dov}} \quad S_2 = \frac{4179}{63} = 66,33 \text{ mm}^2$$

$$l_2 = \frac{S_2}{t} + b \quad l_2 = \frac{66,33}{4,1} + 8 = 24,17 \text{ mm}$$

$$l_3 = \frac{S_2}{t_1} + b \quad l_3 = \frac{66,33}{2,9} + 8 = 30,87 \text{ mm}$$

Nejvyšší hodnota je 30,87 – pro volbu pera musíme zohlednit právě tuto hodnotu

Dle ČSN 02 2562 volím pero 8e7x7-32

Výpočet ložiska

$$F_r = \frac{60000 \cdot P}{\pi \cdot n} \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{1}{D_s} \quad F_r = \frac{60000 \cdot 5250}{\pi \cdot 800} \cdot \frac{24}{24} \cdot \frac{1}{120} = 1044,45 \text{ N}$$

Stanovení dynamického ekvivalentu zatížení – pro axiální kuličkové ložisko je

$$P_R = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad P_R = 1 \cdot 1044,45 + 0 \cdot 0 = 1044,45 \text{ N}$$

Stanovení základní dynamické únosnosti

$$L_{10h} = \left(\frac{C_R}{P_R} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad \implies \quad C_R = P_R \cdot \sqrt[p]{\frac{L_{10h} \cdot 60 \cdot n}{10^6}}$$

Pro kuličková ložiska (s bodovým stykem je $p = 3$)

$$C_R = P_R \cdot \sqrt[p]{\frac{L_{10h} \cdot 60 \cdot n}{10^6} \cdot \frac{z_1}{z_2}} \quad C_R = 1044,45 \cdot \sqrt[3]{\frac{50000 \cdot 60 \cdot 800}{10^6} \cdot \frac{24}{24}} = 13983,78 \text{ N}$$

Z hlediska dvou-podporového držení hřídele volím 2x ložisko 6206 ČSN 02 4630, které má dynamickou únosnost 15000 N a vyhovuje tedy.

Návrh spojovací hřídele – Hřídel VI.

$$d_{6\min} = \sqrt[3]{\frac{M_{KU'}}{0,2\tau_{Dk}}} \qquad d_{6\min} = \sqrt[3]{\frac{250740}{0,2 \cdot 30}} = 34,70\text{mm}$$

Z důvodu zeslabení hřídele drážkou pro pero je potřeba hřídeli zvětšit průměr alespoň o hodnotu výšky pera

$$d_6 = d_{6\min} + t \qquad d_6 = 34,70 + 4,7 = 39,4\text{mm}$$

Dle normy ČSN 01 4990 je normalizovaný průměr $d_6=40\text{mm}$

Dle ČSN 02 2562 k pro průměr $d_6 = 40\text{mm}$ je $t = 4,7$; $t_1 = 3,3$; $b = 10$; $h = 8$

Kontrola hřídele

$$J_p = \frac{\pi \cdot d_6^4}{32} \qquad J_p = \frac{\pi \cdot 40^4}{32} = 251327,41\text{mm}^4$$

$$\tau = \frac{M_{KU'}}{J_p} \cdot \frac{D}{2} \qquad \tau = \frac{250740}{251327,41} \cdot \frac{40}{2} = 19,95\text{MPa} - \text{vyhovuje}$$

Volba per

Pro materiál pera 11 600 jsou dovolené napětí ve střihu $\tau_{DS} = 80\text{MPa}$ a dovolený tlak pro kontrolu na otláčení $p_{Dov} = 63\text{MPa}$

Střih

$$F_6 = \frac{2 \cdot M_{KU'}}{d_6} \qquad F_6 = \frac{2 \cdot 250740}{40} = 12537\text{N}$$

$$\tau_s = \frac{F}{S} \leq \tau_{DS} \qquad \implies \qquad S = \frac{F}{\tau_{DS}}$$

$$S_1 = \frac{F_6}{\tau_{DS}} \qquad S_1 = \frac{12537}{80} = 156,71\text{mm}^2$$

$$l_1 = \frac{S_1}{b} + b \qquad l_1 = \frac{156,71}{2 \cdot 10} + 10 = 17,84\text{mm}$$

Otlačení

$$p_o = \frac{F}{S} \leq p_{Dov} \quad \implies \quad S = \frac{F}{p_{Dov}}$$

$$S_2 = \frac{F_6}{p_{Dov}} \quad S_2 = \frac{12537}{63} = 199 \text{ mm}^2$$

$$l_2 = \frac{S_2}{2 \cdot t} + b \quad l_2 = \frac{199}{2 \cdot 4,7} + 10 = 31,17 \text{ mm}$$

$$l_3 = \frac{S_2}{2 \cdot t_1} + b \quad l_3 = \frac{199}{2 \cdot 3,3} + 10 = 40,15 \text{ mm}$$

Nejvyšší hodnota je 40,15 – pro volbu pera musíme zohlednit právě tuto hodnotu

Dle ČSN 02 2562 volím pero 10e7x8-45 a pero 10e7x8-100

Výpočet ložiska

$$F_r = \frac{60000 \cdot P}{\pi \cdot n'} \cdot \left(\frac{1}{D_{U'}} + \frac{1}{D_K} \right) \quad F_r = \frac{60000 \cdot 5250}{\pi \cdot 200} \cdot \left(\frac{1}{320} + \frac{1}{154} \right) = 4822,12 \text{ N}$$

Stanovení dynamického ekvivalentu zatížení – pro axiální kuličkové ložisko je

$$P_R = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad P_R = 1 \cdot 4822,12 + 0 \cdot 0 = 4822,12 \text{ N}$$

Stanovení základní dynamické únosnosti

$$L_{10h} = \left(\frac{C_R}{P_R} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad \implies \quad C_R = P_R \cdot \sqrt[p]{\frac{L_{10h} \cdot 60 \cdot n}{10^6}}$$

Pro kuličková ložiska (s bodovým stykem je $p = 3$)

$$C_R = P_R \cdot \sqrt[p]{\frac{L_{10h} \cdot 60 \cdot n}{10^6}} \quad C_R = 4822,12 \cdot \sqrt[3]{\frac{50000 \cdot 60 \cdot 200}{10^6}} = 40671,33 \text{ N}$$

Z hlediska dvou-podporového držení hřídele volím 2x ložisko 6310 ČSN 02 4630, které má dynamickou únosnost 47500 N a vyhovuje tedy.

Návrh průměru hřídele unášeče – Hřídel VII.

$$d_{7\min} = \sqrt[3]{\frac{M_{KU'} \cdot \frac{z_{1'}}{z_{2'}}}{0,2\tau_{Dk}}} \qquad d_{7\min} = \sqrt[3]{\frac{250740 \cdot \frac{22}{22}}{0,2 \cdot 30}} = 34,70\text{mm}$$

Z důvodu zeslabení hřídele drážkou pro pero je potřeba hřídeli zvětšit průměr alespoň o hodnotu výšky pera

$$d_7 = d_{7\min} + t \qquad d_7 = 34,70 + 4,7 = 39,4\text{mm}$$

Dle normy ČSN 01 4990 je normalizovaný průměr $d_7=40\text{mm}$

Dle ČSN 02 2562 k pro průměr $d_7 = 40\text{mm}$ je $t = 4,7$; $t_1 = 3,3$; $b = 10$; $h = 8$

Kontrola hřídele

$$J_p = \frac{\pi \cdot d_7^4}{32} \qquad J_p = \frac{\pi \cdot 40^4}{32} = 251327,41\text{mm}^4$$

$$\tau = \frac{M_{KU'} \cdot \frac{z_{1'}}{z_{2'}} \cdot \frac{D}{2}}{J_p} \qquad \tau = \frac{250740}{251327,41} \cdot \frac{22}{22} \cdot \frac{40}{2} = 19,95\text{MPa} - \text{vyhovuje}$$

Volba per

Pro materiál pera 11 600 jsou dovolené napětí ve střihu $\tau_{DS} = 80\text{MPa}$ a dovolený tlak pro kontrolu na otláčení $p_{Dov} = 63\text{MPa}$

Střih

$$F_7 = \frac{2 \cdot M_{KU'} \cdot \frac{z_{1'}}{z_{2'}}}{d_6} \qquad F_7 = \frac{2 \cdot 250740 \cdot \frac{22}{22}}{40} = 12537\text{N}$$

$$\tau_s = \frac{F}{S} \leq \tau_{DS} \qquad \implies \qquad S = \frac{F}{\tau_{DS}}$$

$$S_1 = \frac{F_7}{\tau_{DS}} \qquad S_1 = \frac{12537}{80} = 156,71\text{mm}^2$$

$$l_1 = \frac{S_1}{b} + b \qquad l_1 = \frac{156,71}{2 \cdot 10} + 10 = 17,84\text{mm}$$

Otlačení

$$p_o = \frac{F}{S} \leq p_{Dov} \quad \implies \quad S = \frac{F}{p_{Dov}}$$

$$S_2 = \frac{F_7}{p_{Dov}} \quad S_2 = \frac{12537}{63} = 199 \text{ mm}^2$$

$$l_2 = \frac{S_2}{2 \cdot t} + b \quad l_2 = \frac{199}{2 \cdot 4,7} + 10 = 31,17 \text{ mm}$$

$$l_3 = \frac{S_2}{2 \cdot t_1} + b \quad l_3 = \frac{199}{2 \cdot 3,3} + 10 = 40,15 \text{ mm}$$

Nejvyšší hodnota je 40,15 – pro volbu pera musíme zohlednit právě tuto hodnotu

Dle ČSN 02 2562 volím 2x pero 10e7x8-45

Výpočet ložiska

$$F_r = \frac{60000 \cdot P}{\pi \cdot n} \cdot \frac{z_2''}{z_1''} \cdot \frac{1}{D_{S''}} \quad F_r = \frac{60000 \cdot 5250}{\pi \cdot 200} \cdot \frac{22}{22} \cdot \frac{1}{154} = 3255,44 \text{ N}$$

Stanovení dynamického ekvivalentu zatížení – pro axiální kuličkové ložisko je

$$P_R = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad P_R = 1 \cdot 3255,44 + 0 \cdot 0 = 3255,44 \text{ N}$$

Stanovení základní dynamické únosnosti

$$L_{10h} = \left(\frac{C_R}{P_R} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad \implies \quad C_R = P_R \cdot \sqrt[p]{\frac{L_{10h} \cdot 60 \cdot n}{10^6}}$$

Pro kuličková ložiska (s bodovým stykem je $p = 3$)

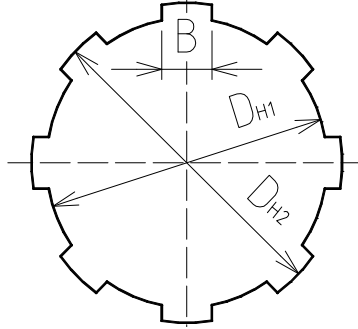
$$C_R = P_R \cdot \sqrt[p]{\frac{L_{10h} \cdot 60 \cdot n}{10^6} \cdot \frac{z_1}{z_2}} \quad C_R = 3255,44 \cdot \sqrt[3]{\frac{50000 \cdot 60 \cdot 200}{10^6} \cdot \frac{22}{22}} = 27457,44 \text{ N}$$

Z hlediska dvou-podporového držení hřídele volím 2x ložisko 6308 ČSN 02 4630, které má dynamickou únosnost 31000 N a vyhovuje tedy.

Návrh výstupní hřídele z převodovky – Hřídel VIII.

$$d_{8\min} = \sqrt[3]{\frac{M_{KU''}}{0,2\tau_{Dk}}} \qquad d_{8\min} = \sqrt[3]{\frac{1002960}{0,2 \cdot 35}} = 52,32\text{mm}$$

Dle normy ČSN 01 4942 volím hřídel s rovnobokým drážkováním 8 x 56 x 62, který má



Obr. 41 Schéma drážkované hřídele

Kontrola hřídele

$$J_p = \frac{\pi \cdot d_8^4}{32} \qquad J_p = \frac{\pi \cdot 56^4}{32} = 965499,39\text{mm}^4$$

$$\tau = \frac{M_{KU''}}{J_p} \cdot \frac{D}{2} \qquad \tau = \frac{1002960}{965499,39} \cdot \frac{56}{2} = 29,09\text{MPa} - \text{vyhovuje}$$

Volba drážkovaného hřídele

Pro materiál drážkovaného hřídele 11 600 jsou dovolené napětí ve stříhu $\tau_{DS} = 80\text{MPa}$ a dovolený tlak pro kontrolu na otlačení $p_{Dov} = 63\text{MPa}$

Střih

$$F_8 = \frac{2 \cdot M_{KU''}}{d_8} \qquad F_8 = \frac{2 \cdot 1002960}{56} = 35820\text{N}$$

$$\tau_s = \frac{F}{S} \leq \tau_{DS} \qquad \implies \qquad S = \frac{F}{\tau_{DS}}$$

$$S_1 = \frac{F_8}{\tau_{DS}} \qquad S_1 = \frac{35820}{80} = 447,75\text{mm}^2$$

$$l_1 = \frac{S_1}{8 \cdot B} \qquad l_1 = \frac{447,85}{8 \cdot 10} = 5,59\text{mm}$$

Otlačení

$$p_o = \frac{F}{S} \leq p_{Dov} \quad \implies \quad S = \frac{F}{p_{Dov}}$$

$$S_2 = \frac{F_8}{p_{Dov}} \quad S_2 = \frac{35820}{63} = 568,57 \text{ mm}^2$$

$$l_2 = \frac{S_2}{8 \cdot \frac{D_{H2} - D_{H1}}{2}} \quad l_2 = \frac{568,57}{8 \cdot \frac{62 - 58}{2}} = 35,53 \text{ mm}$$

Nejvyšší hodnota je 35,53mm – volím minimální délku drážkované části hřídele 40mm

Výpočet ložiska

$$F_r = \frac{60000 \cdot P}{\pi \cdot n'} \cdot \left(\frac{1}{D_{U'}} + \frac{1}{D_K} \right) \quad F_r = \frac{60000 \cdot 5250}{\pi \cdot 50} \cdot \left(\frac{1}{410} + \frac{1}{300} \right) = 11575,61 \text{ N}$$

Stanovení dynamického ekvivalentu zatížení – pro axiální kuličkové ložisko je

$$P_R = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad P_R = 1 \cdot 11575,61 + 0 \cdot 0 = 11575,61 \text{ N}$$

Stanovení základní dynamické únosnosti

$$L_{10h} = \left(\frac{C_R}{P_R} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad \implies \quad C_R = P_R \cdot \sqrt[p]{\frac{L_{10h} \cdot 60 \cdot n}{10^6}}$$

Pro kuličková ložiska (s bodovým stykem je $p = 3$) Už

$$C_R = P_R \cdot \sqrt[p]{\frac{L_{10h} \cdot 60 \cdot n}{10^6}} \quad C_R = 11575,61 \cdot \sqrt[3]{\frac{50000 \cdot 60 \cdot 50}{10^6}} = 61504,61 \text{ N}$$

Z hlediska dvou-podporového držení hřídele volím 2x ložisko 6313 ČSN 02 4630, které má dynamickou únosnost 71000 N a vyhovuje tedy.

Návrh výstupní hřídele z pojistné spojky – Hřídel IX.

Výpočet je stejný jako pro hřídel VIII. – není nutno ji znovu počítat

Z hlediska zachycení i menších axiálních sil volím 7214 ČSN 02 4645, které má dynamickou únosnost 54000 N a vyhovuje tedy.

2.3 VÝPOČET SPOJKY

2.3.1 Materiál a rozměry třecích kol

Materiál třecích kol volím **litinu**. Na třecích plochách je nalepeno obložení na kov při práci za sucha (součinitel smykového tření $f = 0,4$), velký průměr třecí spojky D_{s2} volím 450mm, malý průměr třecí spojky D_{s1} volím o 60 mm méně.

$$D_{s1} = D_{s2} - 60 \qquad D_{s1} = 450 - 60 = 390mm$$

2.3.2 Velikost přitlačné síly

Hnaný kotouč s třecí plochou ve tvaru mezikruží (průměr D_1 a D_2) je na hnané hřídeli uložen posuvně a je přitlačován na pevný hnací kotouč axiální silou F_z ; pro bezpečný přenos kroutícího momentu M_k .

$$R_s = \frac{D_1 + D_2}{4} \qquad R_s = \frac{450 + 390}{4} = 210mm$$

$$F_z = \frac{M_{kU''}}{f \cdot R_s} \qquad F_z = \frac{1002960}{0,4 \cdot 210} = 11940N$$

2.3.3 Ovládací pružina

Při zanedbání napětí ve střihu a ohybu je pružina namáhána při stlačení krutem. Pro pružiny vyrobené z pružinové oceli 12 090 se doporučuje volit dovolená namáhání v krutu (při plném zatížení silou F_p) z pevnosti v tahu materiálu pružiny. Volím $\sigma_{Pt} = 1450MPa$

$$\tau_{DK} = 0,28 \cdot \sigma_{Pt} \qquad \tau_{DK} = 0,28 \cdot 1450 = 406MPa$$

$$F_p = 1,2 \cdot F_z \qquad F_p = 1,2 \cdot 11940 = 14328N$$

$$D_s = 2 \cdot D_{H1} \qquad D_s = 2 \cdot 56 = 112mm$$

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} = \frac{16 \cdot F_p}{2 \cdot \pi \cdot d_p^3} \quad \implies \quad d_p = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot F_p \cdot D_s}{\pi \cdot \tau_{DK}}}$$

$$d_p = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot F_p \cdot D_s}{\pi \cdot \tau_{DK}}} \qquad d_p = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 14328 \cdot 112}{\pi \cdot 406}} = 21,59mm$$

Dle tabulek volím $d_p = 22mm$

$$z = n + n_z$$

$$z = 7 + 1 - \text{celkem } 8 \text{ závitů}$$

$$l_d = 1,05 \cdot z \cdot d_p$$

$$l_d = 1,05 \cdot 8 \cdot 22 = 184,8 \text{ mm}$$

$$y = \frac{8 \cdot D_S^3 \cdot F_p \cdot n}{G \cdot d_p^4}$$

$$y = \frac{8 \cdot 112^3 \cdot 14328 \cdot 7}{7,85 \cdot 10^4 \cdot 22^4} = 61,3 \text{ mm}$$

$$l_0 = l_d + 0,1 \cdot d_p \cdot n + y$$

$$l_0 = 184,8 + 0,1 \cdot 22 \cdot 7 + 61,3 = 261,5 \text{ mm}$$

$$k = \frac{G \cdot d_p^4}{8 \cdot n \cdot D_S^3}$$

$$k = \frac{7,85 \cdot 10^4 \cdot 22^4}{8 \cdot 7 \cdot 112^3} = 233,73$$

2.3.4 Měrný tlak ve stykových plochách

$$S = \frac{\pi \cdot (D_{H2}^2 - D_{H1}^2)}{4}$$

$$S = \frac{\pi \cdot (450^2 - 390^2)}{4} = 39584,07 \text{ mm}^2$$

$$p = \frac{F_p}{S}$$

$$p = \frac{14328,1}{39584,07} = 0,36 \text{ MPa}$$

$$p \leq p_{DOV}$$

$$0,36 \text{ MPa} \leq (0,15 \div 0,4) \text{ MPa} - \text{vyhovuje}$$

2.3.5 Přenášený výkon

$$M_{K2} \leq M_t$$

$$M_t = \frac{2 \cdot \pi \cdot p \cdot f}{3} \cdot \left[\left(\frac{D_{H2}}{2} \right)^3 - \left(\frac{D_{H1}}{2} \right)^3 \right]$$

$$M_t = \frac{2 \cdot \pi \cdot 0,36 \cdot 0,4}{3} \cdot \left[\left(\frac{450}{2} \right)^3 - \left(\frac{390}{2} \right)^3 \right] = 1199057,95 \text{ N.mm}$$

$$M_t \geq 1,2 \cdot M_{KU''}$$

$$1199057,95 \geq 1,1 \cdot 1002960 = 1103256 - \text{vyhovuje}$$

$$P' = \frac{M_t \cdot n}{60 \cdot 159,2}$$

$$P' = \frac{1199057,95}{60 \cdot 159,2} = 6276,48 \text{ W}$$

$$k = \frac{P'}{P_2 \cdot \eta_{UV}} > 1$$

$$k = \frac{6276,48}{5250 \cdot 0,955} = 1,25 > 1 - \text{vyhovuje}$$

ZÁVĚR

Řešení pohonu zařízení s planetovou převodovkou a pojistnou spojkou jsem si rozdělil na tři hlavní části. V první části jsem se zabýval volbou pohonu. Pro zadaný převodový poměr $i = 80$ a výstupní otáčky $n = 50 \text{ min}^{-1}$ jsou otáčky na vstupu do převodovky $n_{\text{vstup}} = 4000 \text{ min}^{-1}$. Rozhodl jsem se pro elektromotor se jmenovitými otáčkami 3000 min^{-1} a užít řemenového převodu, abych získal potřebné vstupní otáčky. Při výběru motoru jsem musel brát ohled na žádaný výkon převodovky $P = 5 \text{ kW}$. Musel jsem si uvědomit, že každá část počítaného celku má svojí účinnost. Jedná se o účinnost samotného motoru, dále pak o účinnost řemenového převodu a také o účinnost celé převodovky a jejích dílčích členů. S ohledem na všechny tyto faktory jsem volil motor Siemens 1LA9 106. Pro zajištění požadovaných vstupních otáček jsem se rozhodl použít převod klínovým řemen typu „Z“ dle ČSN 02 3114. Výpočtem jsem zjistil, že pro přenesení požadovaných otáček při relativně nízkém kroutícím momentu postačí dva tyto řemeny.

V druhé části výpočtu jsem se zabýval samotnou převodovkou. Jako první jsem musel ze všech možných typů těchto převodovek vybrat vhodný typ. Tato volba je detailněji popsána na straně 48. Po několika nevhodně navržených převodovkách jsem se nakonec rozhodl pro tří-stupňovou planetovou převodovku složenou ze tří převodovek typu K-U a). První stupeň převodovky je přímo zapojen na hnanou hřídel řemenového převodu. Na této hřídeli se nachází pastorek, který roztáčí dva satelity. Tyto satelity jsou současně v záběru také s korunovým kolem a jsou pomocí hřídelí spojeny s unášečem. Unášeč je pomocí hřídele spojen s pastorkem druhého stupně převodovky. Tento pastorek nyní pohání čtyři satelity, které jsou taktéž současně v záběru s korunovým kolem. Pohon třetího stupně převodovky je uskutečněn stejným způsobem jako stupeň třetí. Tyto převody jsou uzavřeny v dělené převodovkové skříni s dělící rovinou o hlavní ose převodovky. Detailnější tvar a rozměry této převodové skříně jsou v příložené výkresové dokumentaci.

V třetí části výpočtu jsem se zaměřil na výpočet pojistné spojky. Ze všech možných typů pojistných spojek jsem si zvolil třecí spojku, která je automaticky ovládaná tlačnou pružinou. Spojku jsem navrhnul tak, aby při překročení kroutícího momentu o 20% začala tato spojka prokluzovat a tím ochránila stroj zapojený za touto spojkou. Detailnější tvar a rozměry jsou uvedeny v příložené výkresové dokumentaci.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] SVOBODA J.: Planetové převody, Vydavatelství ČVUT 2005
- [2] KŘÍŽ R.: Strojní součásti I, Praha: Nakladatelství SNTL 1990
- [3] HELLER J. HUŠKA Z. : Strojní součásti II, Nakladatelství technické literatury SNTL 1986 – Praha
- [4] LEINVEBER J. ŘASA J. VÁVRA P.: Strojnické tabulky – upravené a doplněné vydání, Vydavatelství Scientia 1999
- [5] BOLEK,A. - KOCHMAN,J. - Kol. : Části strojů, 1.svazek - Technický průvodce 6. Praha: Nakladatelství SNTL, 1989
- [6] BOLEK,A. - KOCHMAN,J. - Kol. : Části strojů, 2.svazek - Technický průvodce 6. Praha: Nakladatelství SNTL, 1990
- [7] BUREŠ, V. : Části strojů 1 - Části spojovací, hřídele osy, ložiska a spojky. Plzeň: VŠSE, 1988
- [8] BUREŠ, V. : Části strojů 2 - Spojky. Plzeň: VŠSE, 1990
- [9] BOHÁČEK F. a kolektiv: Části a mechanismy strojů 1 - Základy konstruování. Brno: VUT, 1981
- [10] BOHÁČEK F. a kolektiv: Části a mechanismy strojů 2 - Hřídele, tribologie, ložiska. Brno: VUT, 1983
- [11] Encyklopedie Wikipedie [online]. Dostupný z WWW: <http://cs.wikipedia.org/> [citováno 5.1. - 15.5. 2008]
- [12] Strojírenská příručka programu Autodesk Mechanical for Autocad [online]. Dostupný z WWW: <http://www.kks.zcu.cz/podklady/PRIRUCKA/> [citováno 5.1. - 15.5. 2008]
- [13] Mechanical, Industrial and Technical Calculations. [online]. Dostupný z WWW: <http://mitcalc.tcad.cz/Download-mitcalc/> [citováno 5.1. - 15.5. 2008]

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Jednotka	Význam
i	1	Převodový poměr
P	W	Výkon
n	min^{-1}	Otáčky
L_{10h}	hod.	Základní trvanlivost ložisek
η	1	Mechanická účinnost
D_p, d_p	mm	Průměr hnané a hnací řemenice
v	m.s^{-1}	Obvodová rychlost řemene
π	1	Ludolfovo číslo (3,141592654)
A, a, a_{skut}	mm	Osové vzdálenosti
β	°	Úhel opásání malé řemenice
L_p	mm	Délka řemene
W	mm^2	Koeficient potřebný pro určení délky řemene
y	mm^2	Koeficient potřebný pro určení délky řemene
c_1	1	Součinitel úhlu opásání
c_2	1	Součinitel provozního zatížení
c_3	1	Součinitel délky řemene
z	ks	Počet řemenů
τ_{Dk}	MPa	Napětí v krutu - dovolené
M_k	N.mm	Kroutící moment
d, d_{min}	mm	Minimální průměr hřídele
J_p	mm^4	Polární moment
τ	MPa	Tečné napětí
τ_s	MPa	Smykové napětí
k	1	Koeficient bezpečnosti
F	N	Síla
S_1	mm^2	Střižná plocha pera
p	MPa	Měrný tlak
S_2	mm^2	Plocha pera na kterou působí měrný tlak

l_1, l_2, l_3	mm	Vypočtené minimální délky per
P_R	N	Dynamické ekvivalentní zatížení ložiska
C_R	N	Dynamická únosnost ložiska
p	1	Exponent (dle typu ložisek)
N	1	Počet cyklů části
σ_{Pt}	MPa	Napětí v tahu
Z_1, Z_1', Z_1''	1	Počet zubů pastorku
Z_2, Z_2', Z_2''	1	Počet zubů satelitu
Z_3, Z_3', Z_3''	1	Počet zubů korunového kola
m_{1p}, m_{2p}, m_{3p}	1	Předběžný modul ozubení
m_s, m_s', m_s''	1	Skutečný modul ozubení
$d_{R1}, d_{R1}', d_{R1}''$	mm	Roztečné kružnice pastorků
$d_{R2}, d_{R2}', d_{R2}''$	mm	Roztečné kružnice satelitů
$d_{R3}, d_{R3}', d_{R3}''$	mm	Roztečné kružnice korunových kol
$d_{a1}, d_{a1}', d_{a1}''$	mm	Hlavová kružnice pastorků
$d_{a2}, d_{a2}', d_{a2}''$	mm	Hlavová kružnice satelitů
$d_{a3}, d_{a3}', d_{a3}''$	mm	Hlavová kružnice korunových kol
$d_{f1}, d_{f1}', d_{f1}''$	mm	Patní kružnice pastorků
$d_{f2}, d_{f2}', d_{f2}''$	mm	Patní kružnice satelitů
$d_{f3}, d_{f3}', d_{f3}''$	mm	Patní kružnice korunových kol
p_r, p_r', p_r''	mm	Rozteč zubů
b_w, b_w', b_w''	mm	Šířka ozubení
Y_F	1	Součinitel tvaru zubu
k_α	1	Součinitel koncentrace napětí
σ_{CN}	MPa	Mez dlouhodobé únavové pevnosti
k_β	1	Součinitel vrubu
σ_{FD}	MPa	Dovolené namáhání v ohybu
S_{Fmin}	1	Minimální součinitel bezpečnosti
Y_R	1	Součinitel jakosti povrchu
Y_M	1	Součinitel velikosti

K_F	1	Součinitel zatížení
K_1	1	Součinitel vnějších dynamických sil pro pohon elektromotorem
K_V	1	Součinitel vnitřních dynamických sil
$K_{F\alpha}$	1	Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů
σ_F	MPa	Výpočtové nominální napětí
σ_{Fkrit}	MPa	Kritické napětí
S_F	1	Součinitel bezpečnosti na ohyb
K_H	1	Součinitel zatížení na dotyk
Z_H	1	Součinitel tvaru zubů
α	°	Úhel profilu
α_w	°	Úhel záběru
r_w	mm	Poloměr valivých kružnic nástroje
d_w	mm	Průměr valivých kružnic nástroje
σ_H	MPa	Hodnota tlaku v ozubení
$\bar{\sigma}_C$	MPa	Mez únavy v dotyku
Z_R	1	Součinitel jakosti
Z_L	1	Součinitel vlivu maziva
Z_v	1	Součinitel vlivu obvodové rychlosti
σ_{Hkrit}	MPa	Kritické napětí v dotyku
S_H	1	Bezpečnost v dotyku
ϑ	°	Úhel mezi satelity
ϑ_{min}	°	Minimální úhel mezi satelity
a_k	1	Počet satelitů

SEZNAM OBRÁZKŮ

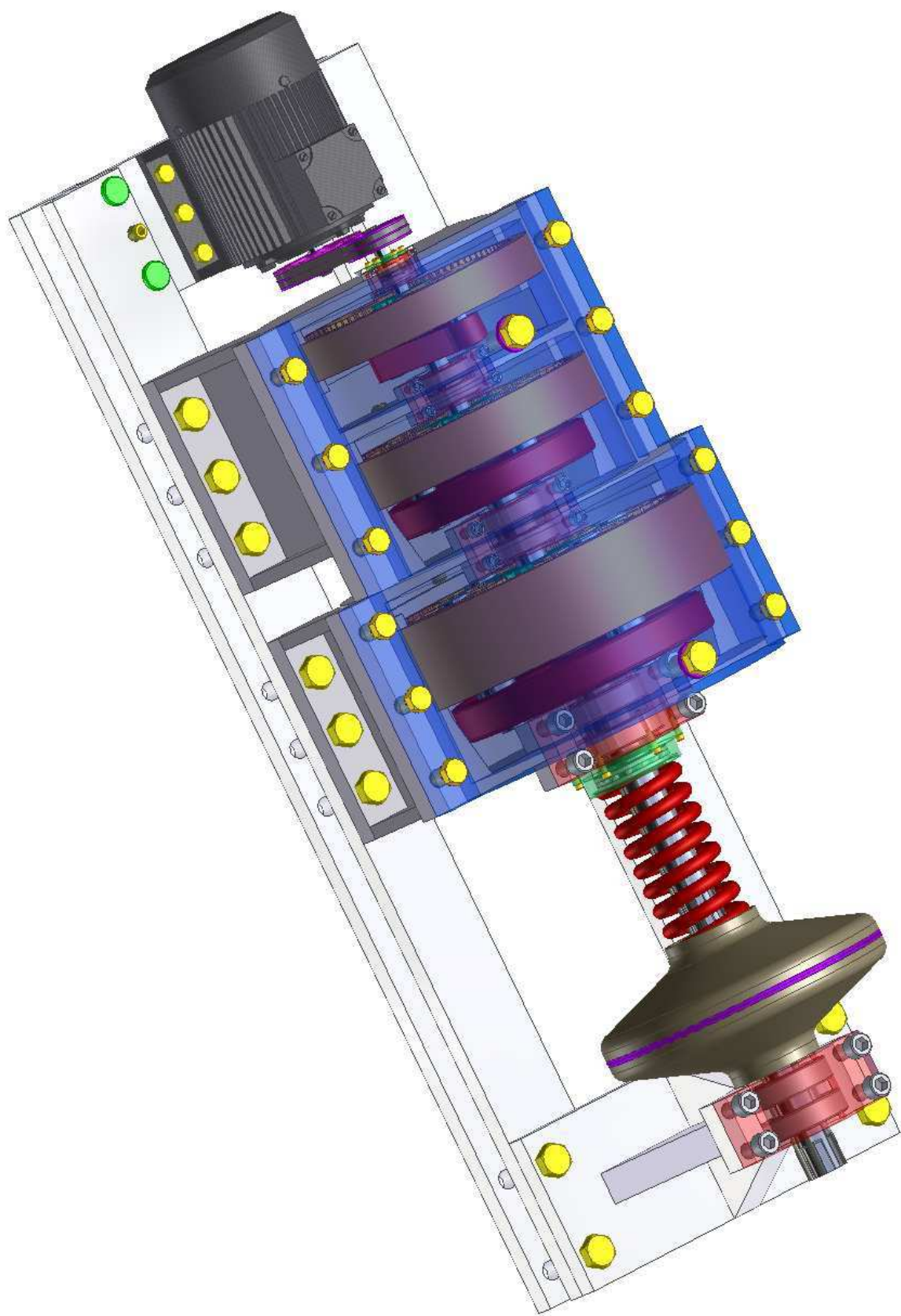
Obr. 1	Převodovka	8
Obr. 2	Schéma elektromotoru	10
Obr. 3	Princip funkce krokového motoru	13
Obr. 4	Princip funkce lineárního elektromotoru	13
Obr. 5	Čelní soukolí s vnějším ozubením.....	14
Obr. 6	Čelní soukolí s vnitřním ozubením.....	14
Obr. 7	Čelní soukolí se zakřivenými zuby.....	14
Obr. 8	Kuželové soukolí s přímými zuby	14
Obr. 9	Šroubové soukolí	15
Obr. 10	Válcový šnek a globoidní šnekové kolo.	15
Obr. 11	Hypoidní soukolí se zakřivenými zuby.....	15
Obr. 12	Hypoidní soukolí s přímými zuby.....	15
Obr. 13	Globoidní šnek a globoidní šnekové kolo	15
Obr. 14	Kuželové soukolí se zakřivenými zuby	15
Obr. 15	Evolventní křivka	16
Obr. 16	Odval kružnice po přímce.....	16
Obr. 17	Odval kružnice po kružnici.....	16
Obr. 18	Kružnice spolu-zabírajících zubů	17
Obr. 19	Boční křivky zubů.....	18
Obr. 20	Geometrie přímého ozubení - vnějšího.....	19
Obr. 21	Rozměry ozubeného hřebenu.....	21
Obr. 22	Radiální vůle.....	21
Obr. 23	Podřezání zubů	22
Obr. 24	Určení mezního počtu zubů	22
Obr. 25	Základní kolo bez posunutí.....	23
Obr. 26	Základní kolo s kladným posunutím.....	23
Obr. 27	Základ. kolo se záporným posunutím	23
Obr. 28	Geometrie přímého ozubení - vnitřního	25
Obr. 29	Smysly otáčení na planetové převodovce	28
Obr. 30	Schéma planetové převodovky	28
Obr. 31	Boční vůle mezi satelity.....	32
Obr. 32	Obrázek souososti vnějších hřídelů	32
Obr. 33	Pojistná kolíková spojka.....	36
Obr. 34	Ozubcová spojka.....	37
Obr. 35	Čelní zubová spojka.....	37
Obr. 36	Kuličková pojistná spojka - radiální	38
Obr. 37	Kuličková pojistná spojka - axiální	38
Obr. 38	Lamelová třecí pojistná spojka – typ 1	39
Obr. 39	Lamelová třecí pojistná spojka – typ 2	40
Obr. 40	Schéma počítané planetové převodovky.....	48
Obr. 41	Schéma drážkované hřídele	81

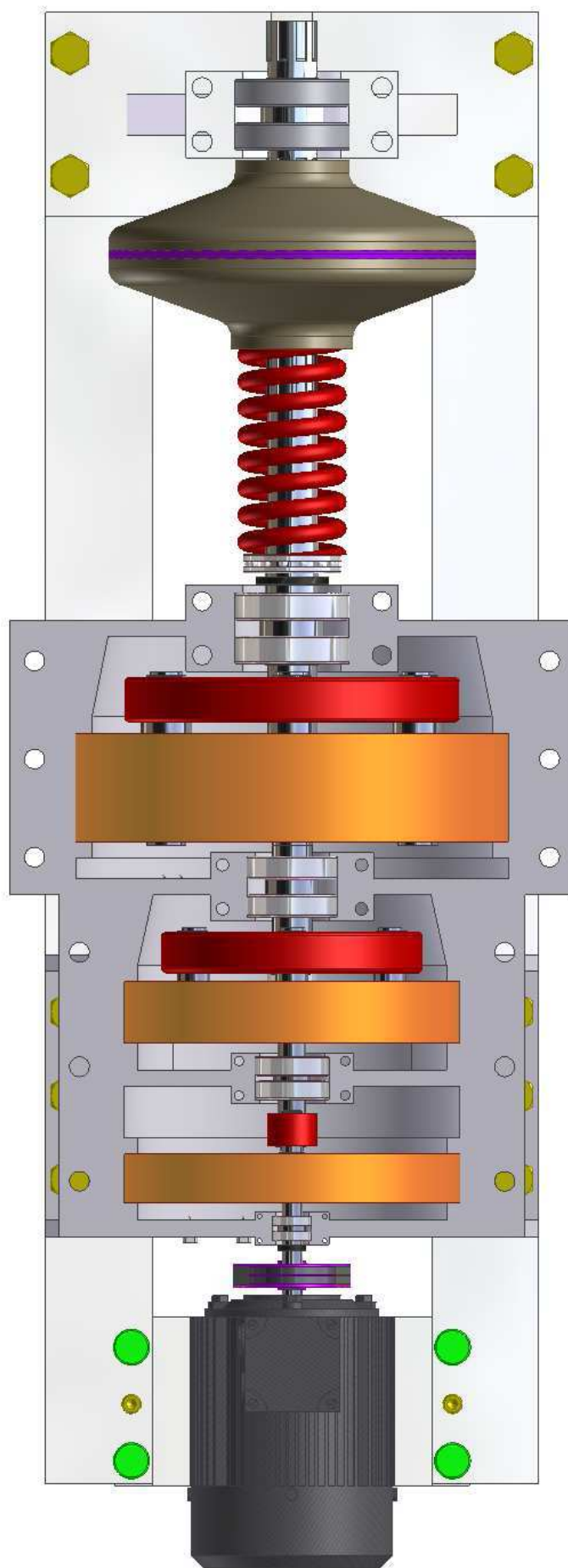
SEZNAM PŘÍLOH

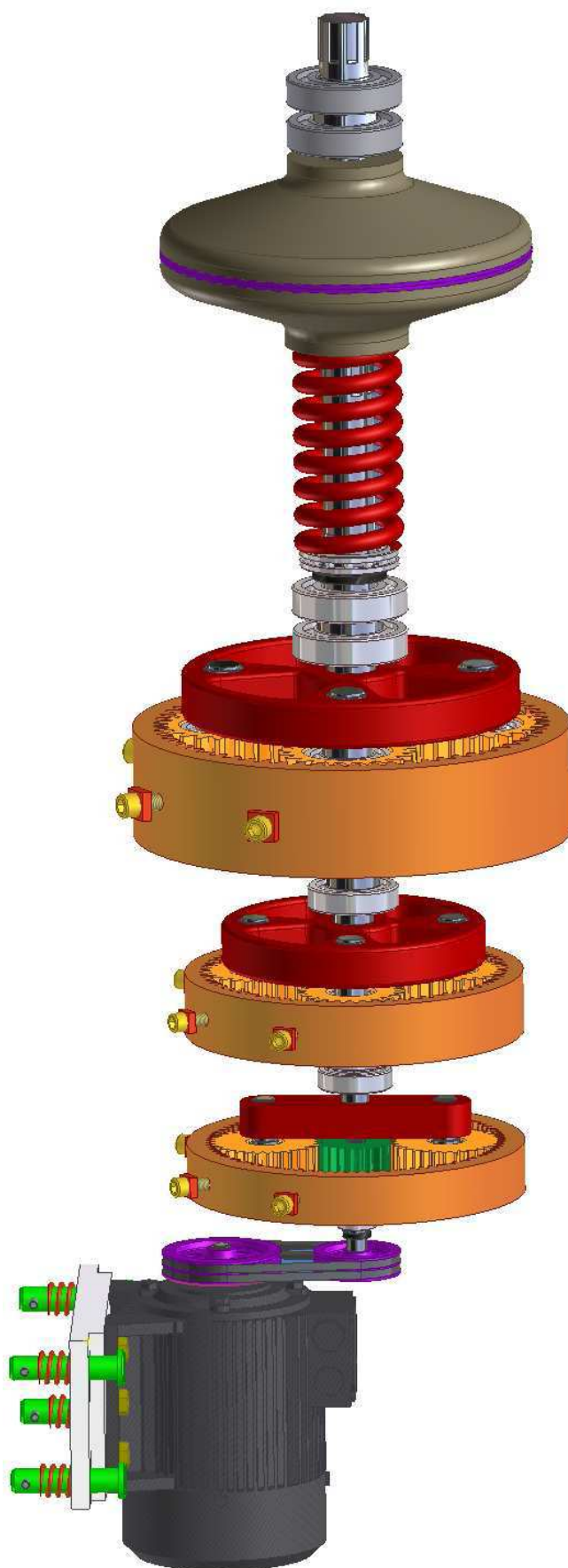
PITZ–BC101	–	Sestava
PITZ–BC101	–	Hřídel 2
PITZ–BC102	–	Hřídel 3
PITZ–BC103	–	Hřídel 4
PITZ–BC104	–	Hřídel 5
PITZ–BC105	–	Hřídel 6
PITZ–BC106	–	Hřídel 7
PITZ–BC107	–	Hřídel 8
PITZ–BC108	–	Hřídel 9
PITZ–BC109	–	Tvarová podložka 1
PITZ–BC110	–	Tvarová podložka 2
PITZ–BC111	–	Obložení třecí spojky
PITZ–BC112	–	Hnací řemenice
PITZ–BC113	–	Hnaná řemenice
PITZ–BC114	–	Unášec 1
PITZ–BC115	–	Unášec 2
PITZ–BC116	–	Unášec 3
PITZ–BC117	–	Víko 1
PITZ–BC118	–	Víko 2
PITZ–BC119	–	Ustavovací deska
PITZ–BC120	–	Pružina spojky
PITZ–BC121	–	Ustavovací pružina
PITZ–BC122	–	Objímka 1
PITZ–BC123	–	Objímka 2
PITZ–BC124	–	Objímka 3
PITZ–BC125	–	Objímka 4
PITZ–BC126	–	Objímka 5
PITZ–BC127	–	Třecí spojka 1
PITZ–BC128	–	Třecí spojka 2
PITZ–BC129	–	Pastorek 1
PITZ–BC130	–	Pastorek 2

PITZ–BC131	–	Pastorek 3
PITZ–BC132	–	Satelit 1
PITZ–BC133	–	Satelit 2
PITZ–BC134	–	Satelit 3
PITZ–BC135	–	Ozubený věnec 1
PITZ–BC136	–	Ozubený věnec 2
PITZ–BC137	–	Ozubený věnec 3
PITZ–BC138	–	Konzola
PITZ–BC139	–	Skříň 2
PITZ–BC140	–	Skříň 1 (SESTAVA)
PITZ–BC140-1	–	Skříň 1 - základ
PITZ–BC140-2	–	Objímka 1-2
PITZ–BC140-3	–	Objímka 2-2
PITZ–BC140-4	–	Objímka 3-2
PITZ–BC140-5	–	Objímka 4-2
PITZ–BC140-6	–	Noha 1
PITZ–BC140-7	–	Noha 2
PITZ–BC141	–	Konzola spojky (SESTAVA)
PITZ–BC141-1	–	Základna
PITZ–BC141-2	–	Deska 1
PITZ–BC141-3	–	Objímka konzoly
PITZ–BC141-4	–	Deska 2
3D Model 1 (str. 93)	–	Izometrický pohled 1 s průhledným víkem
3D Model 2 (str. 94)	–	Nárys převodovky (bez víka)
3D Model 3 (str. 95)	–	Izometrický pohled hlavních částí

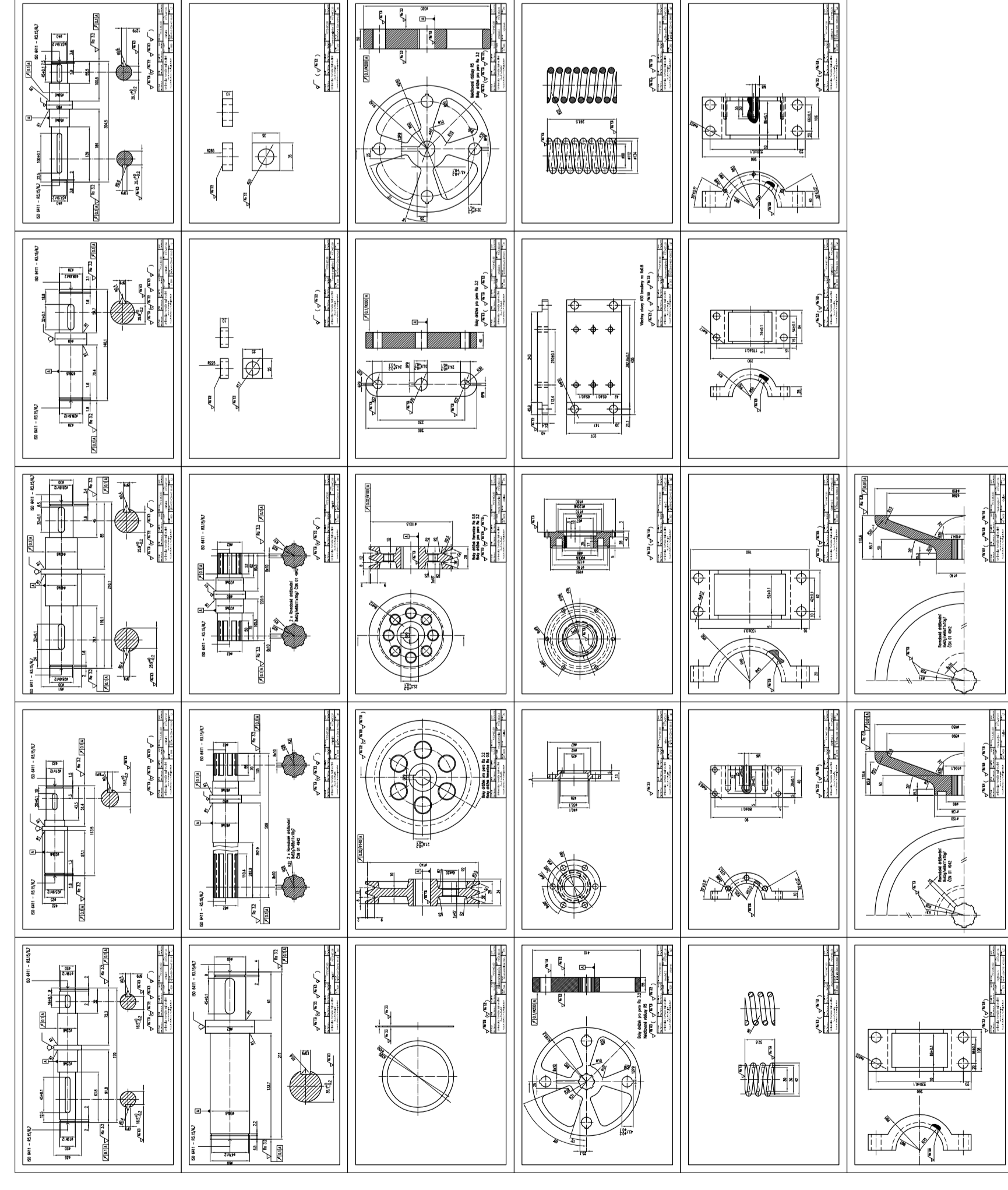
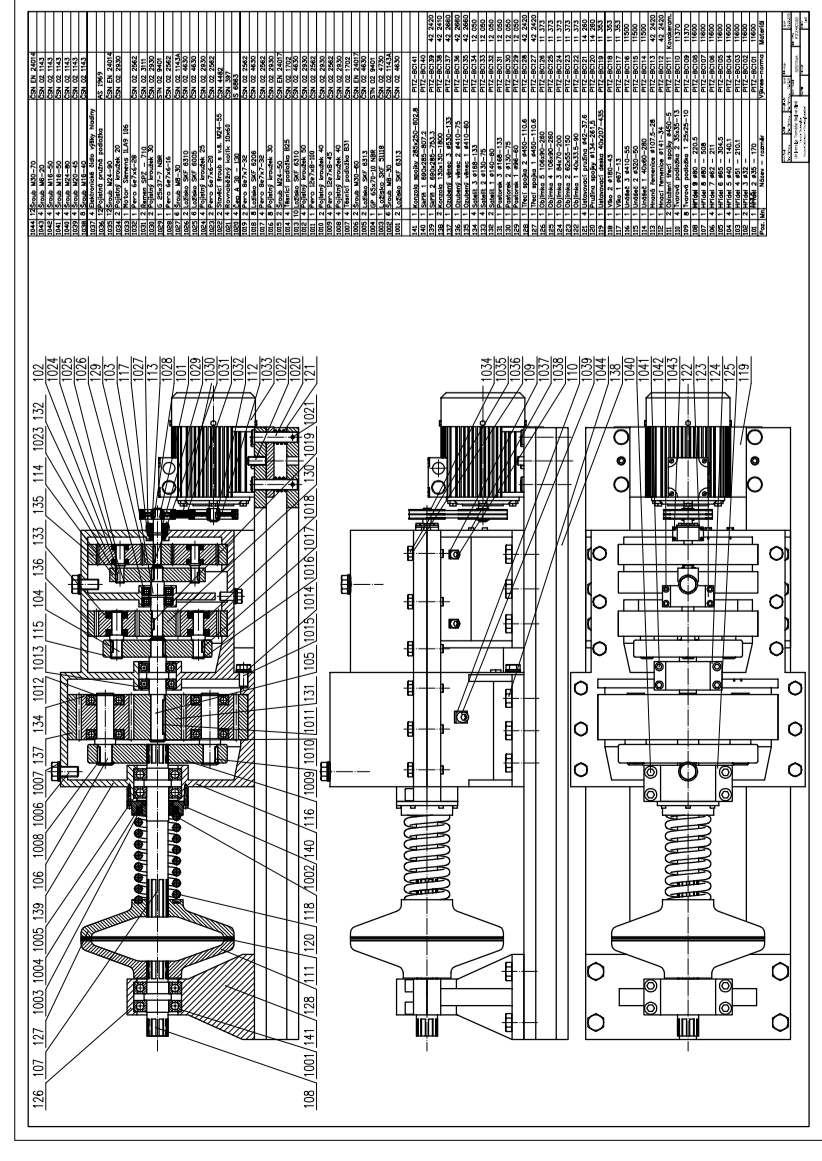
PŘÍLOHA – 3D MODELY



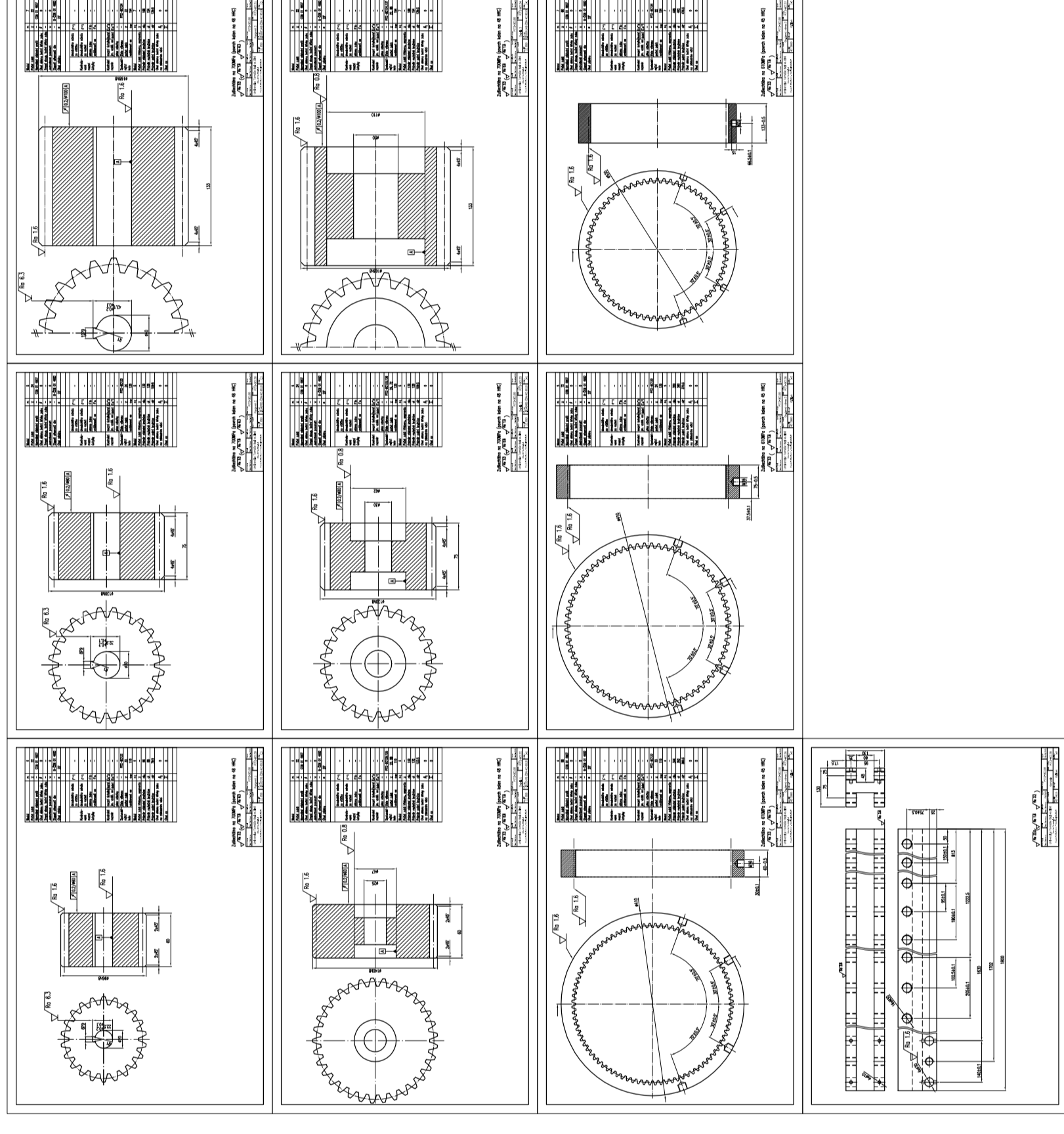




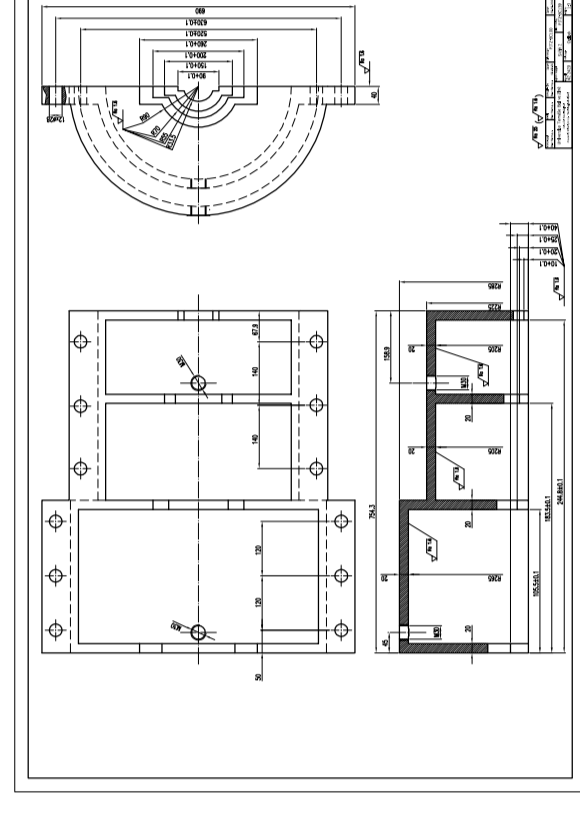
A1 Sestava1 A4 – Sestava1



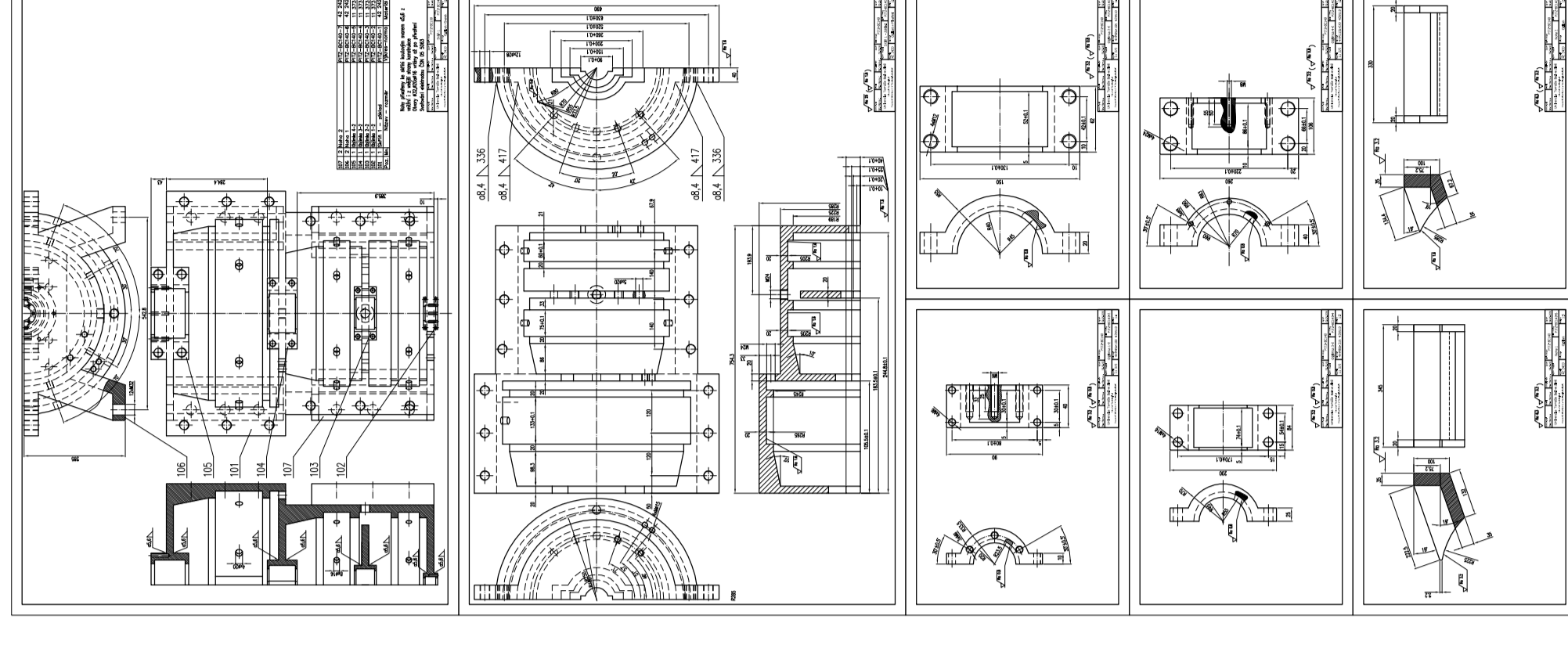
A3 – Sestava1



A2 Sestava1



Sestava2

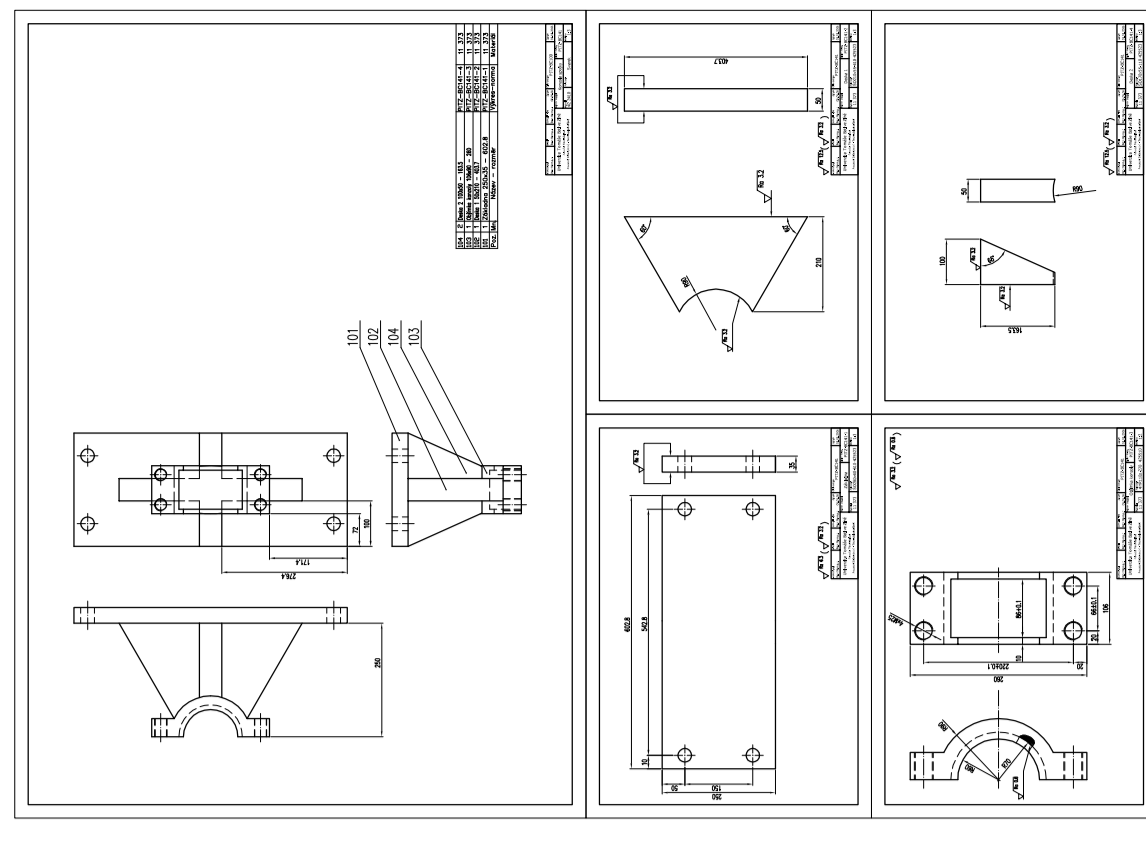


A2

A2

A4

Sestava3



A2

A4