

Pohon zařízení s planetovou převodovkou a pojistnou spojkou

Jiří Macourek

Bakalářská práce
2007



Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta technologická

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta technologická
Ústav výrobního inženýrství
akademický rok: 2006/2007

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: Jiří MACOUREK
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 studii k danému tématu
2. Návrh převodovky proveďte pro převod $i = 100$, výkon $P = 5 \text{ kw}$, výstupní otáčky $n = 20 \text{ min}^{-1}$
3. Nakreslete sestavu převodovky
4. Zhotovte výrobní dokumentaci

Rozsah práce:

Rozsah příloh:

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

Seznam odborné literatury:

Dle doporučení vedoucího BP.

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. František Volek, CSc.

Ústav výrobního inženýrství

Datum zadání bakalářské práce:

13. února 2007

Termín odevzdání bakalářské práce:

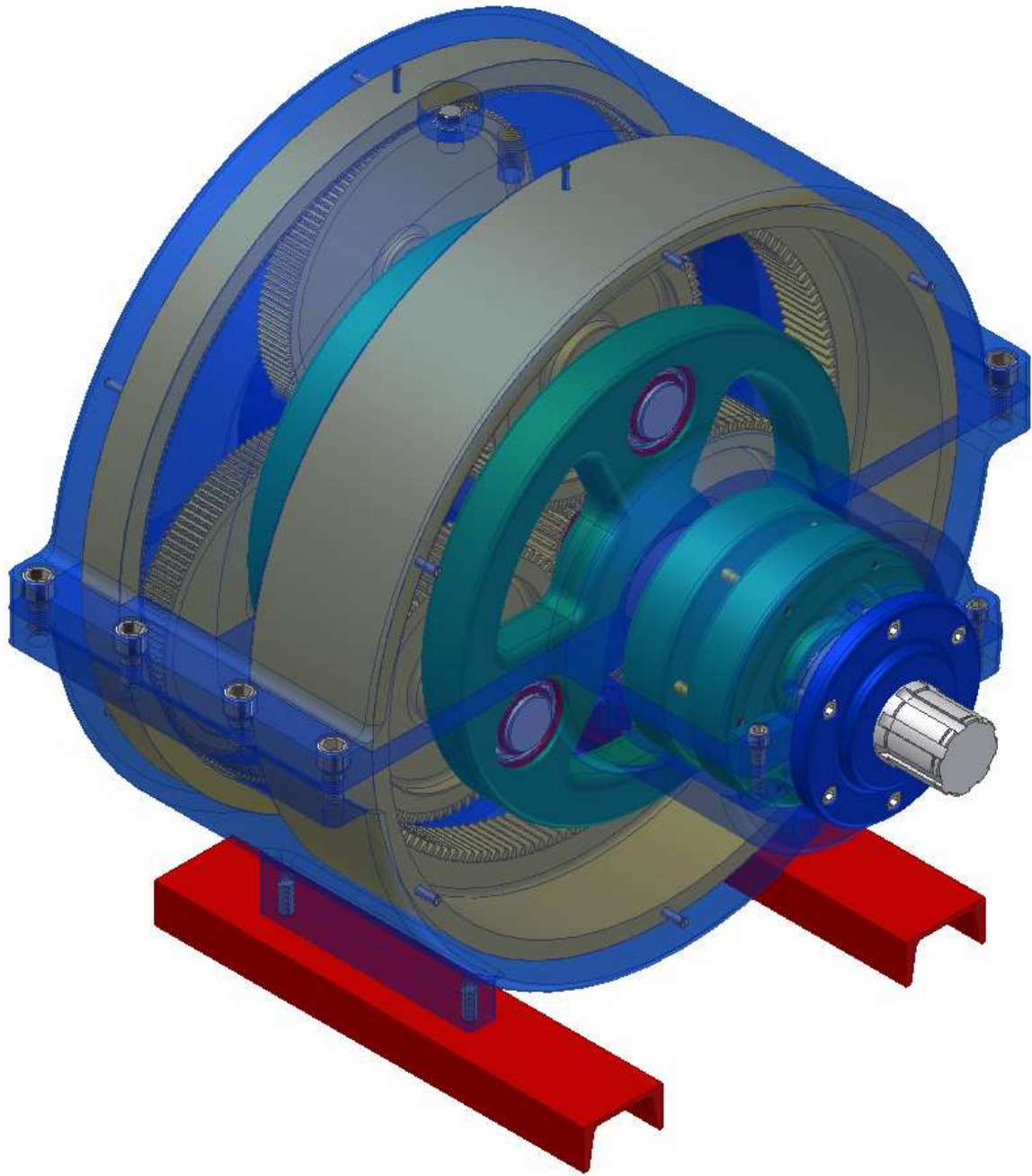
31. května 2007

Ve Zlíně dne 29. ledna 2007


prof. Ing. Ignác Hoza, CSc.
děkan




doc. Ing. Miroslav Maňas, CSc.
ředitel ústavu



ABSTRAKT

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

Klíčová slova: planetová převodovka, konstrukce planetové převodovky

ABSTRACT

Bachelor thesis analyzes planetary transmission, advantage and disadvantage planetary transmission and planetary gearbox. Diploma work contains also calculation and construction planetary gearbox for akcept value.

Keywords: planetary transmission, construction planetary gearbox

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

Souhlasím s tím, že s výsledky mé práce může být naloženo podle uvážení vedoucího bakalářské práce a vedoucího katedry.

V případě publikace budu uveden jako spoluautor.

Prohlašuji, že jsem na celé bakalářské práci pracoval samostatně a použitou literaturu jsem citoval.

Ve Zlíně dne

.....

Podpis diplomanta

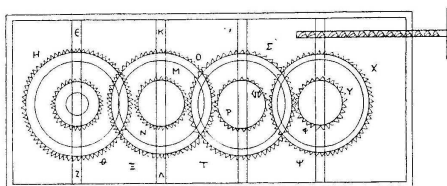
OBSAH

ÚVOD	9
I STUDIJNÍ A TEORETICKÁ ČÁST	10
1 PŘEVOD OZUBENÝMI KOLY	11
1.1 CHARAKTERISTIKA OZUBENÉHO SOUKOLÍ	11
1.2 ZÁKLADNÍ POJMY	11
1.2.1 Základní zákon ozubení:	18
1.2.2 Základní parametry:	19
1.3 PODŘEZÁNÍ PATY ZUBŮ	21
1.4 MEZNÍ POČET ZUBŮ	22
1.5 POSUNUTÍ PROFILU	23
1.6 SILOVÉ A PŘEVODOVÉ POMĚRY, ÚČINNOST.....	24
2 PLANETOVÉ OZUBENÉ PŘEVODY	26
2.1 ZÁKLADNÍ POJMY PLANETOVÉHO MECHANISMU:.....	26
2.1.1 Přehled základních typů planetových převodů:.....	27
2.2 KONSTRUKČNĚ – GEOMETRICKÉ PODMÍNKY:.....	29
2.2.1 Podmínka smontovatelnosti:	29
2.2.2 Podmínka sousostí:.....	30
2.2.3 Podmínka sousedství:.....	30
2.2.4 Konstrukční omezení:	31
2.3 VÝHODY A NEVÝHODY PLANETOVÝCH PŘEVODŮ A JEJICH POUŽITÍ:	31
2.4 MAZÁNÍ SOUKOLÍ:.....	32
2.5 PŘEVODOVÉ SKŘÍNĚ:	33
2.6 POJISTNÉ SPOJKY:.....	33
2.6.1 Prokluzovací (třecí) pojistné spojky:.....	34
2.6.2 Vysmekovací pojistné spojky:.....	35
2.6.3 Pojistné spojky s rozrušitelnými prvky:	35
II PRAKTICKÁ ČÁST	36
3 VÝPOČET A NÁVRH ZABEZPEČOVACÍHO POHONU VÝROBNÍHO ZAŘÍZENÍ S PLANETOVOU PŘEVODOVKOU A POJISTNOU SPOJKOU	37
3.1 VÝPOČET PLANETOVÉ PŘEVODOVKY	37
3.1.1 Stanovení cílů bakalářské práce	37
3.1.2 Schéma	37
3.1.3 Výpočet počtu zubů a účinnosti:	38
3.1.4 Kroutící moment na hnacím a hnaném hřídeli při $\eta=1$:	39
3.1.5 Přepočet části A:.....	39

3.1.6	Výpočet modulu, hlavních rozměrů soukolí a pevnostní výpočet části A:.....	41
3.1.7	Propočet části B:.....	44
3.1.8	Výpočet modulu, hlavních rozměrů a pevnostní výpočet části B:	44
3.1.9	Silové poměry:	47
3.1.10	Výpočet hřídele I:	48
3.1.11	Výpočet hřídele II:.....	51
3.1.12	Výpočet hřídele III:	52
3.1.13	Výpočet hřídele IV:	54
3.1.14	Výpočet hřídele V:	56
3.1.15	Výpočet hřídele VI:	58
3.2	DOPLŇUJÍCÍ GEOMETRICKÉ PODMÍNKY:	58
3.2.1	Podmínka smontovatelnosti:	58
3.2.2	Podmínka vůle mezi satelity:	58
3.3	VÝPOČET POJISTNÉ SPOJKY	59
4	ZÁVĚR.....	60
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....	61
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	62
	SEZNAM OBRÁZKŮ	65
	SEZNAM PŘÍLOH.....	66

ÚVOD

Již v době antiky jistý Héroe objevil využití ozubeného převodu, když sestavil stroj s názvem barulkos (Obr. 1). Jednalo se o vysoce zpřevodovaný vrátek s ozubenými koly, případně s předřazeným šnekovým soukolím, s celkovým převodem asi 200, kterým bylo možno zvednout břemeno o hmotnosti až 25 tun, což je obrovské i ze současného hlediska. [9]



Obr. 1 Barulkos

Tehdejší kola byla vyrobena ze dřeva a boky zubů se opracovávali ručně, popřípadě zuby z tvrdšího dřeva se vsazovaly do věnců. Později se začala ozubená kola odlévat podle dřevěných modelů a od 18. století se pro výrobu zubových mezer používá strojního obrábění. S rozvojem techniky jsou na ozubené převody kladeny stále větší požadavky. Vyžaduje se zmenšení rozměrů a snížení hmotnosti, větší pevnost a životnost jednotlivých zubů.

Soustava ozubených kol je hlavní součást v převodových ústrojích. Spolu s dalšími součástmi tvoří mechanismus ke změně kroutícího momentu a otáček a proto jsou hlavní součástí v pohonech strojů a zařízení. [8]

I. STUDIJNÍ A TEORETICKÁ ČÁST

1 PŘEVOD OZUBENÝMI KOLY

Ozubený převod přenáší otáčivý pohyb a mechanickou energii z jednoho hřídele na druhý. Ozubeným kolem se zajistí stálý převodový poměr. Zuby jednoho kola zapadají do mezer druhého kola.

Ozubené převody se vyznačují velkou účinností, spolehlivostí, životností a jednoduchou obsluhou. Výroba je naopak složitá a vyžaduje speciální nástroje a obráběcí stroje.

Ozubená kola, která spolu zabírají, tvoří soukolí. Převod ozubenými koly může být jednoduchý nebo složený. Jednoduchý převod se skládá z dvojice kol, menší kolo se nazývá pastorek. Složený se skládá ze tří a více stejně nebo různě velkých kol, nebo několika dvojic kol.

1.1 Charakteristika ozubeného soukolí

Úkolem soukolí je vytvoření kinematické a silové vazby mezi relativně blízkými hřídeli při požadované transformaci úhlové rychlosti ω a kroutícího momentu M_k a při co nejvyšší mechanické účinnosti η .

Změna otáčivého pohybu mezi dvěma hřídeli charakterizuje převodový poměr i , který při číselném značení spolu zabírajících členů je definován vztahem: $i_{1,2} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$

Velikost poměru i se zpravidla chápe jako absolutní hodnota; hodnoty $i > 1$ odpovídají převodům do pomala, hodnoty $i < 1$ charakterizují převod do rychla. [3]

1.2 Základní pojmy

Roztečné válce protínají čelní rovinu (kolmo k osám hřídelí O_1, O_2) ve valivých kružnicích k_{r1}, k_{r2} (Obr. 2). Styková přímka u roztečných válců protíná čelní rovinu ve valivém bodě V. Menší kolo soukolí se nazývá pastorek a všechny jeho veličiny mívají index 2. Obvodová rychlost na roztečných kružnicích je stejná. [8]

Z této podmínky lze vyjádřit převodový poměr:

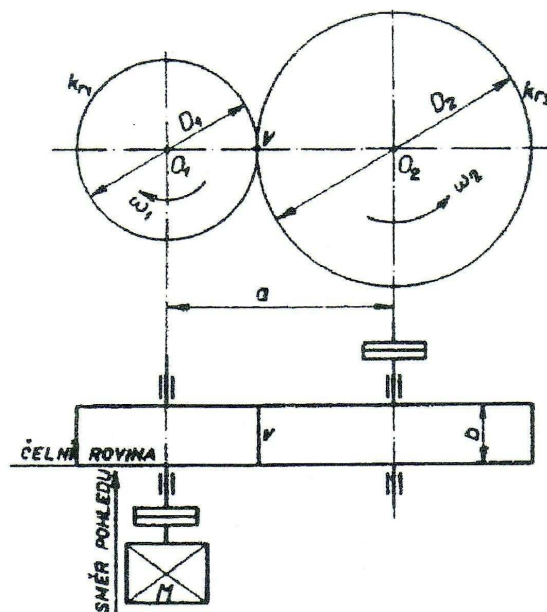
$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{D_2}{D_1}$$

n_1, n_2 – otáčky hřídelí O_1, O_2 [1/min]

ω_1, ω_2 – úhlové rychlosti hřídelí O_1, O_2 [m/rad]

z_1, z_2 – počty zubů pastorku a kola

D_1, D_2 – průměr roztečných kružnic [mm]



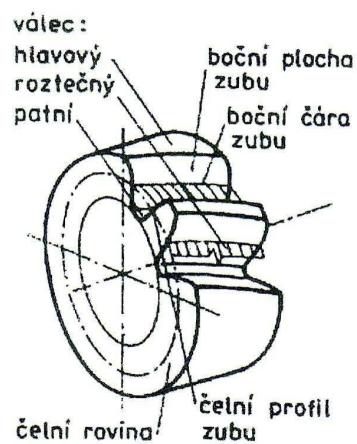
Obr. 2 Smysl otáčení ozubených kol [4]

Smysl otáčení ozubených kol závisí na smluveném směru pohledu. Obvykle volíme směr pohledu ze strany přivádění výkonu to znamená od motoru (Obr. 2). Díváme-li se na soukolí ve směru smluveného pohledu, označujeme otáčení ve smyslu pohybu hodinových ručiček jako pravé, proti smyslu pohybu ručiček jako levé. [4]

Ozubené kolo se skládá z těla a ozubeného věnce. Tvar věnce je určen roztečnou plochou. Podle tvaru roztečné plochy jsou kola:

- válcová
- kuželová
- hyperboloidní

Ozubený věnec je tvořen zuby, rovnoměrně rozloženými po obvodě kola a geometricky určenými především tzv. bočními plochami (Obr. 3).



Obr. 3 Ozubený věnec

Ozubený věnec je radiálně vymezen plochou hlavovou a plochou patní, které jsou souosé a stejného typu s plochou roztečnou.

Podle vzájemné polohy hlavové a patní plochy rozlišujeme:

- kola s vnějším ozubením
- kola s vnitřním ozubením

V axiálním směru je ozubený věnec vymezen dvěma čelními plochami, jejichž vzdálenost určuje šířku ozubeného věnce.

Podle druhu čelní profilové křivky jsou kola s ozubením:

- evolventním
- cykloidním
- zvláštním

Podle tvaru boční čáry zubů jsou kola:

- s přímými zuby
- s šikmými zuby
- s dvojitě šikmými (šípovými) zuby
- se zakřivenými zuby
- se šroubovými zuby [6]

Podle relativního pohybu základních těles se ozubené převody dělí na:

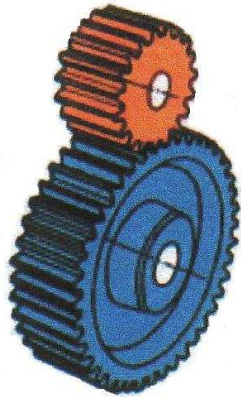
- soukolí valivá
- soukolí šroubová

Jsou-li hnací a hnaný hřídel rovnoběžné, přenáší se kroutící moment čelním soukolím.

Jednotlivá kola se nazývají čelní kola: [6]

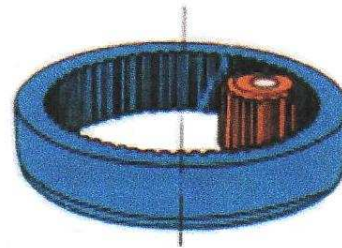
Čelní soukolí:

a) s vnějším ozubením



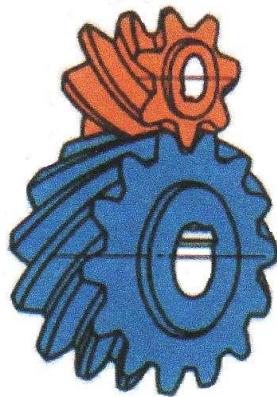
Obr. 5

b) s vnitřním ozubením



Obr. 4

c) se zakřivenými zuby

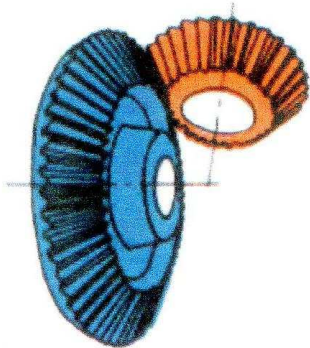


Obr. 6

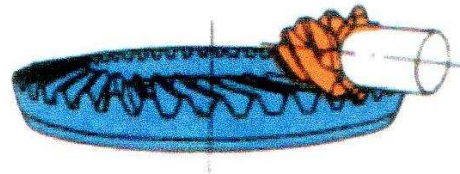
Jsou-li hnací a hnaný hřídel různoběžné, používá se kuželových soukolí. Jednotlivá kola se nazývají kuželová kola. [6]

Kuželové soukolí:

a) s přímými zuby



b) se zakřivenými zuby

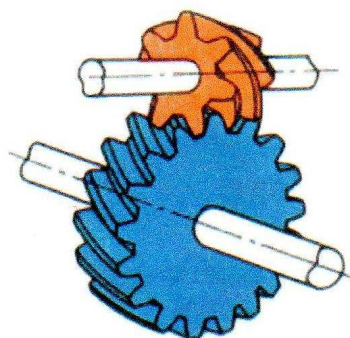


Obr. 7

Obr. 8

Základem šroubového soukolí je soukolí hyperbolické. Tělesa kol jsou rotační hyperboloidy. Protože je obtížné a drahé zhotovit ozubení těchto kol, nahrazujeme hyperbolická soukolí snadněji zhotovitelnými šroubovými, válcovými nebo kuželovými, nejčastěji však šroubovým soukolím. U šroubového soukolí se boky zubů spolu zabírajících kol po sobě valí a současně posouvají. [6]

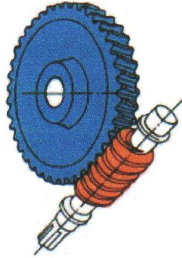
Šroubové soukolí s osami mimoběžnými



Obr. 9

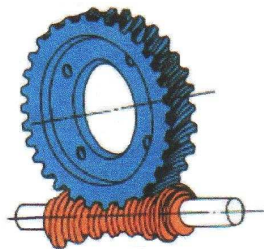
Šneková soukolí:

- a) válcový šnek a globoidní šnekové kolo



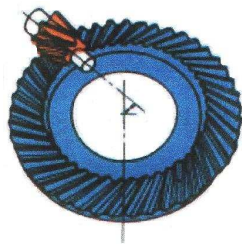
Obr. 10

- b) globoidní šnek a globoidní šnekové kolo



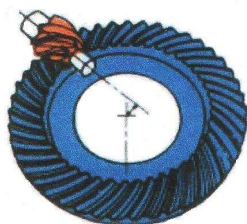
Obr. 11

- c) hypoidní šnekové soukolí s přímými zuby



Obr. 12

- d) hypoidní šnekové soukolí se zakřivenými zuby



Obr. 13

1.2.1 Základní zákon ozubení:

Hnací ozubené kolo je správné, jestli-že při stálé úhlové rychlosti udílí hnanému kolu rovněž stálou úhlovou rychlost. Kinematickou vazbou mezi oběma středy otáčení O_1 a O_2 je možno vytvořit záběr dvou vhodně tvarovaných profilů.

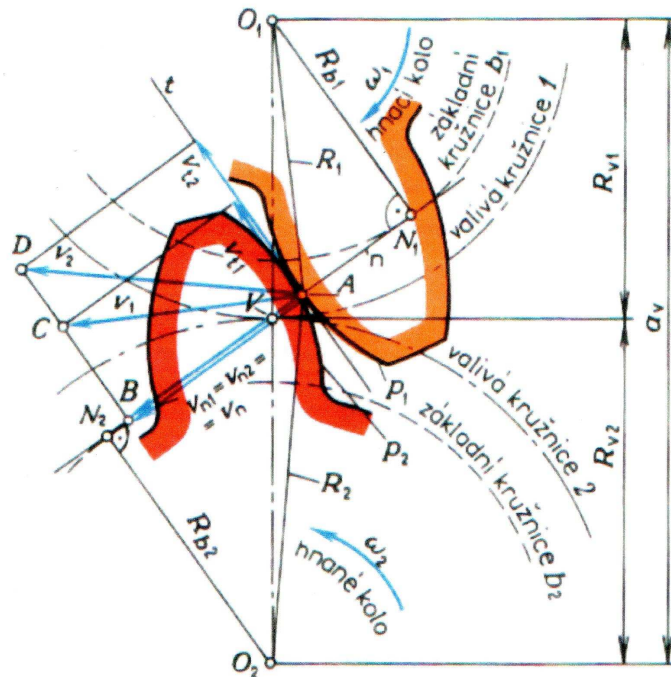
Základní zákon ozubení vychází z požadavku stálého – trvalého záběru profilů, vyjadřuje závislost mezi geometrickými parametry spolu zabírajících profilů v bodě dotyku a okamžitým převodovým poměrem i . Pro zachování stálého dotyku je nutné, aby elementární posunutí obou profilů ve směru společné normály bylo stejné. [6]

To je splněno vztahem: $v_1 = v_2 = v \Rightarrow v_{n1} = v_{n2} = v_n$

Na obr. 14 se křivky p_1 a p_2 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 : $v_1 = R_1 \cdot \omega_1$

Uvažujeme-li jako střed otáčení bod O_2 , má tentýž bod A, ale příslušný kolu 2, obvodovou rychlost: $v_2 = R_2 \cdot \omega_2$

Potom vychází vztah: $\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_{b2}}{R_{b1}} = i_{1,2} = konst.$



Obr. 14 Geometrický profil v bodě dotyku

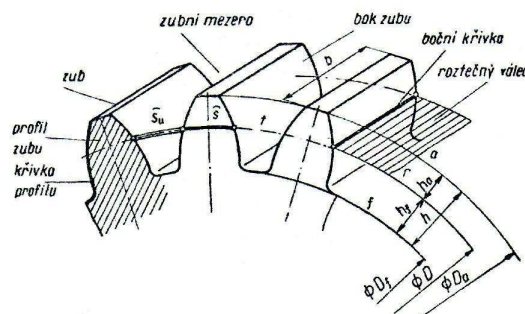
Základní zákon ozubení pro stálý převodový poměr tedy zní:

Dva boky zubů v trvalém dotyku přenášejí otáčivý pohyb se stálým převodovým poměrem, jestliže jejich společná normála n prochází valivým bodem V dělí úsečku O_1 a O_2 v opačném poměru úhlových rychlostí obou kol. [1]

1.2.2 Základní parametry:

Věnc má na svém obvodě zuby (Obr. 15). Prostory mezi zuby jsou zubní mezery. Čelní tvar zubu nazýváme profil zubu. Křivka profilu je průsečnicí boku zubu s čelní rovinou. Hlavová kružnice a je kružnice, jež omezuje hlavy zubů, patní kružnice f paty zubů.

Výška zubu h je radiální vzdálenost hlavové a patní kružnice. Výška hlavy h_a a výška paty h_f se měří od roztečné kružnice r . D je průměr roztečné kružnice r . Vzdálenost sousedních stejnohlých křivek profilů, měřenou jako oblouk na roztečné kružnici r , nazýváme roztečí t . Proto se tato kružnice nazývá roztečnou kružnicí. [7]



Obr. 15 Ozubení čelního kola se základními pojmy [7]

D_a – průměr hlavové kružnice

D_f – průměr patní kružnice

s – tloušťka zubu, měřená jako oblouk na roztečné kružnici r

s_u – šířka zubní mezery

b – šířka ozubení

Důležitou veličinou u ozubení je modul m , což je část průměru roztečné kružnice připadající na jeden zub kola. Je-li počet zubů kola z , rozteč zubů t , je obvod roztečné kružnice:

$$o = \pi \cdot d = z \cdot t$$

a průměr roztečné kružnice:

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

kde modul $m = \frac{t}{\pi}$

Všechny rozměry ozubení jsou násobkem modulu, který je normalizován a odstupňován v řadě podle ČSN 01 4608 [2]

Tloušťka zubu s_z je délka oblouku na roztečné kružnice mezi oběma boky téhož zubu. Šířka zubní mezery s_m je délka oblouku roztečné kružnice mezi levým a pravým bokem dvou sousedních zubů.

Při výpočtech ozubených soukolí počítáme, že:

$$s_z = s_m = \frac{t}{2}$$

Vzhledem k výrobním nepřesnostem ozubení, nepřesné montáži a ohřátí zubů za provozu, je třeba určitě boční vůle v_b mezi boky zubů spolu zabírajících kol.

Boční vůle v_b se měří v pracovním postavení soukolí ve směru záběrové čáry. [8]

Z empirických vztahů se provádí výpočtem ozubeného kola:

výška hlavy zubu: $h_a = m$

výška paty zubu: $h_f = m + v_h$

v_h je hlavová vůle. Je to vzdálenost mezi hlavovou kružnicí jednoho a patní kružnicí druhého kola.

$$v_h = h_f - h_a = (0,1 \div 0,3) \cdot m$$

Obvykle bývá:

$$v_h = \frac{1}{6} \cdot m$$

Průměrové rozměry čelních ozubených kol s přímými zuby jsou:

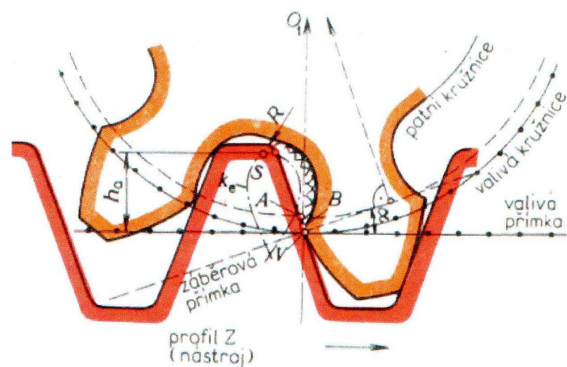
Průměr roztečné kružnice: $D = m \cdot z$

Průměr hlavové kružnice: $D_a = D + 2h_a = D + 2m$

Průměr patní kružnice: $D_f = D - 2h_f = D - 2,5 \cdot m$

1.3 Podřezání paty zubů

Na obr. 19 jsou záběrové poměry ozubené tyče jako nástroje s ozubeným kolem o malém počtu zubů, kdy zaoblení hlavy zubu nástroje již podřezává patu zubu kola. Konstrukce patní křivky se získá z relativního pohybu valivé přímky nástroje odvalující se na valivé kružnici ozubeného kola. Podříznutí zubů kola se projevuje nepříznivě zeslabením paty zubů při namáhání na ohyb. [8]



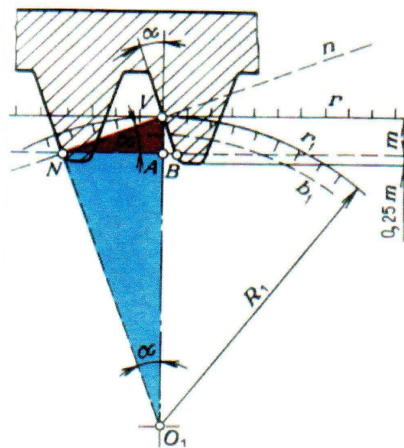
Obr. 16 Vznik podřezání zubů

1.4 Mezní počet zubů

U normálních kol se dosáhne hranice, při níž ještě nedochází k podřezání zubů, v mezním případě, který nastává při teoretickém mezním počtu zubů z_t . V tomto případě totiž je okrajový bod záběrové čáry N právě na výši koncového bodu B přímkového ostří nože, který je ve vzdálenosti m pod roztečnou přímkou. [8]

Rovnice pro výpočet z_t :

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



Obr. 17 Teoretický mezní počet zubů

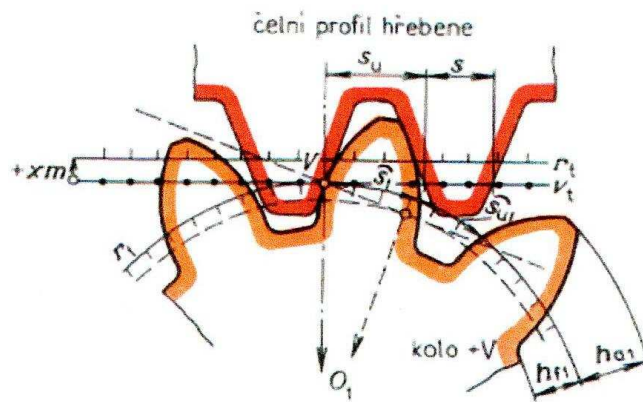
Připustíme-li nepatrné podřezání zubu, které není na závadu, pak můžeme použít praktický mezní počet zubů:

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

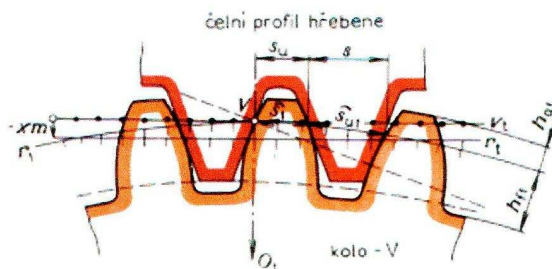
1.5 Posunutí profilu

Nedostatky běžného ozubení se dají odstranit nebo alespoň zmírnit vhodnými korekcemi profilu zubů. Účelem korekce je hlavně zlepšit záběrové a pevnostní podmínky ozubení. Korigovaný profil ozubení se získá změnou úhlu záběru nebo výšky zubu či posunutím základního profilu, což je nejobvyklejší způsob korekce u evolventního ozubení.

Posunutí základního profilu je buď kladné, tj. od středu kola, nebo záporné, tj. do středu kola. Dostáváme tak ozubená kola s korigovaným ozubením: kola s kladným posunutím profilu – kola + V (Obr. 18) a kola se záporným posunutím – kola – V (Obr. 19). [8]



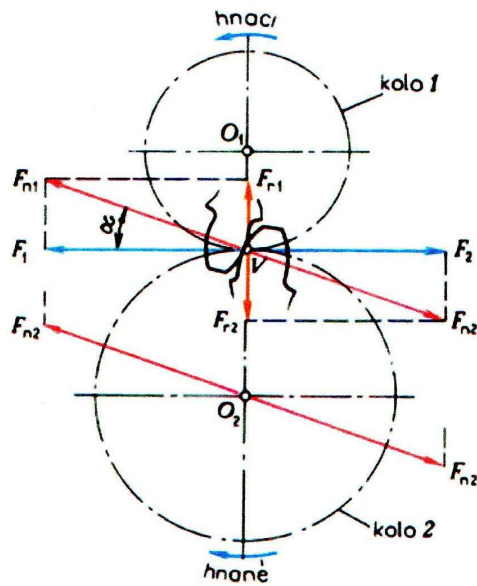
Obr. 18 Kolo +V



Obr. 19 Kolo -V

1.6 Silové a převodové poměry, účinnost

Silové poměry u čelních soukolí s přímými zuby jsou na obr. 23. Reakce v ložiskách hřídelí ozubených kol jsou na obr. 24. Hřídel 1 přenáší kroutící moment M_{k1} a ohybový moment M_{O1} , hřídel 2 přenáší kroutící moment M_{k2} a ohybový moment M_{O2} . Hřídele je nutno počítat na kombinované namáhání. [8]



$$F = \frac{M_k}{R} \quad \text{soukolí N a VN}$$

$$F = \frac{M_k}{R_V} \quad \text{soukolí V}$$

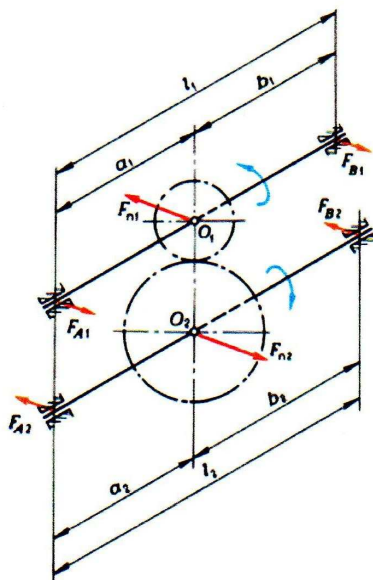
$$F_n = \frac{F}{\cos \alpha} \quad \text{soukolí N a VN}$$

$$F_n = \frac{F}{\cos \alpha_V} \quad \text{soukolí V}$$

$$F_r = F \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

$$F_r = F \cdot \operatorname{tg} \alpha_V$$

Obr. 20 Síly působící na zuby kol čelního soukolí s přímými zuby



Reakce F_A a F_B :

$$\text{hřídel 1: } F_{A1} = \frac{F_{n1} \cdot b_1}{l_1}, \quad F_{B1} = \frac{F_{n1} \cdot a_1}{l_1}$$

ohybový moment hřídele 1:

$$M_{O1} = F_{A1} \cdot a_1 = F_{B1} \cdot b_1$$

$$\text{hřídel 2: } F_{A2} = \frac{F_{n2} \cdot b_2}{l_2}, \quad F_{B2} = \frac{F_{n2} \cdot a_2}{l_2}$$

ohybový moment hřídele 2:

$$M_{O2} = F_{A2} \cdot a_2 = F_{B2} \cdot b_2$$

Obr. 21 Síly v ložiskách hřídele s jedním čelním ozubeným kolem s přímými zuby

Účinnost soukolí:

$$\eta_{1,2} = \eta_z \cdot \eta_{11} \cdot \eta_{12} = \frac{P_2}{P_1}$$

kde η_z je účinnost ozubení u čelních kol s přímými zuby pro:

neopracované zuby, běžně mazané	$\eta_z = 0,9$
neopracované zuby, dobře mazané	$\eta_z = 0,96$
opracované a zaběhnuté zuby, dobře mazané	$\eta_z = 0,98 \div 0,99$

η_1 je účinnost ložiska hnacího a hnaného hřídele, bývá pro:

kluzná ložiska	$\eta_1 = 0,96 \div 0,98$
valivá ložiska	$\eta_1 = 0,99$

Účinnost složeného převodu je dána součinem účinností jednotlivých soukolí:

$$\eta_{1,n} = \eta_{1,2} = \dots = \eta_{n-1,n}$$

Účinnost nových čelních soukolí s přímými zuby je podle provedení od 0,98 do 0,92, u značně opotřebovaných soukolí může klesnout i na 0,85. [8]

2 PLANETOVÉ OZUBENÉ PŘEVODY

Ozubené převodové soukolí se dělí na předlohová a planetová. Předlohová ozubená kola konají rotaci kolem své osy, jenž je nehybně uložena v základním rámu. Druhou možností je převod planetovým soukolím, kde dochází u některých ozubených kol, tzv. satelitů, ke krouživému pohybu kolem centrální osy převodu, satelity otočně uložené na těchto osách konají vůči rámu pohyb planetový.

2.1 Základní pojmy planetového mechanismu:

Centrální osou planetového převodu se rozumí přímka proložená osami vstupního a výstupního hřídele. U těchto převodů se nejčastěji používají válcová kola valivá, ve zvláštních případech i kuželová nebo šroubová.

Planetový mechanismus se skládá ze tří hlavních částí: centrální (korunové) kolo, unašeč, satelit.

Centrální kola, označující se symbolem K, mohou být pohyblivá (otáčivá) nebo nepohyblivá a to buď s ozubením vnějším či vnitřním, jejich osy jsou totožné s centrální osou převodu.

Unašeče, označují se symbolem U, slouží především jako opěra a vodící člen satelitu, otáčí se kolem centrální osy převodu a mají buď tvar kotouče nebo se používají rovnoměrně rozložená ramena.

Satelit, označuje se symbolem S, jsou ozubená kola se stejnými rozměry a s vnějším ozubením otočně uložená na čepch unašeče. Tvoří s korunovými koly pólový záběr, mohou být jednoduché nebo dvojité.

2.1.1 Přehled základních typů planetových převodů:

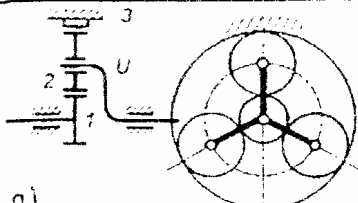
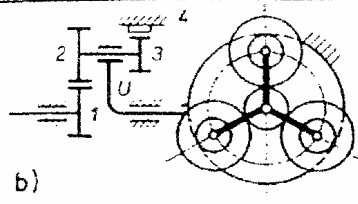
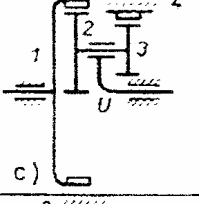
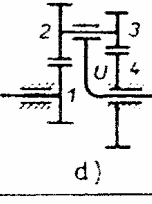
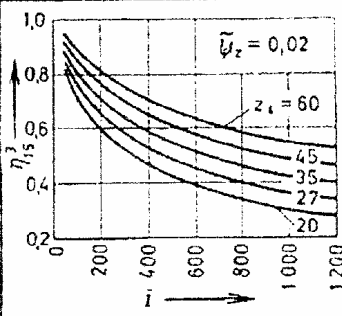
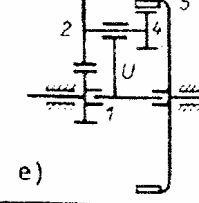
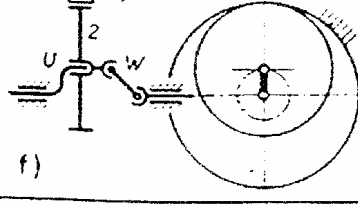
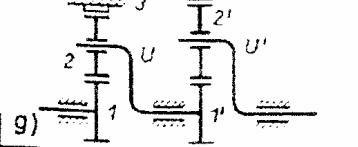
Podle druhu hlavních členů jsou tyto planetové převody:

Typ K-U, vyznačuje se tím, že na jednom z vnějších hřídelí je uložen unašeč, druhý hřídel nese korunové kolo. Tyto převody s vyvedeným pohybem unašeče jsou nejčastější a v provedení s jednoduchými nebo dvojitými satelity, jsou vhodné jako převody silové. Mají vysokou mechanickou účinnost bez ohledu na to, jsou-li použity jako reduktory (hnací je kolo 1) nebo multiplikátory (hnací je unašeč).

Typ K-K, oba vnější hřídele jsou osazeny korunovými koly, unašeč slouží pouze jako opora satelitů a neúčastní se přenosu točivého momentu. Tímto převodem lze uskutečnit velké převodové poměry, ale za cenu nižší účinnosti.

Typ U-S, jde o převody s vyvedeným pohybem satelitu. Na hřídeli hnacím je uložen unašeč, spojení mezi hřídelí hnanou a satelitem se realizuje přídatným mechanismem W. Na Obr. 22 f je to hřídel se dvěma klouby v homokinematickém uspořádání. Těmito převody lze dosáhnout poměrně velkých převodových poměrů při poměrně dobré účinnosti. Závadou jsou komplikace spojené s mechanismem W.

Složené planetové převody vznikají řazením jednotlivých planetových převodů za sebou (Obr. 22 g). Celkový převodový poměr je dán součinem jednotlivých dílčích planetových převodů, totéž platí i o účinnosti. [6]

K-U	 <p>a)</p>	$i_{1U}^1 = 1 + \frac{z_2}{z_1}$ <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>	$i_{1U}^4 = 1 + \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}$ <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)</p>	 <p>d)</p>	$i_{1U}^4 = \frac{1}{1 - \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}}$ <p>c) (30 ÷ 100) ÷ 1500 d) ÷ 1500</p>	 <p>$\tilde{\psi}_z = 0,02$</p>
	 <p>e)</p>	$i_{15}^3 = \frac{1 + \frac{z_1}{z_2}}{1 - \frac{z_3 z_4}{z_1 z_5}}$ <p>(15 ÷ 200) ÷ 1500</p>		
U-S	 <p>f)</p>	$i_{U2}^1 = \frac{z_2}{z_1 - z_2}$ <p>(15 ÷ 60)</p>	$\eta_{U2}^1 = (0,7 \div 0,94)$	
	 <p>g)</p>	$i_{1U'}^3 = i_{1U}^3 \cdot i_{1'U'}^{3'}$ <p>(15 ÷ 60)</p>	$\eta_{1U'}^3 = \eta_{1U}^3 \cdot \eta_{1'U'}^3$ <p>(0,93 ÷ 0,97)</p>	

Obr. 22 Základní druhy planetových převodů [6]

2.2 Konstrukčně – geometrické podmínky:

U ozubených soukolí, především planetová soukolí s několika satelity, nelze volit počet zubů jednotlivých kol libovolně. Podmínky, kterým je třeba při volbě počtu zubů ozubených kol vyhovět, nazýváme podmínkou smontovatelnosti. Další podmínkou je podmínka sousososti, která vyplývá ze sousososti centrálních kol a unašeče planetového soukolí. Při volbě počtu satelitů nebo satelitových řad vedle sebe musíme vyhovět i podmínce sousedství. Ta zajišťuje, aby nedošlo ke kolizi mezi satelity.

2.2.1 Podmínka smontovatelnosti:

Planetová soukolí jsou zpravidla jednotoká, tzn. obsahují jedno centrální ozubené kolo a jeden nosič satelitů se satelitem nebo satelity, a proto u nich podmínky smontovatelnosti nepřichází v úvahu. Je-li však u planetového soukolí počet centrálních kol roven nebo větší než 2 a soukolí obsahuje několik satelitů nebo satelitových řad vedle sebe, jde vždy o vícetoká soukolí a podmínky smontovatelnosti nutno respektovat. [2]

U planetových převodů s dvojitými satelity se musí splnit požadavek :

$$z_1 = k \cdot a_k, z_4 = q \cdot a_k, \text{ kde } k \text{ a } q \text{ jsou libovolná celá čísla.}$$

U planetových převodů s jednoduchými satelity se musí splnit požadavek: $z_1 + z_3 = k \cdot a_k$

V případě, že počty zubů z_1 a z_4 , popřípadě součet $z_1 + z_3$, jsou celistvými násobky počtu satelitů a_k , všechny satelity lze do záběru zasunout současně a to bez jakéhokoliv pootočení.

2.2.2 Podmínka sousosti:

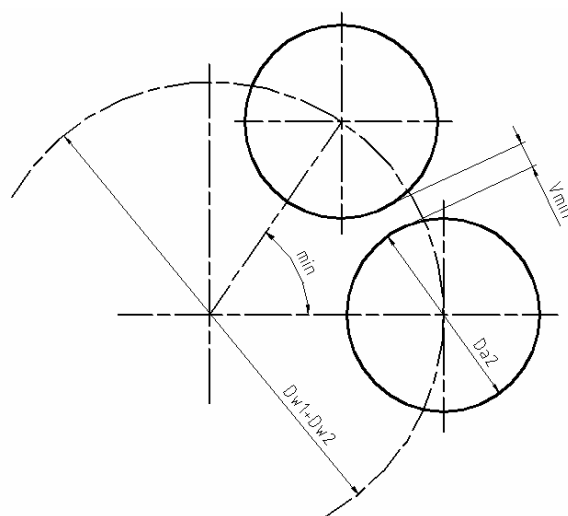
Satelity planetových soukolí zabírají s centrálními koly či satelity. Velice častým případem je, že satelit zabírá se dvěma centrálními koly, protože centrální kola mají společnou osu, musí být osová vzdálenost mezi oběma centrálními koly a satelity stejná. Vhodnými úpravami počtu zubů lze dosáhnout toho, aby se obě osové vzdálenosti lišily minimálně a aby převodový poměr nevybočil z přípustné tolerance od zadané hodnoty. [2,8]

U kol se zuby přímými je nutno splnit požadavek: $z_1+z_2+z_3=z_4$

2.2.3 Podmínka susedství:

Vyjadřujeme jí skutečnost, že nesmí dojít ke kolizi zubů satelitů ze dvou sousedních satelitových řad. Nejuniverzálnější metodou kontroly je nakreslit v měřítku planetové soukolí ve směru centrální osy. Při větším počtu satelitů a_k je nutno prověřit, zda mezi hlavovými válci sousedních satelitů existuje aspoň minimální vůle $v_{\min}=1$ až 2 mm. Prověření je možné provést prostřednictvím úhlu δ , tj. úhel, který svírají osy dvou sousedících ramen unašeče, musí zde platit: $\delta = \frac{2\pi}{a_k} \geq \delta_{\min}$

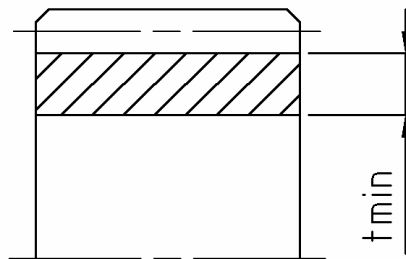
Úhel δ_{\min} se určí ze vztahu: $\sin \frac{\delta_{\min}}{2} = \frac{R_{a2} + 0,5v_{\min}}{R_{w1} + R_{w2}} = \frac{D_{a2} + v_{\min}}{D_{w1} + D_{w2}}$ [2,8]



Obr. 23 Minimální vůle mezi satelity

2.2.4 Konstrukční omezení:

Pro geometrické omezení jsme jako jednu z omezujících podmínek brali podmínku, že pro soukolí je rozhodující minimální počet zubů na satelitu, ale minimální počet zubů na satelitu nemusí být limitován geometrickými poměry ozubení samotného satelitu, ale jeho konstrukcí. Satelit musí být na nosiči satelitů uložen otočně. Ložisko může být jak kluzné, tak i valivé, zpravidla jehlové. Namáhání bývá značné, protože ložisko zachycuje dvojnásobek sil z ozubení. Aby nedošlo k poškození tělesa satelitu jeho rozlomením ode dna zubové mezery k oběžné dráze ložiska, je nutno dodržet jistou minimální tloušťku materiálu t_{\min} . Doporučovaná hodnota je výška zubů na satelitu, nebo $2 m_t$ (dva moduly) použitého ozubení. [2]



Obr. 24 Minimální tloušťka materiálu

2.3 Výhody a nevýhody planetových převodů a jejich použití:

Poslední dobou se stále víc nahrazuje předlouhé převodové ústrojí převodem planetovým. Planetové převody se používají nejčastěji u automobilových, leteckých motorů, textilních a obráběcích strojů. Základní předností planetového převodu je totiž schopnost přenosu velkých výkonů a realizace vysokých převodových poměrů při relativně malých rozměrech a nízké hmotnosti převodového ústrojí.

Výkon, který je přiváděn na centrální kolo, se větví do tolika ozubení, kolik je na obvodě satelitů, což vede k menšímu zatížení kol a menšímu modulu. Díky použití vnitřního soukolí získá planetový převod vyšší účinnost a menší prostorové nároky. Účinnost u tohoto soukolí se většinou pohybuje na 0,97.

Centrální kolo bývá uloženo bez ložisek a je v záběru se satelity, to umožňuje přivádět velmi vysoké otáčky a redukovat je do pomala, či naopak lze dosáhnout u hnaných strojů

velmi vysokých otáček tzv. planetovým rychloběhem. Často se můžeme setkat s používáním planetového soukolí jako diferenciálu tj. mechanismu se dvěma stupni volnosti.

Nevýhodou planetových převodů je vyšší cena způsobená přesnější výrobou a montáží než běžné převody. Vzhledem k dynamickým účinkům odstředivých sil nemohou mít unašeče vysoké otáčky. Musí se věnovat větší pozornost konstrukčním návrhům a dodržovat podmínky smontovatelnosti, susedství a souososti. Značný počet ložisek při dosti velkých průměrech a obvodových rychlostech vyžadují pečlivé mazání.

2.4 Mazání soukolí:

Mazivo slouží ke snížení tření mezi zuby, odvádí teplo z místa záběru, tlumí záběr zubů, aby se dosáhlo klidnějšího chodu a zabraňuje opotřebení ložisek. Ozubená kola se mažou olejem vhodné viskozity, který tvoří olejovou náplň skříně. Na 1kW přenášeného výkonu se používá od 0,3 až do 0,7 dm³ oleje. Dynamická viskozita oleje se volí v závislosti na obvodové rychlosti kol. Doprava oleje do záběrové oblasti pro obvodovou rychlost do 12 ms⁻¹ je řešena tak, že velká kola se brodí a vynášejí olej na smáčeném obvodu věnce. Pro převodovky o velkém výkonu, od 12 až do 15ms⁻¹, se používá mazání s nuceným oběhem.

Mazání ložisek se nejjednodušeji zajišťuje rozstříkem z olejové náplně skříně. Pokud se obvodová rychlost pohybuje do 4ms⁻¹, je mazání nedostatečné a je nutno použít mazání tukem. Ložiska se pak musí chránit před pronikáním oleje ze skříně, který by mohl ředit a znehodnocovat mazací tuk.

2.5 Převodové skříně:

Skříň planetového převodu je plně využita a vyznačuje se malými rozměry válcového tvaru. Skříň se skládá ze dvou částí, jejíž dělicí rovina bývá vodorovná a prochází osami hřídelí. To umožňuje snadnější montáž. Uložení hřídelí musí být dokonale přesná, aby zajistila spolehlivou funkci soukolí.

Jako materiál pro výrobu skříně se nejčastěji používá buď šedá litina 42 2418, ocelolitina nebo odlehčená slitina. Skříně z lehké slitiny dobře tlumí hluk. Ocelolitina se používá tam, kde je zapotřebí zajistit větší pevnost, třeba u velkých turbín. Nevýhodou ocelolitin je její cena, která je dražší než u šedé litiny. Skříně z lehkých slitin jsou podstatně lehčí než litinové a uplatňují se v automobilovém a leteckém průmyslu. [4]

2.6 Pojistné spojky:

Pojistné spojky se používají, aby se zabránilo přetížení převodového soukolí způsobené nečekaným zatížením. To by mohlo způsobit trvalou deformaci nebo dokonce porušení součástí. Nepřípustná jsou i taková zatížení, která vyvodí pružnou deformaci takové velikosti, že by se tím narušil normální chod stroje, třeba prohnutím hřídele.

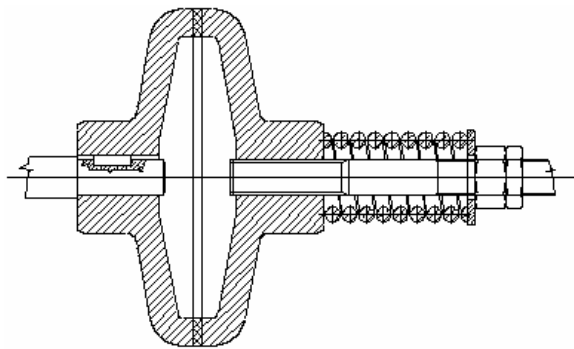
Pro zabránění přetížení zařazujeme automatické pojistné spojky do kinematického řetězce stroje, které nejsou schopny přenést zvětšený točivý moment při přetížení a to tím, že hnací a hnaná polovina spojky se vzájemně protáčí. Po poklesu točivého momentu na dovolenou hodnotu, protáčení automaticky přestane. Výjimkou jsou spojky s rozrušitelným členem. Při normálním chodu se pojistné spojky chovají jako spojky pevné nepružné.

Automatické pojistné spojky rozdělujeme dle stavby na spojky:

- prokluzovací (třecí)
- vysmekovací
- s rozrušitelnými prvky

2.6.1 Prokluzovací (třecí) pojistné spojky:

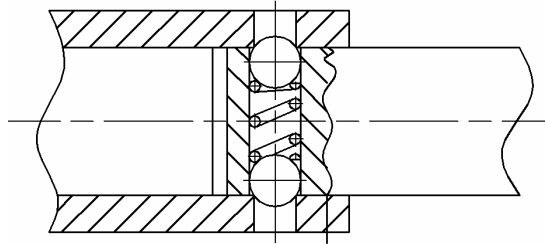
Přítlačnou silou bývá zpravidla pružina, jejíž předpětí je možné regulovat a tím i měnit požadovaný točivý moment. Při odbrzdění třecí spojky bylo zjištěno, že při zvětšování brzdící síly stoupá točivý moment lineárně tak dlouho, až začnou třecí plochy prokluzovat. Následně točivý moment prudce klesne na nižší hodnotu. Nejvyšší hodnota tohoto momentu je zaručený točivý moment, následná nižší hodnota je kluzný moment. Zaručený moment je maximální, který je možno pojistnou spojkou přenášet při relativním klidu třecích ploch. Točivý kluzný moment je takový, který pojistná spojka přenáší při prokluzování třecích ploch. Velikost rozdílu těchto momentů závisí na materiálu a jakosti třecích ploch a zda-li spojka pracuje za sucha nebo zda je mazána.



Obr. 25 Třecí pojistná spojka

2.6.2 Vysmekovací pojistné spojky:

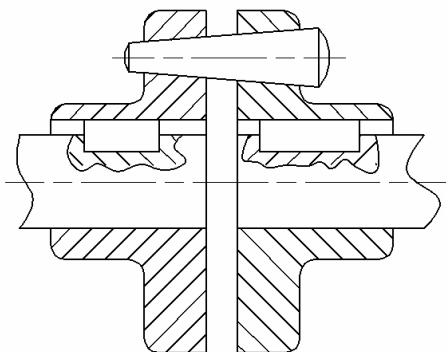
Při překročení maximálního točivého momentu se účinkem axiální síly v ozubení nebo kuličkách překoná tlak pružiny a hnací a hnaná část spojky proti sobě prokluzují v důsledku vysmeknutí ze záběru spoje.



Obr. 26 Vysmekovací kuličková pojistná spojka

2.6.3 Pojistné spojky s rozrušitelnými prvky:

Rozrušitelným prvkem u těchto spojek bývá nejčastěji střížný kolík, který se při přetížení přestříhne a tím se přeruší přenášení točivého momentu. Přestřížený kolík je nutno vyměnit, čímž vznikají časové ztráty nehledě k tomu, že ke spojce musí být snadný přístup. Pojistný točivý moment se volí asi o 20% vyšší než je běžné maximum točivého momentu.



Obr. 27 Kolíková pojistná spojka

II. PRAKTICKÁ ČÁST

3 VÝPOČET A NÁVRH ZABEZPEČOVACÍHO POHONU VÝROBNÍHO ZAŘÍZENÍ S PLANETOVOU PŘEVODOVKOU A POJISTNOU SPOJKOU

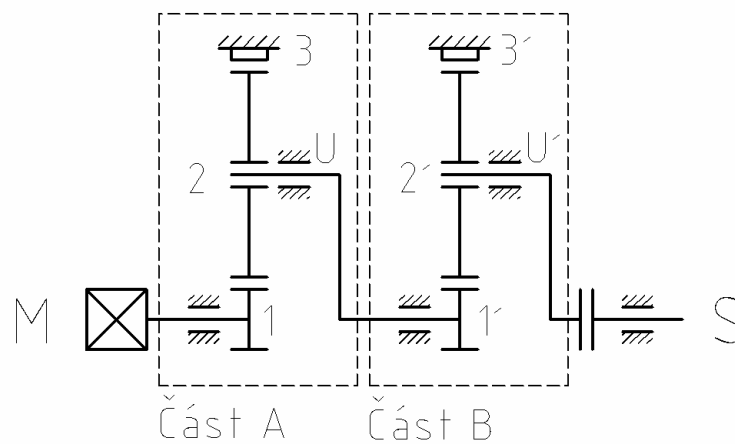
3.1 Výpočet planetové převodovky

3.1.1 Stanovení cílů bakalářské práce

Navrhnout zabezpečovací pohon výrobního zařízení s planetovou převodovkou a pojistnou spojkou pro:

Příkon	$P=5 \text{ kW}$
Převodový poměr	$i=100$
Výstupní otáčky	$n=20 \text{ ot/min}$

3.1.2 Schéma



1,2.....satelity

M.....motor

3.....korunové kolo

S.....pojistná spojka

U, U'....unašeče

3.1.3 Výpočet počtu zubů a účinnosti:

$i_{1,U} = i_{1,U} \cdot i_{1,U'}$; volím poměr mezi převody 12,5:8

Volím $z_1 = 24$

$$i_{1,U} = 1 + \frac{z_3}{z_1} \Rightarrow z_3 = (i_{1,U} - 1) \cdot z_1 = (12,5 - 1) \cdot 24 = 276$$

$$z_2 = \frac{D_2}{m} = \frac{252}{2} = 126$$

$$z_1 = 24, z_2 = 126, z_3 = 276$$

[D_2 ze str. 41, m ze str. 41]

Volím $z_{1'} = 24$

$$i_{1,U'} = 1 + \frac{z_{3'}}{z_{1'}} \Rightarrow z_{3'} = (i_{1,U'} - 1) \cdot z_{1'} = (8 - 1) \cdot 24 = 168$$

$$z_{2'} = \frac{D_{2'}}{m} = \frac{216}{3} = 72$$

$$z_{1'} = 24, z_{2'} = 72, z_{3'} = 168$$

[$D_{2'}$ ze str. 44, m ze str. 44]

Volím $\psi = 0,02$

$$\eta_{1,U'} = \eta_{1,U} \cdot \eta_{V,U'}$$

$$\eta_{1,U} = 1 - \left(\frac{i_{1,U} - 1}{i_{1,U}} \right) \psi = 1 - \left(\frac{12,5 - 1}{12,5} \right) \cdot 0,02 = 0,982$$

$$\eta_{V,U'} = 1 - \left(\frac{i_{V,U'} - 1}{i_{V,U'}} \right) \psi = 1 - \left(\frac{8 - 1}{8} \right) \cdot 0,02 = 0,983$$

$$\eta_{1,U'} = 0,982 \cdot 0,983 = 0,97$$

3.1.4 Kroutící moment na hnacím a hnaném hřídeli při $\eta=1$:

$$M_{k1} = 159,2 \cdot \frac{P}{n \cdot i} = 159,2 \cdot \frac{5000}{\frac{20}{60} \cdot 100} = 23880 \text{ Nmm}$$

$$M_{kU'} = M_{k1} \cdot i_{1,U'} = 23880 \cdot 100 = 2388000 \text{ Nmm}$$

Převod počítám na maximální dosažitelný kroutící moment $M_{kU'} = 2388000 \text{ Nmm}$

3.1.5 Přepočet části A:

Výpočet dle ČSN 01 4686

Materiál pastorku: 12050, zušlechtěno na $\sigma_{pt1} = 700 \text{ Mpa}$, povrch kalený na HRC = 48

Materiál satelitu: 12050, zušlechtěno na $\sigma_{pt2} = 700 \text{ Mpa}$, povrch kalený na HRC = 48

Materiál kola: 12050, zušlechtěno na $\sigma_{pt3} = 700 \text{ Mpa}$, povrch kalený na HRC = 48

Z [9] bylo odečteno:

$$k_{a1} = 2; k_{a2} = 1,7; k_{a3} = 1,1; Y_{F1} = 2; Y_{F2} = 1,8; Y_{F3} = 1,21$$

Y_{F1}, Y_{F2}, Y_{F3} – součinitelé tvaru zubů

k_{a1}, k_{a2}, k_{a3} – vrubové součinitelé

Meze únavové pevnosti v ohybu:

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

$$\sigma_{CN2} = 0,6 \cdot \sigma_{pt2} = 0,6 \cdot 700 = 420 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{CN3} = 0,6 \cdot \sigma_{pt3} = 0,6 \cdot 700 = 420 \text{ MPa}$$

Součinitel vrubu:

Pastorek: $k_{\beta1} = \eta_c \cdot k_{\alpha1} = 0,97 \cdot 2 = 1,94$

Satelit: $k_{\beta2} = \eta_c \cdot k_{\alpha2} = 0,97 \cdot 1,7 = 1,65$

Kolo: $k_{\beta3} = \eta_c \cdot k_{\alpha3} = 0,97 \cdot 1,1 = 1,07$

Předběžně zvoleno: $S_{Fmin} = 2$; $Y_R = 1,1$; $Y_M = 1$

Y_R – součinitel drsnosti; Y_M – redukční součinitel

Dovolená namáhání v ohybu:

$$\sigma_{FD1} = \frac{\sigma_{CN1} \cdot Y_R \cdot Y_M}{S_{Fmin} \cdot k_{\beta1}} = \frac{420 \cdot 1,1 \cdot 1}{2 \cdot 1,94} = 119 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FD2} = \frac{\sigma_{CN2} \cdot Y_R \cdot Y_M}{S_{Fmin} \cdot k_{\beta2}} = \frac{420 \cdot 1,1 \cdot 1}{2 \cdot 1,65} = 140 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FD3} = \frac{\sigma_{CN3} \cdot Y_R \cdot Y_M}{S_{Fmin} \cdot k_{\beta3}} = \frac{420 \cdot 1,1 \cdot 1}{2 \cdot 1,07} = 216 \text{ MPa}$$

Poměrné hodnoty:

$$\frac{\sigma_{FD1}}{Y_{F1}} = \frac{119}{2} = 59,5 \text{ MPa}$$

$$\frac{\sigma_{FD2}}{Y_{F2}} = \frac{140}{1,8} = 77,8 \text{ MPa}$$

$$\frac{\sigma_{FD3}}{Y_{F3}} = \frac{216}{1,21} = 178,5 \text{ MPa}$$

3.1.6 Výpočet modulu, hlavních rozměrů soukolí a pevnostní výpočet části A:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2K_F \cdot M_{k1} \cdot Y_{F1}}{\sigma_{FD1} \cdot \psi_m \cdot z_1}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 1,5 \cdot 23880 \cdot 2}{119 \cdot 15 \cdot 24}} = 1,49 \Rightarrow \text{volím } m_{1,3} = 2\text{mm}$$

Z toho plynou základní rozměry soukolí A:

Průměr roztečné kružnice:

$$D_1 = z_1 \cdot m = 24 \cdot 2 = 48\text{mm}$$

$$D_3 = z_3 \cdot m = 276 \cdot 2 = 552\text{mm}$$

$$D_2 = \frac{D_3 - D_1}{2} = \frac{552 - 48}{2} = 252\text{mm}$$

Průměr hlavové kružnice:

$$D_{a1} = D_1 + 2 \cdot h_a = 48 + 2 \cdot 2,2 = 52\text{mm}$$

$$D_{a2} = D_2 + 2 \cdot h_a = 252 + 2 \cdot 2,2 = 256\text{mm}$$

$$D_{a3} = D_3 - 2 \cdot h_a = 552 - 2 \cdot 2,2 = 548\text{mm}$$

Průměr patní kružnice:

$$D_{p1} = (z_1 - h_p) \cdot m = (24 - 2,5) \cdot 2 = 43\text{mm}$$

$$D_{p2} = (z_2 - h_p) \cdot m = (126 - 2,5) \cdot 2 = 247\text{mm}$$

$$D_{p3} = (z_3 + h_p) \cdot m = (276 + 2,5) \cdot 2 = 557\text{mm}$$

Rozteč zubu:

$$t = \pi \cdot m = \pi \cdot 2 = 6,28\text{mm}$$

Výška hlavy zubu:

$$h_a = m = 2\text{mm}$$

Tloušťka zubu:

$$s_f = \frac{\pi \cdot m}{2} = \frac{\pi \cdot 2}{2} = 3,14 \text{ mm}$$

Výška paty zubu:

$$h_p = 1,25 \cdot m = 1,25 \cdot 2 = 2,5 \text{ mm}$$

Šířka zubu b_w :

$$\psi_m = 15 [1]$$

$$b_w = \psi_m \cdot m = 15 \cdot 2 = 30 \text{ mm}$$

Vzdálenost os:

$$a_{1,2} = \frac{D_1}{2} + \frac{D_2}{2} = \frac{48}{2} + \frac{252}{2} = 150 \text{ mm}$$

Kontrola na ohyb dle ČSN 01 4686

$$Z [1] Y_{F1} = 2; Y_{F2} = 1,8; Y_{F3} = 1,21$$

Výpočet nominálního napětí σ_F a mezní napětí σ_{Fkrit} :

$$\sigma_{F1} = \frac{K_F \cdot F_{t1} \cdot Y_{F1}}{b_w \cdot m} = \frac{1,5 \cdot 331,7 \cdot 2}{30 \cdot 2} = 16,6 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F2} = \frac{K_F \cdot F_{t1} \cdot Y_{F2}}{b_w \cdot m} = \frac{1,5 \cdot 331,7 \cdot 1,8}{30 \cdot 2} = 14,9 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F3} = \frac{K_F \cdot F_{t1} \cdot Y_{F3}}{b_w \cdot m} = \frac{1,5 \cdot 331,7 \cdot 1,21}{30 \cdot 2} = 10 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fkrit1} = \frac{\sigma_{CN1} \cdot Y_R \cdot Y_M}{k_{\beta1}} = \frac{420 \cdot 1,1 \cdot 1}{1,94} = 238 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fkrit2} = \frac{\sigma_{CN2} \cdot Y_R \cdot Y_M}{k_{\beta2}} = \frac{420 \cdot 1,1 \cdot 1}{1,65} = 280 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fkrit3} = \frac{\sigma_{CN3} \cdot Y_R \cdot Y_M}{k_{\beta3}} = \frac{420 \cdot 1,1 \cdot 1}{1,07} = 431,8 \text{ MPa}$$

Součinitel bezpečnosti na ohyb:

$$S_{F1} = \frac{\sigma_{Fkrit1}}{\sigma_{F1}} = \frac{238}{16,6} = 14,4$$

$$S_{F2} = \frac{\sigma_{Fkrit2}}{\sigma_{F2}} = \frac{280}{14,9} = 18,8$$

$$S_{F3} = \frac{\sigma_{Fkrit3}}{\sigma_{F3}} = \frac{431,8}{10} = 43,2$$

Vyhovuje

Kontrola na dotyk dle ČSN 01 4686

Hodnota tlaku v ozubení:

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z_H \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot F_t \cdot (2 \cdot i + 1)}{b_w \cdot D_1 \cdot 2 \cdot i}} = 275 \cdot 1,59 \cdot \sqrt{\frac{1,6 \cdot 331,7 \cdot (2 \cdot 12,5 + 1)}{22,5 \cdot 48 \cdot 2 \cdot 12,5}} = 442 \text{ MPa}$$

$Z_M = 275$ součinitel materiálu z [1]; $Z_H = 1,59$ součinitel tvaru zubů

Mez únavy v dotyku [1]:

$$\sigma_C = 17 \text{ HRC}_2 + 200 = 17 \cdot 45 + 200 = 965 \text{ MPa}$$

Mezní napětí v dotyku:

$$\sigma_{Hkrit} = \sigma_C \cdot Z_R \cdot Z_L \cdot Z_V = 965 \cdot 0,95 \cdot 1 \cdot 1 = 917 \text{ MPa}$$

Bezpečnost v dotyku:

$$S_H = \frac{\sigma_{Hkrit}}{\sigma_H} = \frac{917}{442} = 2,07$$

Vyhovuje

3.1.7 Propočet části B:

$$M_{k1'} = M_{k1} \cdot i_{1,U} = 23880 \cdot 12,5 = 298500 \text{ Nmm}$$

Jelikož volím stejný materiál jako v části A, bude vše stejné až do:

3.1.8 Výpočet modulu, hlavních rozměrů a pevnostní výpočet části B:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot K_F \cdot M_{k1'} \cdot Y_{F1'}}{\sigma_{FD1} \cdot \psi_m \cdot z_{1'}}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 1,5 \cdot 298500 \cdot 1,21}{119 \cdot 15 \cdot 24}} = 2,94 \Rightarrow \text{volím } m_{1,3'} = 3 \text{ mm}$$

Z toho plynou základní rozměry soukolí B:

Průměr roztečné kružnice:

$$D_{1'} = z_{1'} \cdot m' = 24 \cdot 3 = 72 \text{ mm}$$

$$D_{3'} = z_{3'} \cdot m' = 168 \cdot 3 = 504 \text{ mm}$$

$$D_{2'} = \frac{D_{3'} - D_{1'}}{2} = \frac{504 - 72}{2} = 216 \text{ mm}$$

Průměr hlavové kružnice:

$$D_{a1'} = D_{1'} + 2 \cdot h_{a'} = 72 + 2 \cdot 3 = 78 \text{ mm}$$

$$D_{a2'} = D_{2'} + 2 \cdot h_{a'} = 216 + 2 \cdot 3 = 222 \text{ mm}$$

$$D_{a3'} = D_{3'} - 2 \cdot h_{a'} = 504 - 2 \cdot 3 = 498 \text{ mm}$$

Průměr patní kružnice:

$$D_{p1'} = (z_{1'} - h_{p'}) \cdot m' = (24 - 3,75) \cdot 3 = 60,75 \text{ mm}$$

$$D_{p2'} = (z_{2'} - h_{p'}) \cdot m' = (72 - 3,75) \cdot 3 = 204,75 \text{ mm}$$

$$D_{p3'} = (z_{3'} + h_{p'}) \cdot m' = (168 + 3,75) \cdot 3 = 515,25 \text{ mm}$$

Rozteč zubu:

$$t' = \pi \cdot m' = \pi \cdot 3 = 9,43 \text{ mm}$$

Výška hlavy zubu:

$$h_{a'} = m' = 3 \text{ mm}$$

Tloušťka zubu:

$$s_{f'} = \frac{\pi \cdot m'}{2} = \frac{\pi \cdot 3}{2} = 4,7 \text{ mm}$$

Výška paty zubu:

$$h_p = 1,25 \cdot m' = 1,25 \cdot 3 = 3,75 \text{ mm}$$

Šířka zubu b_w :

$$\psi_m = 15 \text{ [1]}$$

$$b_w' = \psi_m \cdot m' = 15 \cdot 3 = 45$$

Vzdálenost os:

$$a_{1,2'} = \frac{D_{1'}}{2} + \frac{D_{2'}}{2} = \frac{72}{2} + \frac{216}{2} = 144 \text{ mm}$$

Kontrola na ohyb dle ČSN 01 4686

$$Z [1] \quad Y_{F1'} = 2; Y_{F2'} = 2; Y_{F3'} = 1,43; k_{\alpha 1'} = 2; k_{\alpha 2'} = 2; k_{\alpha 3'} = 1,4$$

Součinitel vrubu:

Pastorek: $k_{\beta 1'} = \eta_c \cdot k_{\alpha 1'} = 0,97 \cdot 2 = 1,94$

Satelit: $k_{\beta 2'} = \eta_c \cdot k_{\alpha 2'} = 0,97 \cdot 2 = 1,94$

Kolo: $k_{\beta 3'} = \eta_c \cdot k_{\alpha 3'} = 0,97 \cdot 1,4 = 1,36$

Výpočet nominálního napětí σ_F a mezní napětí σ_{Fkrit} :

$$\sigma_{F1'} = \frac{K_F \cdot F_{t2} \cdot Y_{F1'}}{b_w \cdot m'} = \frac{1,5 \cdot 331,7 \cdot 2}{45 \cdot 3} = 7,37 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F2'} = \frac{K_F \cdot F_{t2} \cdot Y_{F2'}}{b_w \cdot m'} = \frac{1,5 \cdot 331,7 \cdot 2}{45 \cdot 3} = 7,37 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F3'} = \frac{K_F \cdot F_{t2} \cdot Y_{F3'}}{b_w \cdot m'} = \frac{1,5 \cdot 331,7 \cdot 1,43}{45 \cdot 3} = 5,3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fkrit1'} = \frac{\sigma_{CN1} \cdot Y_R \cdot Y_M}{k_{\beta1'}} = \frac{420 \cdot 1,1 \cdot 1}{1,94} = 238 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fkrit2'} = \frac{\sigma_{CN2} \cdot Y_R \cdot Y_M}{k_{\beta2'}} = \frac{420 \cdot 1,1 \cdot 1}{1,94} = 238 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fkrit3'} = \frac{\sigma_{CN3} \cdot Y_R \cdot Y_M}{k_{\beta3'}} = \frac{420 \cdot 1,1 \cdot 1}{1,36} = 340 \text{ MPa}$$

Součinitel bezpečnosti na ohyb:

$$S_{F1'} = \frac{\sigma_{Fkrit1'}}{\sigma_{F1'}} = \frac{238}{7,37} = 32,3$$

$$S_{F2'} = \frac{\sigma_{Fkrit2'}}{\sigma_{F2'}} = \frac{238}{7,37} = 32,3$$

Vyhovuje

$$S_{F3'} = \frac{\sigma_{Fkrit3'}}{\sigma_{F3'}} = \frac{340}{5,3} = 64$$

Kontrola na dotyk dle ČSN 01 4686

Hodnota tlaku v ozubení:

$$\sigma_{H'} = Z_M \cdot Z_H \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot F_t \cdot (2 \cdot i_{1U'} + 1)}{b_w \cdot D_1 \cdot 2 \cdot i_{1U'}}} = 275 \cdot 1,59 \cdot \sqrt{\frac{1,6 \cdot 331,7 \cdot (2 \cdot 8 + 1)}{45 \cdot 72 \cdot 2 \cdot 8}} = 182,4 \text{ MPa}$$

$Z_M = 275$ součinitel materiálu z [1]; $Z_H = 1,59$ součinitel tvaru zubů

Mez únavy v dotyku [1]:

$$\sigma_C = 17HRC_2 + 200 = 17 \cdot 45 + 200 = 965 \text{ MPa}$$

Mezní napětí v dotyku:

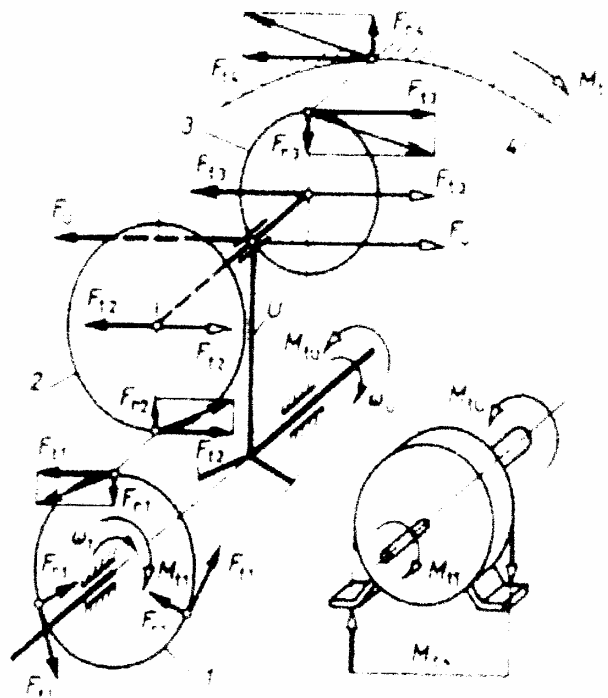
$$\sigma_{Hkrit} = \sigma_C \cdot Z_R \cdot Z_L \cdot Z_V = 965 \cdot 0,95 \cdot 1 \cdot 1 = 917 \text{ MPa}$$

Bezpečnost v dotyku:

$$S_H = \frac{\sigma_{Hkrit}}{\sigma_H} = \frac{917}{182,4} = 5$$

Vyhovuje

3.1.9 Silové poměry:



$$F_{t1} = \frac{M_{k1}}{a_k \cdot \frac{D_1}{2}} = \frac{23880}{3 \cdot \frac{48}{2}} = 331,7N$$

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 331,7 \cdot \operatorname{tg} 20 = 120,7N$$

$$F_{N1} = \frac{F_{t1}}{\cos \alpha} = \frac{331,7}{\cos 20} = 353N$$

$$F_{t2} = F_{t1}; F_{r2} = F_{r1}; F_{N2} = F_{N1}$$

$$F_{t2} \cdot \frac{D_2}{2} = F_{t3} \cdot \frac{D_3}{2} \Rightarrow F_{t3} = \frac{F_{t2} \cdot \frac{D_2}{2}}{\frac{D_3}{2}} = \frac{331,7 \cdot \frac{252}{2}}{\frac{552}{2}} = 151,4N$$

$$F_{r3} = F_{t3} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 151,4 \cdot \operatorname{tg} 20 = 55,1N$$

$$F_{N3} = \frac{F_{t3}}{\cos \alpha} = \frac{151,4}{\cos 20} = 161,1N$$

$$F_{t6} = \frac{M_{k1'}}{ak \cdot \frac{D_1'}{2}} = \frac{2388000}{3 \cdot \frac{72}{2}} = 22111N$$

$$F_{r6} = F_{t6} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 22111 \cdot \operatorname{tg} 20 = 8048N$$

$$F_{N6} = \frac{F_{t6}}{\cos \alpha} = \frac{22111}{\cos 20} = 23530N$$

$$F_{t5} = F_{t6}; F_{r5} = F_{r6}; F_{N5} = F_{N6}$$

$$F_{t4} = \frac{F_{t5} \cdot \frac{D_2'}{2}}{\frac{D_3'}{2}} = \frac{22111 \cdot \frac{216}{2}}{\frac{504}{2}} = 9476N$$

$$F_{r4} = F_{t4} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 9476 \cdot \operatorname{tg} 20 = 3449N$$

$$F_{N4} = \frac{F_{t4}}{\cos \alpha} = \frac{9476}{\cos 20} = 10084N$$

3.1.10 Výpočet hřídele I:

Volím materiál 11500.0, $R_{es}=190\text{MPa}$, $\tau_D=60\text{MPa}$, $R_e=300\text{MPa}$, $\sigma_D=100\text{MPa}$

$$\tau_D = \frac{M_{k1}}{\pi \cdot d_1^3} \Rightarrow d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{M_{k1} \cdot 16}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{23880 \cdot 16}{\pi \cdot 60}} = 12,66\text{mm}$$

Základní trvanlivost ložiska:

$$M_{k1} = F_1 \cdot l \Rightarrow F_1 = \frac{M_{k1}}{l} = \frac{23880}{50} = 477,6N$$

$$F_{e1} = 1,1 \cdot F_1 \cdot 1,1 \cdot 1,1 = 1,1 \cdot 477,6 \cdot 1,1 \cdot 1,1 = 577,9N$$

$$L_n = \left(\frac{c}{F_e} \right)^m \Rightarrow L_h = \frac{L_n \cdot 10^6}{3600 \cdot n} = \frac{2500 \cdot 10^6}{3600 \cdot 2000} = 347$$

$$C = F_e \cdot \left(\frac{3600 \cdot n \cdot L_h}{10^6} \right)^{\frac{1}{m}} = 577,9 \cdot \left(\frac{3600 \cdot 2000 \cdot 347}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 7842N$$

Volím 2x ložisko 6008 ČSN 02 4630

Kontrola hřídele I:

$$M_k = 23880Nmm$$

$$\tau = \frac{M_k}{J_p} \cdot \frac{D}{2} = \frac{23880}{15396} \cdot \frac{19,9}{2} = 15,4MPa$$

$$J_p = \frac{\pi \cdot D^4}{32} = \frac{\pi \cdot 19,9^4}{32} = 15396mm^4$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{3 \cdot \tau^2} = \sqrt{3 \cdot 15,4^2} = 26,7MPa$$

$$k = \frac{\sigma_D}{\sigma_{red}} = \frac{300}{26,7} = 11,2$$

Výpočet pera na hřídeli I:

$$\tau_{DS}=80\text{MPa}, p_{Dov}=63\text{MPa}$$

Volím PERO 8e7x7x20 ČSN 022562

$$F_I = \frac{2 \cdot M_{K1}}{D_1} \qquad F_I = \frac{2 \cdot 23880}{24} = 1990 \text{ N}$$

$$\tau_s = \frac{F_I}{S} \leq \tau_{DS} \Rightarrow S$$

$$S_I = \frac{F_I}{\tau_{DS}} \qquad S_I = \frac{1990}{80} = 24,9 \text{ mm}^2$$

$$S_I = b \cdot l_1 \Rightarrow l_1 = \frac{24,9}{8} = 3,1 \text{ mm}$$

$$p_o = \frac{F_I}{S_2} \leq p_{Dov} \Rightarrow S_2 = \frac{F_I}{p_{Dov}}$$

$$p_o = \frac{F_I}{S_2} \leq p_{Dov} \Rightarrow S_2 = \frac{1990}{63} = 31,6 \text{ mm}^2$$

$$S_2 = \frac{h}{2} \cdot l_2 \Rightarrow l_2 = 31,6 \cdot \frac{2}{7} = 9 \text{ mm}$$

Kontrola délky pera l :

$$\tau_s = \frac{F_I}{S} = \frac{1990}{8 \cdot 20} = 12,4 \text{ MPa} \qquad 12,4 \text{ MPa} \leq 80 \text{ MPa}$$

$$p_o = \frac{F_I}{S_2} = \frac{1990}{\frac{7}{2} \cdot 16} = 35,5 \text{ MPa} \qquad 35,5 \text{ MPa} \leq 63 \text{ MPa}$$

Pero vyhovuje namáhání.

3.1.11 Výpočet hřídele II:

Volím materiál 11500.0, $R_{es}=190\text{MPa}$, $\tau_D=60\text{MPa}$, $R_e=300\text{MPa}$, $\sigma_D=100\text{MPa}$

$$F_u = \frac{\frac{M_{k1} \cdot i_{1,U}}{3}}{\frac{D_1}{2} + \frac{D_2}{2}} = \frac{\frac{23880}{3} \cdot 12,5}{\frac{48}{2} + \frac{252}{2}} = 663\text{N}$$

$$M_o = F_u \cdot l = 663 \cdot 58 = 38454\text{Nmm}$$

$$d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_o}{\pi \cdot \sigma_D}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 38454}{\pi \cdot 100}} = 15,8\text{mm}$$

Základní trvanlivost ložiska:

$$F_{e2} = 1,1 \cdot F_2 \cdot 1,1 \cdot 1,1 = 1,1 \cdot 1990 \cdot 1,1 \cdot 1,1 = 2408\text{N}$$

$$L_n = \left(\frac{c}{F_e} \right)^m \Rightarrow L_h = \frac{L_n \cdot 10^6}{3600 \cdot n} = \frac{2500 \cdot 10^6}{3600 \cdot 2000} = 347$$

$$C = F_e \cdot \left(\frac{3600 \cdot n \cdot L_h}{10^6} \right)^{\frac{1}{m}} = 2408 \cdot \left(\frac{3600 \cdot 2000 \cdot 347}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 32675\text{N}$$

Volím 2x ložisko 6007 ČSN 02 4630

Kontrola hřídele II:

$$M_o = F_u \cdot l = 663.58 = 38454 \text{ Nmm}$$

$$\sigma = \frac{M_o}{J} \cdot \frac{D}{2} = \frac{38454}{16016,3} \cdot \frac{23,9}{2} = 28,7 \text{ MPa}$$

$$J = \frac{\pi \cdot D^4}{64} = \frac{\pi \cdot 23,9^4}{64} = 16016,3 \text{ mm}^4$$

$$\sigma_{red} = \sigma$$

$$k = \frac{Re}{\sigma_{red}} = \frac{300}{28,7} = 10,5$$

Hřídel II vyhovuje

Volím PERO 8e7x7x20 ČSN 02 2562

3.1.12 Výpočet hřídele III:

Volím materiál 11500.0, $Re_s=190\text{MPa}$, $\tau_D=60\text{MPa}$, $Re=300\text{MPa}$, $\sigma_D=100\text{MPa}$

$$\tau_D = \frac{M_{k3}}{\pi \cdot d_3^3} \Rightarrow d_3 \geq \sqrt[3]{\frac{M_{k3} \cdot 16}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{298500 \cdot 16}{\pi \cdot 60}} = 29,4 \text{ mm}$$

Základní trvanlivost ložiska:

$$M_{k3} = F_3 \cdot l \Rightarrow F_3 = \frac{M_{k3}}{l} = \frac{298500}{50} = 5970N$$

$$F_{e3} = 1,1 \cdot F_3 \cdot 1,1 \cdot 1,1 = 1,1 \cdot 5970 \cdot 1,1 \cdot 1,1 = 7224N$$

$$L_n = \left(\frac{c}{F_e} \right)^m \Rightarrow L_h = \frac{L_n \cdot 10^6}{3600 \cdot \frac{n}{i_{1,U}}} = \frac{2500 \cdot 10^6}{3600 \cdot \frac{2000}{12,5}} = 4340$$

$$C = F_e \cdot \left(\frac{3600 \cdot \frac{n}{i_{1,U}} \cdot L_h}{10^6} \right)^m = 7224 \cdot \left(\frac{3600 \cdot 160 \cdot 4340}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 98024N$$

Volím 2x ložisko 6011 ČSN 02 4630

Kontrola hřídele III:

$$M_k = 298500Nmm$$

$$\tau = \frac{M_k}{J_p} \cdot \frac{D}{2} = \frac{298500}{439573} \cdot \frac{46}{2} = 15,6MPa$$

$$J_p = \frac{\pi \cdot D^4}{32} = \frac{\pi \cdot 46^4}{32} = 439573mm^4$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{3 \cdot \tau^2} = \sqrt{3 \cdot 15,6^2} = 27MPa$$

$$k = \frac{Re}{\sigma_{red}} = \frac{300}{27} = 11,1$$

Kontrola drážky na hřídeli III:

$$p_d = 60 \text{ MPa}$$

$$p = \frac{F}{f' \cdot l} \leq p_d$$

$$F = \frac{4 \cdot M_{k3}}{D + d} = \frac{4 \cdot 298500}{50 + 46} = 12437,5 \text{ N}$$

$$l = \frac{F}{f' \cdot p_d} = \frac{12437,5}{6 \cdot 60} = 34,6 \text{ mm}$$

$$f' = 0,75 \cdot z \cdot h' = 0,75 \cdot 8 \cdot 1 = 6 \text{ mm}$$

$$h' = h - 2 \cdot r = 2 - 2 \cdot 0,5 = 1 \text{ mm}$$

Hřídel III vyhovuje

3.1.13 Výpočet hřídele IV:

Volím materiál 12 050.1, $R_{es} = 195 \text{ MPa}$, $\tau_D = 65 \text{ MPa}$, $R_e = 330 \text{ MPa}$, $\sigma_D = 110 \text{ MPa}$

$$F_u = \frac{\frac{M_{k1} \cdot i}{3}}{\frac{D_{1'} + D_{2'}}{2}} = \frac{\frac{23880}{3} \cdot 100}{\frac{72}{2} + \frac{216}{2}} = 5528 \text{ N}$$

$$M_o = F_u \cdot l = 5528 \cdot 70,5 = 389724 \text{ Nmm}$$

$$d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_o}{\pi \cdot \sigma_D}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 389724}{\pi \cdot 110}} = 33 \text{ mm}$$

Základní trvanlivost ložiska:

$$F_{e2} = 1.1 \cdot F_2 \cdot 1.1 \cdot 1.1 = 1.1 \cdot 1990 \cdot 1.1 \cdot 1.1 = 2408 N$$

$$L_n = \left(\frac{c}{F_e} \right)^m \Rightarrow L_h = \frac{L_n \cdot 10^6}{3600 \cdot n} = \frac{2500 \cdot 10^6}{3600 \cdot 2000} = 347$$

$$C = F_e \cdot \left(\frac{3600 \cdot n \cdot L_h}{10^6} \right)^m = 2408 \cdot \left(\frac{3600 \cdot 2000 \cdot 347}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 32675 N$$

Volím 2x ložisko 6009 ČSN 02 4630

Kontrola hřídele IV:

$$M_o = F_u \cdot l = 5528.70,5 = 389724 Nmm$$

$$\sigma = \frac{M_o}{J} \cdot \frac{D}{2} = \frac{389724}{74507} \cdot \frac{35,1}{2} = 91,8 MPa$$

$$J = \frac{\pi \cdot D^4}{64} = \frac{\pi \cdot 35,1^4}{64} = 74507 mm^4$$

$$\sigma_{red} = \sigma$$

$$k = \frac{Re}{\sigma_{red}} = \frac{330}{91,8} = 3,6$$

Hřídel IV vyhovuje

Volím PERO 12e7x8x32 ČSN 02 2562

3.1.14 Výpočet hřídele V:

Materiál hřídele volím 14 240.6, $R_{es}=450\text{MPa}$, $\tau_D=150\text{MPa}$, $R_e=800\text{MPa}$, $\sigma_D=270\text{MPa}$

$$\tau_D = \frac{M_{k5}}{\pi \cdot d_5^3} \Rightarrow d_5 \geq \sqrt[3]{\frac{M_{k5} \cdot 16}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{2388000 \cdot 16}{\pi \cdot 150}} = 43,3\text{mm}$$

Základní trvanlivost ložiska:

$$M_{k5} = F_5 \cdot l \Rightarrow F_5 = \frac{M_{k5}}{l} = \frac{2388000}{56} = 42643\text{N}$$

$$F_{e5} = 1,1 \cdot F_5 \cdot 1,1 \cdot 1,1 = 1,1 \cdot 42643 \cdot 1,1 \cdot 1,1 = 51598\text{N}$$

$$L_n = \left(\frac{c}{F_e} \right)^m \Rightarrow L_h = \frac{L_n \cdot 10^6}{3600 \cdot n} = \frac{2500 \cdot 10^6}{3600 \cdot 20} = 34722$$

$$C = F_e \cdot \left(\frac{3600 \cdot n \cdot L_h}{10^6} \right)^m = 51598 \cdot \left(\frac{3600 \cdot 20 \cdot 34722}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 700291\text{N}$$

Volím 2x ložisko 6013 ČSN 02 4630

Kontrola hřídele V:

$$M_o = F_{r6} \cdot l = 8048.111 = 893328 \text{ Nmm}$$

$$M_k = 2388000 \text{ Nmm}$$

$$\sigma = \frac{M_o}{J} \cdot \frac{D}{2} = \frac{893328}{482750} \cdot \frac{56}{2} = 51,8 \text{ MPa}$$

$$J = \frac{\pi \cdot D^4}{64} = \frac{\pi \cdot 56^4}{64} = 482750 \text{ mm}^4$$

$$\tau = \frac{M_k}{J_p} \cdot \frac{D}{2} = \frac{2388000}{965500} \cdot \frac{56}{2} = 69 \text{ MPa}$$

$$J_p = \frac{\pi \cdot D^4}{32} = \frac{\pi \cdot 56^4}{32} = 965500 \text{ mm}^4$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{51,8^2 + 3 \cdot 69^2} = 130,3 \text{ MPa}$$

$$k = \frac{Re}{\sigma_{red}} = \frac{800}{130,3} = 6,1$$

Kontrola drážkování na hřídeli V:

Volím materiál 14 240.6 $p_d=150 \text{ MPa}$

$$p = \frac{F}{f' \cdot l} \leq p_d$$

$$F = \frac{4 \cdot M_k}{D + d} = \frac{4 \cdot 2388000}{62 + 56} = 80949 \text{ N}$$

$$l = \frac{F}{f' \cdot p_d} = \frac{80949}{12.150} = 34,6 \text{ mm}$$

$$f' = 0,75 \cdot z \cdot h' = 0,75 \cdot 8 \cdot 2 = 12 \text{ mm}$$

$$h' = h - 2 \cdot r = 3 - 2 \cdot 0,5 = 2 \text{ mm}$$

Hřídel V vyhovuje

3.1.15 Výpočet hřídele VI:

Téměř totožná jako hřídel V, proto výpočet shodný s hřídeli V

3.2 Doplnující geometrické podmínky:**3.2.1 Podmínka smontovatelnosti:**

$$z_1 = k \cdot a_k$$

$z_3 = q \cdot a_k$, kde k a q jsou celá čísla

$$k = \frac{z_1}{a_k} = \frac{24}{3} = 8$$

$$q = \frac{z_3}{a_k} = \frac{168}{3} = 56$$

Podmínka splněna

3.2.2 Podmínka vůle mezi satelity:

$$\vartheta = \frac{360}{a_k} \geq \vartheta_{\min}$$

úhel ϑ_{\min} se určí ze vstahu

$$\sin \frac{\vartheta_{\min}}{2} = \frac{\frac{D_2}{2} + 0,5 \cdot \vartheta}{\frac{D_3}{2}} = \frac{126 + 60}{276} = 0,674 \Rightarrow \vartheta_{\min} = 42^\circ 22'$$

Podmínka splněna

$$\vartheta = \frac{360}{a_k} \geq \vartheta_{\min} \approx \frac{360}{3} \geq 42,36 = 42^\circ 21'$$

3.3 Výpočet pojistné spojky

Volím 6 čepů z materiálu 11 500, $Re_s=190\text{MPa}$

Pojistný točivý moment volím asi o 20% vyšší než je běžné maximum točivého momentu

$$F_t = \frac{2.Mk.1,2}{D_c.n_c} = \frac{2.2387,3.1,2}{0,180.6} = 5305\text{N}$$

$$\tau = \frac{F_t}{S} = \frac{Re_s}{k}$$

$$S = \frac{F_t.k}{Re_s} = \frac{5305.2}{190} = 55,84\text{mm}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{4.S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4.46,53}{\pi}} = 8,4\text{mm}$$

4 ZÁVĚR

Při řešení zabezpečovacího pohonu výrobního zařízení jsem se zaměřil na výpočet a konstrukci planetové převodovky a pojistné spojky. Pro zadaný převodový poměru $i=100$, vstupní hodnotě příkonu 5kW a výstupních otáček $n=20\text{min}^{-1}$ jsem zvolil typ složeného planetového převodu. Převodové ústrojí se skládá ze dvou jednoduchých převodů, přičemž výsledný převodový poměr je součinem obou jednoduchých převodů. Pastorek na vstupní hřídeli pohání tři satelity, které zabírají s pevným korunovým kolem. Satelity vedou unášec spojený hřídelí s pastorkem druhého převodu, který opět pohání druhou trojici satelitů zabírající s druhým pevným korunovým kolem. Druhá trojice satelitů opět vede unášec přenášející pohyb pomocí hřídele na pojistnou spojku a z ní na výstupní hřídel. Pojistná spojka je navržena tak, aby se při překročení 20% maximálního točivého převodu čepy přestřihly. Převodová skříň je z důvodu uspořádání převodu a montáže navržena jako dvoudílná s dělicí rovinou v ose vstupního a výstupního hřídele. Při konstrukci jsem použil co největší počet normalizovaných součástí z důvodů maximálního zjednodušení výroby a montáže.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] HUŠKA, Z. : Strojní součásti, Praha, SNTL 1989
- [2] SVOBODA, J. : Planetové převody, Praha, ČVUT 2005
- [3] BOLEK, A. : Části strojů II. 1. vyd., Praha, Nakladatelství Československé akademie věd 1963
- [4] NĚMEC, A. : Části strojů II – Převody, Praha, SNTL
- [5] BOLEK, A., KOCHMAN, J. : Části strojů 1. svazek 5. vyd., Praha, SNTL 1989
- [6] BOLEK, A., KOCHMAN, J. : Části strojů 2. svazek 5. vyd., Praha, SNTL 1990
- [7] LEINVEBER, J., ŘASA, J., VÁVRA, P., : Strojnické tabulky 3. vyd., Praha, Scientia 1999
- [8] POSPÍŠIL, M. : Bakalářská práce, Zlín, UTB 2004
- [9] ZEITHAMMER, K. : Vývoj techniky, Praha, ČVUT 2003
- [10] FIALA, J. : Strojnické tabulky 3, 1. vydání, Praha, SNTL 1989
- [11] JANÍČEK, P., ONDRÁČEK, E., VRBKA, J., BRUŠA, J. : Mechanická tělesa, Brno, CERM 2004

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Jednotka	Význam
Mk	Nm	Kroutící moment
η	-	Mechanická účinnost
i	-	Převodový poměr
ω_1, ω_2	m.rad ⁻¹	Úhlová rychlost (pastorku, kola)
D	mm	Průměr roztečné kružnice
D _a	mm	Průměr hlavové kružnice
D _p	mm	Průměr patní kružnice
b _w	mm	Šířka zubů
v	m.s ⁻¹	Obvodová rychlost
m	mm	Modul
t	mm	Rozteč
z	-	Počet zubů
s _z	mm	Tloušťka zubu
s _m	mm	Šířka zubové mezery
h _a	mm	Výška hlavy zubu
h _p	mm	Výška paty zubu
v _h	mm	Hlavová vůle
a _k	-	Počet satelitů
v _{min}	mm	Minimální vůle mezi satelity
ϑ	°	Úhel mezi satelity
ϑ_{\min}	°	Minimální úhel mezi satelity
P	W	Příkon
N	min ⁻¹	Otáčky

Symbol	Jednotka	Význam
F_t	N	Tečná složka síly záběru
F_N	N	Normálová složka síly záběru
F_r	N	Radiální složka síly záběru
α	°	Úhel záběru
σ_{pt}	MPa	Namáhání v tahu
k_β	-	Součinitel vrubu
η_c	-	Součinitel citlivosti materiálu na vruby
σ_{FD}	MPa	Dovolené namáhání v ohybu
Y_R	-	Součinitel jakosti povrchu
Y_M	-	Součinitel velikosti
σ_{CN}	MPa	Mez dlouhodobé únavové pevnosti
S_{Fmin}	-	Minimální součinitel bezpečnosti
Y_F	-	Součinitel tvaru zubu
ψ_m	-	Poměrná šířka věnce
K_F	-	Součinitel zatížení
π	-	Ludolfovo číslo
s_f	mm	Tloušťka zubu
a	mm	Vzdálenost os
σ_F	MPa	Výpočtové nominální napětí
σ_{Fkrit}	MPa	Kritické napětí
S_F		Součinitel bezpečnosti na ohyb
σ_H	MPa	Hodnota tlaku v ozubení
σ_C	MPa	Mez únavy v dotyku
F_u	N	Síla na hřídeli od kroutícího momentu

Symbol	Jednotka	Význam
F_e	N	Dynamické ekvivalentní zatížení
L_n	mil.ot	Množství otáček
L_h	h	Trvanlivost ložisek
c	N	Dynamické zatížení ložisek
q, k	-	Libovolná celá čísla
D_{ξ}	mm	Průměr roztečné kružnice umístění pojistných čepů
n_{ξ}	-	Počet pojistných čepů
f'	mm	Účinná plocha drážky o délce 1mm
h	mm	Výška drážky
h'	mm	Účinná výška drážky o délce 1mm
f	mm	Sražení drážky
S_H	-	Součinitel bezpečnosti v dotyku
σ	MPa	Napětí v ohybu
τ	MPa	Napětí ve stříhu
σ_{red}	MPa	Napětí redukované
J_p	mm ⁴	Polární moment
J	mm ⁴	Kvadratický moment
Re	MPa	Mez kluzu v tahu
Res	MPa	Mez kluzu ve smyku
k	-	Součinitel bezpečnosti
p	MPa	Tlak

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Barulkos.....	9
Obr. 2 Smysl otáčení ozubených kol [4].....	12
Obr. 3 Ozubený věnec.....	13
Obr. 4 Čelní soukolí s vnitřním ozubením.....	15
Obr. 5 Čelní soukolí s vnějším ozubením.....	15
Obr. 6 Čelní soukolí se zakřivenými zuby.....	15
Obr. 7 Kuželové soukolí se zakřivenými zuby	16
Obr. 8 Kuželové soukolí s přímými zuby	16
Obr. 9 Šroubové soukolí s osami mimoběžnými	16
Obr. 10 Šnekové soukolí – válcový šnek a globoidní šnekové kolo.....	17
Obr. 11 Šnekové soukolí – globoidní šnek a globoidní šnekové kolo.....	17
Obr. 12 Šnekové soukolí – hypoidní šnekové soukolí s přímými zuby.....	17
Obr. 13 Šnekové soukolí – hypoidní šnekové soukolí se zakřivenými zuby.....	17
Obr. 14 Geometrický profil v bodě dotyku	18
Obr. 15 Ozubení čelního kola se základními pojmy [7]	19
Obr. 16 Vznik podřezání zubů	21
Obr. 17 Teoretický mezní počet zubů.....	22
Obr. 18 Kolo +V	23
Obr. 19 Kolo –V	23
Obr. 20 Síly působící na zuby kol čelního soukolí s přímými zuby	24
Obr. 21 Síly v ložiskách hřídele s jedním čelním ozubeným kolem s přímými zuby.....	24
Obr. 22 Základní druhy planetových převodů [6].....	28
Obr. 23 Minimální vůle mezi satelity	30
Obr. 24 Minimální tloušťka materiálu	31
Obr. 25 Třecí pojistná spojka.....	34
Obr. 26 Vysmekovací kuličková pojistná spojka.....	35
Obr. 27 Kolíková pojistná spojka	35

SEZNAM PŘÍLOH

P I - Výkresová dokumentace

Bc-III-00	Sestava
Bc-III-01	Kusovník
Bc-III-02	Pastorek 1´
Bc-III-03	Pastorek 2
Bc-III-04	Pastorek 2´
Bc-III-05	Kolo 3
Bc-III-06	Kolo 3´
Bc-III-07	Hřídel I
Bc-III-08	Hřídel II
Bc-III-09	Hřídel III
Bc-III-10	Hřídel IV
Bc-III-11	Hřídel V
Bc-III-12	Hřídel VI
Bc-III-13	Příruba 1
Bc-III-14	Příruba 2
Bc-III-15	Unašeč 1
Bc-III-16	Unašeč 2
Bc-III-17	Čep
Bc-III-18	Spojka
Bc-III-19	Nosná konstrukce
Bc-III-20	Skříň – horní díl
Bc-III-21	Skříň – dolní díl

Bc-III-22 Pastorek 1

P II – Návrh převodovky v 3D

Sestava planetové převodovky v 3D

Sestava planetové převodovky v 3D s průhlednými skříněmi

Sestava planetové převodovky v 3D bez horního dílu skříně

Sestava planetové převodovky v 3D v částečném řezu

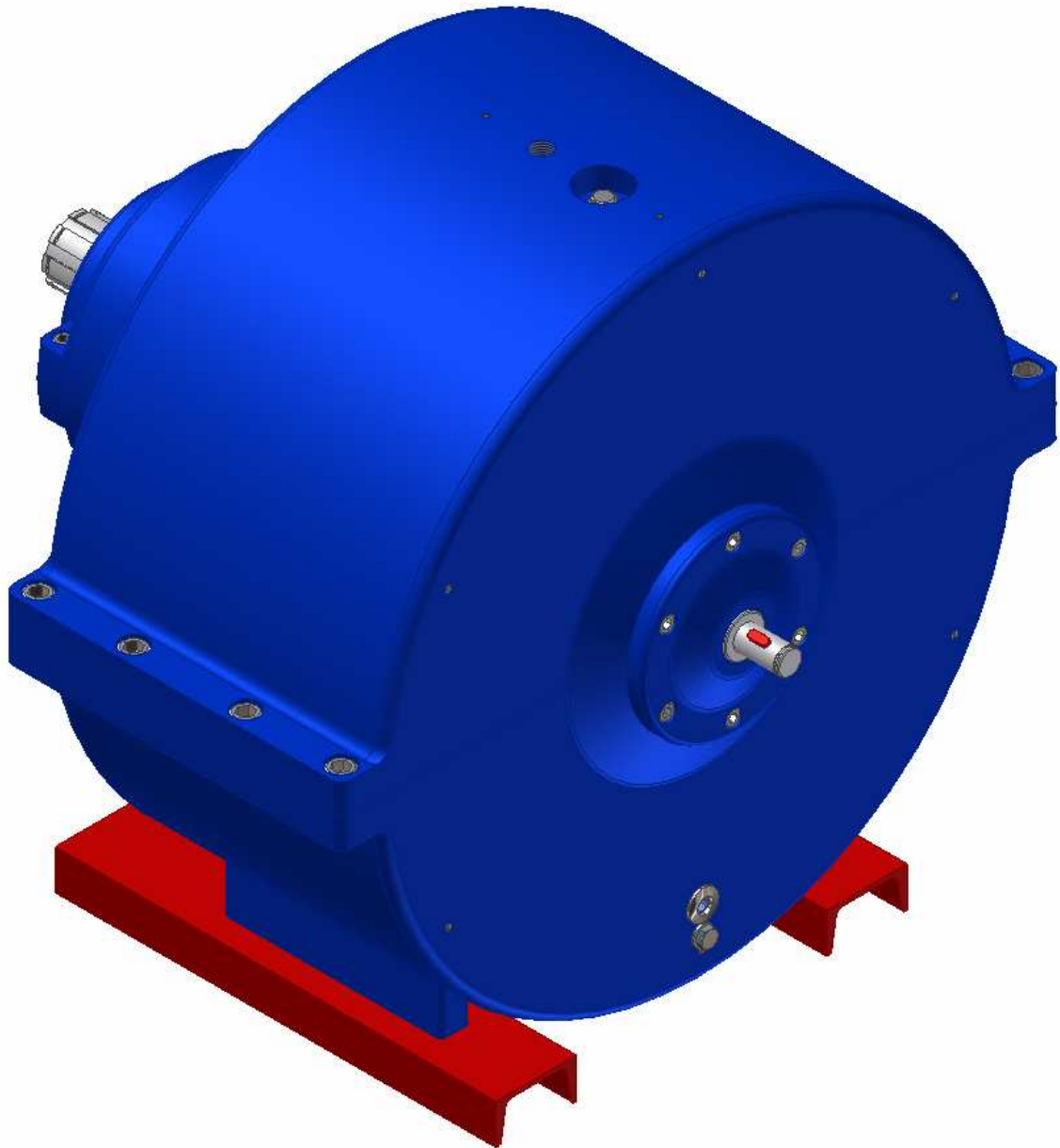
Sestava planetové převodovky v 3D v řezu

P III – Úplná dokumentace

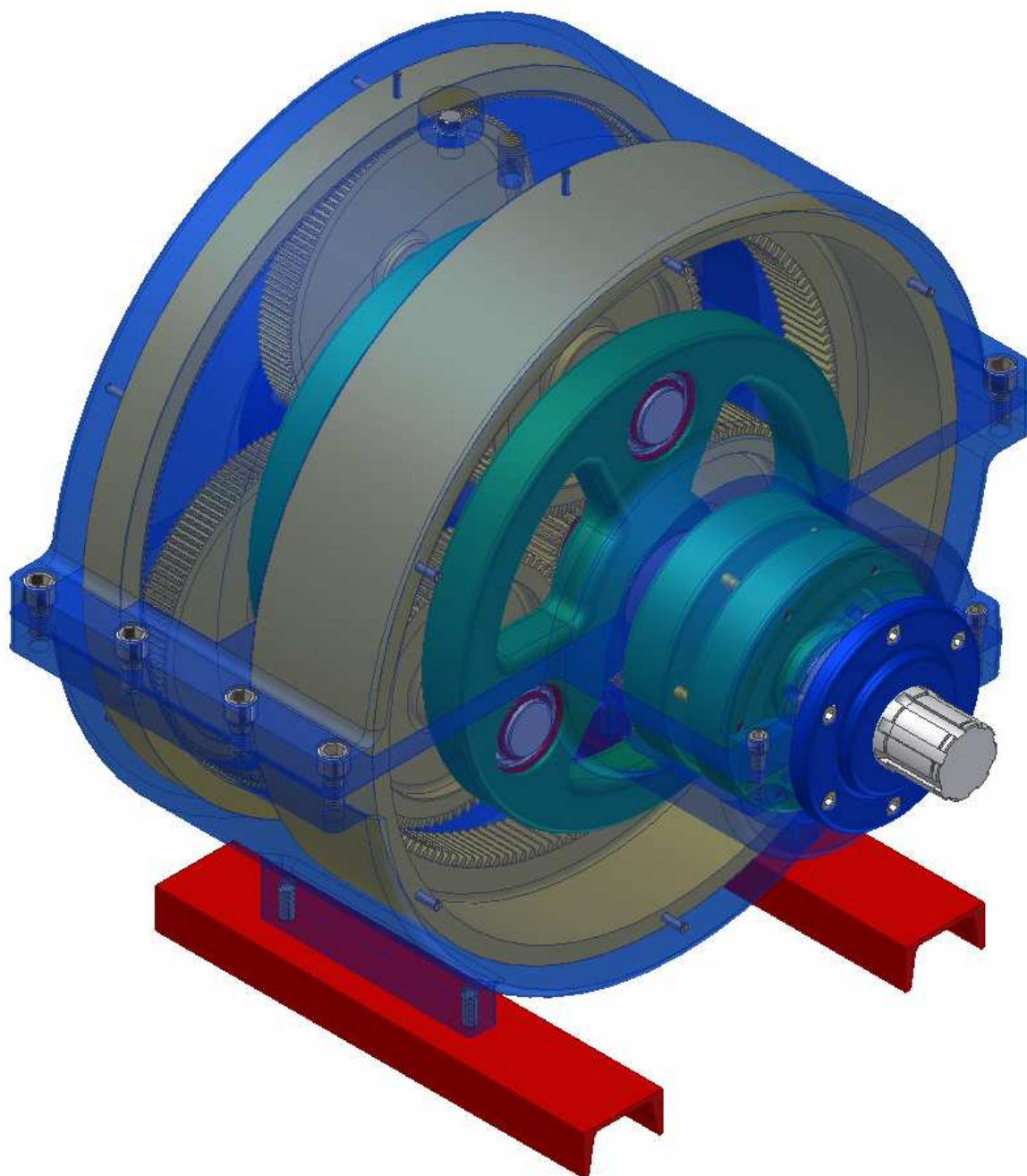
Přiložené CD – obsahuje výkresovou dokumentaci, model převodovky v 3D v programu Autodesk Inventor 10, prezentace v PowerPointu

PŘÍLOHA P II

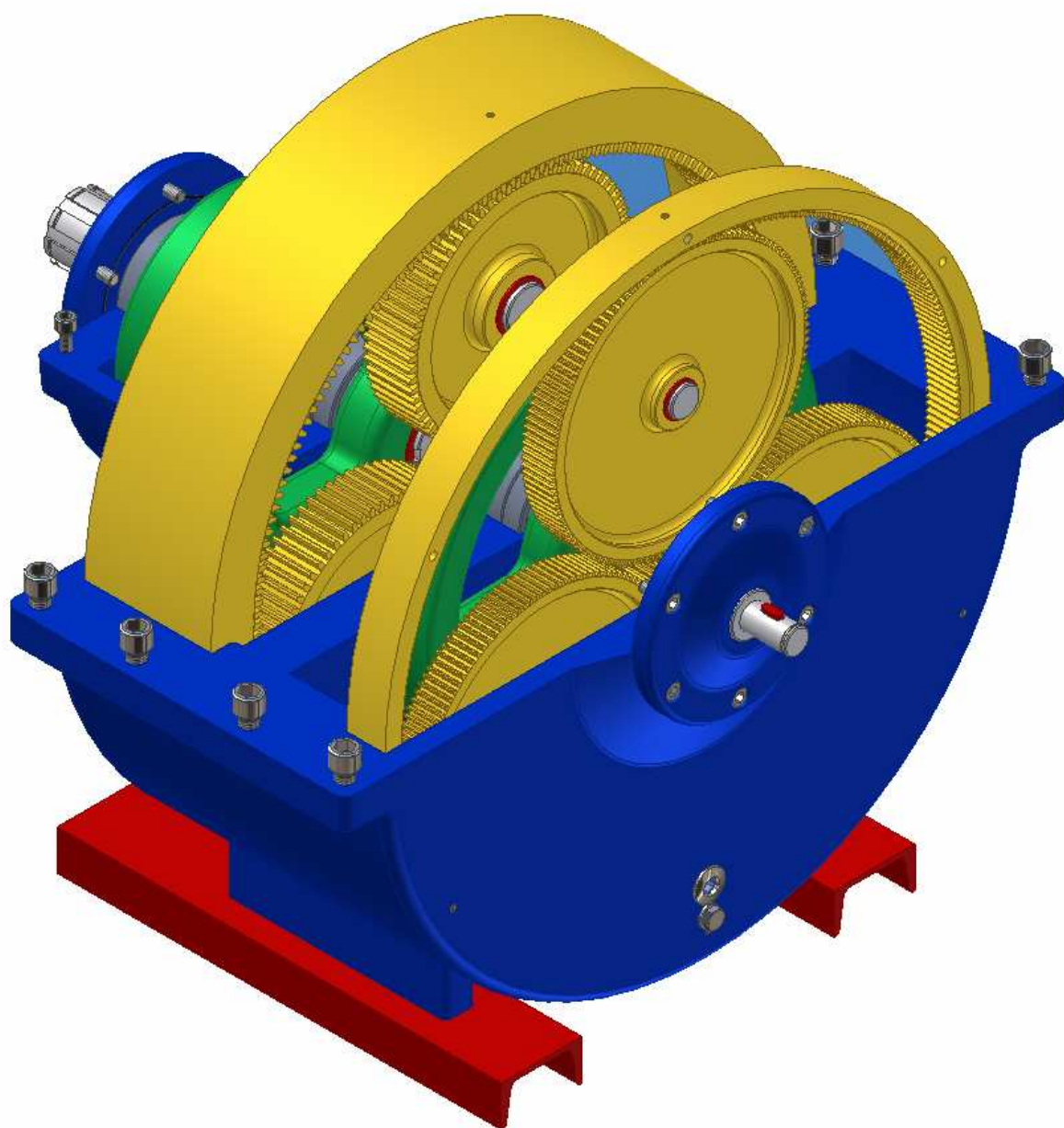
Sestava planetové převodovky v 3D



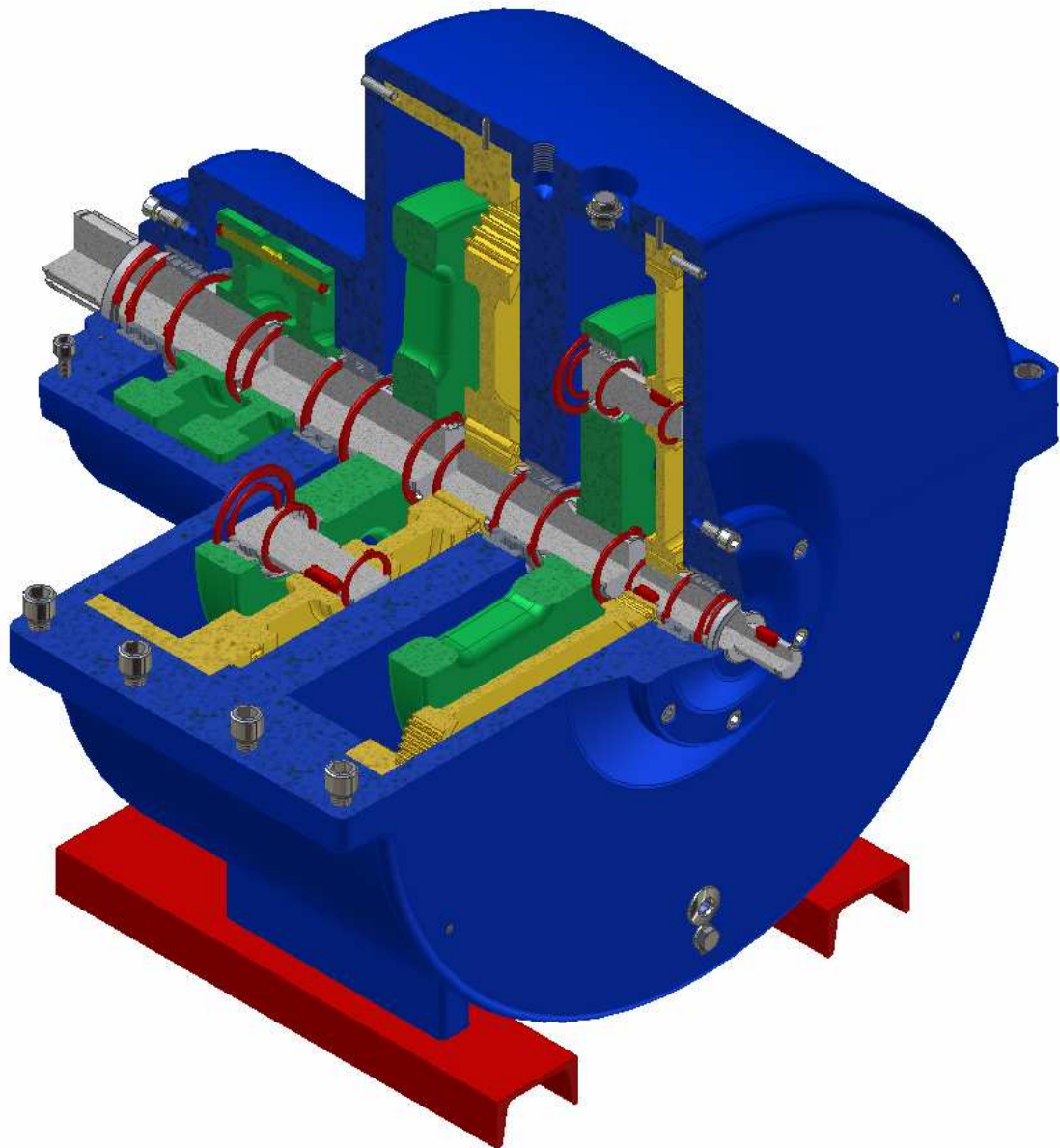
Sestava planetové převodovky v 3D s průhlednými skříněmi



Sestava planetové převodovky v 3D bez horního dílu skříně



Sestava planetové převodovky v 3D v částečném řezu



Sestava planetové převodovky v 3D v řezu

