

# Zabezpečovací pohon výrobního zařízení se šnekovou převodovkou a pojistnou spojkou

Pavla Hradilová

---

Bakalářská práce  
2013



Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně  
Fakulta technologická

---

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně

Fakulta technologická

Ústav výrobního inženýrství

akademický rok: 2012/2013

## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Pavla HRADILOVÁ**  
Osobní číslo: **T10252**  
Studijní program: **B3909 Procesní inženýrství**  
Studijní obor: **Technologická zařízení**  
Forma studia: **prezenční**

Téma práce: **Zabezpečovací pohon výrobního zařízení se šnekovou převodovkou a pojistnou spojkou**

Zásady pro vypracování:

1. Vypracujte literární studii k danému tématu.
2. Návrh převodovky proveďte pro převod  $i = 150$ , výkon  $P = 3 \text{ kW}$ , výstupní otáčky  $n = 18 \text{ min}^{-1}$ .
3. Nakreslete sestavu převodovky.
4. Zhotovte výrobní dokumentaci převodovky.

Rozsah bakalářské práce:

Rozsah příloh:

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

Seznam odborné literatury:

**Dle doporučení vedoucího BP.**

Vedoucí bakalářské práce:

**Ing. František Volek, CSc.**

Ústav výrobního inženýrství

Datum zadání bakalářské práce:

**8. února 2013**

Termín odevzdání bakalářské práce:

**17. května 2013**

Ve Zlíně dne 11. února 2013

  
doc. Ing. Roman Čermák, Ph.D.  
děkan



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

Příjmení a jméno: Hradilová Pavla

Obor: Technologická zařízení

## PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že

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

Ve Zlíně 6. 5. 2013

*Hradilová Pavla*

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

## **ABSTRAKT**

Ve své bakalářské práci se zaměřuji na ozubené převody a to konkrétně na čelní soukolí s evolventním ozubením s přímými zuby a šneková soukolí.

Teoretická část práce mimo jiné obsahuje rozdělení mechanických převodů a jejich základní vztahy, základy teorie ozubení, výhody, nevýhody, montáž, provoz a údržbu ozubených kol a v závěru konstrukci převodových mechanismů.

Největší zaměření mé práce spočívá na praktické části, která obsahuje návrh a výpočet hřídelové spojky, převodovky a řemenice. Výstupem praktické části je pak vymodelovaný model převodovky a její výkresová dokumentace.

Práce je doplněna o rovnice, tabulky a obrázky, ale také o reálné příklady a softwarové výpočty vymodelované převodovky pomocí programu Autodesk Inventor 2013.

Klíčová slova: mechanické převody, ozubené převody, čelní soukolí s přímými zuby, šneková soukolí, převodové mechanismy, šneková převodovka, hřídelová spojka, řemenový převod.

## **ABSTRACT**

In my bachelor's thesis I focus on the geared transmission and specifically on spur gears with involute gears with straight teeth and worm gears.

The theoretical part also include distribution of mechanical gears and their basic relations, basic theory of gearing, advantages, disadvantages, installation, operation and maintenance of toothed gears and finally the construction of transmission mechanisms.

The biggest focus of my work is based on the practical part, which contains the design and the calculation of shaft coupling, gears and pulley. The output of the practical part is modelled gearbox model and its drawings documentations.

The work is supplemented by equations, tables and pictures, but also on real examples and software calculations of gearbox modelled with Autodesk Inventor 2013.

Keywords: mechanical gears, toothed gears, spur gears with straight teeth, worm gears, gear mechanisms, worm gearbox, shaft coupling, belt drive.

Na tomto místě bych chtěla mnohokrát poděkovat vedoucímu mé bakalářské práce panu Ing. Františku Volkovi, CSc. za obětavou pomoc, příjemnou spolupráci a odbornou konzultaci, kterou mi během celé této práce poskytl.

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

# OBSAH

<b>ÚVOD</b> .....	<b>10</b>
<b>I TEORETICKÁ ČÁST</b> .....	<b>12</b>
<b>1 MECHANICKÉ PŘEVODY</b> .....	<b>13</b>
1.1 ROZDĚLENÍ.....	13
1.2 ZÁKLADNÍ VZTAHY .....	14
1.2.1 Převodový poměr .....	14
1.2.2 Silové poměry v převodech.....	15
1.2.3 Ztráty a účinnost.....	16
<b>2 OZUBENÉ PŘEVODY</b> .....	<b>17</b>
2.1 ROZDĚLENÍ.....	17
2.2 ZÁKLADY TEORIE OZUBENÍ .....	19
2.2.1 Základní zákon ozubení .....	19
2.2.2 Čára záběru.....	21
2.2.3 Boční křivky.....	21
2.3 ČELNÍ SOUKOLÍ S EVOLVENTNÍM OZUBENÍM S PŘÍMÝMI ZUBY.....	22
2.3.1 Ozubený hřeben – základní profil .....	23
2.3.2 Konstrukce ozubení.....	24
2.3.3 Materiály ozubených kol.....	26
2.4 ŠNEKOVÁ SOUKOLÍ.....	27
2.4.1 Rozdělení a druhy šneků .....	27
2.4.2 Soukolí šneková s válcovým šnekem.....	29
2.4.3 Geometrické charakteristiky šneku .....	29
2.4.4 Geometrické charakteristiky šnekového kola .....	30
2.4.5 Geometrické charakteristiky soukolí.....	33
2.4.6 Výpočet rozměrů šnekového soukolí s globoidním kolem, válcovým šnekem a obecným ozubením .....	34
2.4.7 Silové a převodové poměry.....	36
2.4.8 Materiály šnekového soukolí .....	39
2.4.9 Výhody a nevýhody šnekových soukolí .....	39
2.4.10 Použití šnekových soukolí.....	40
2.5 VÝHODY, NEVÝHODY OZUBENÝCH MECHANISMŮ .....	40
2.6 MONTÁŽ, PROVOZ A ÚDRŽBA OZUBENÝCH KOL.....	40
2.6.1 Poškození zubů.....	40
Lom zubů silovým namáháním.....	41
Porušení boků zubů opotřebením .....	41
Zadírání a otěr zubů .....	42
2.6.2 Způsoby zvyšování únosnosti ozubených kol.....	42
2.6.3 Hlučnost ozubených kol a její snižování.....	43
2.6.4 Maziva a mazání ozubených převodů .....	44
2.6.5 Montáž a demontáž ozubených převodů.....	45
2.6.6 Zkoušení a zabíhání ozubených soukolí .....	46
<b>3 PŘEVODOVÉ MECHANISMY</b> .....	<b>47</b>



3.1	KONSTRUKCE OZUBENÝCH KOL .....	47
3.2	KONSTRUKCE ŠNEKŮ, ŠNEKOVÝCH KOL .....	48
3.3	PŘEVODOVÉ SKŘÍNĚ .....	50
<b>II</b>	<b>PRAKTICKÁ ČÁST .....</b>	<b>54</b>
<b>4</b>	<b>ZADÁNÍ .....</b>	<b>55</b>
<b>5</b>	<b>ŘEMENOVÝ PŘEVOD .....</b>	<b>56</b>
5.1	VÝBĚR MOTORU .....	56
5.2	PARAMETRY ŘEMENICE .....	56
<b>6</b>	<b>PŘEVODOVKA .....</b>	<b>59</b>
6.1	PŘEVODOVÉ POMĚRY, MOMENTY, VÝKONY .....	59
6.2	ŠNEKOVÉ SOUKOLÍ SE ŠNEKEM VÁLCOVÝM.....	60
6.2.1	Parametry šnekového soukolí .....	60
6.2.2	Kontrola navrženého soukolí dle ČSN 01 4780.....	63
	Na ohyb.....	63
	Na otlačení .....	63
	Na dovolený přenášený výkon.....	64
6.2.3	Výpočet pomocí programu Autodesk Inventor 2013 .....	64
6.3	ČELNÍ SOUKOLÍ S PŘÍMÝMI ZUBY .....	66
6.3.1	Parametry čelního soukolí.....	66
6.3.2	Kontrola na otlačení dle ČSN 01 4686 .....	68
6.3.3	Výpočet pomocí programu Autodesk Inventor 2013 .....	69
6.4	HŘÍDELE, LOŽISKA, PERA.....	71
6.4.1	Hřídel 1.....	72
	Návrh a kontrola ložisek .....	73
	Kontrola hřídele .....	74
	Pevnostní kontrola pera .....	75
6.4.2	Hřídel 2.....	75
	Návrh a kontrola ložisek .....	76
	Kontrola hřídele .....	77
	Pevnostní kontrola per .....	78
6.4.3	Hřídel 3.....	78
	Návrh a kontrola ložisek .....	80
	Kontrola hřídele .....	80
	Pevnostní kontrola per .....	81
<b>7</b>	<b>SPOJKA .....</b>	<b>82</b>
7.1	HŘÍDEL.....	82
7.2	PRUŽINA.....	82
<b>8</b>	<b>MONTÁŽ .....</b>	<b>84</b>
<b>9</b>	<b>MAZÁNÍ .....</b>	<b>85</b>
	<b>ZÁVĚR .....</b>	<b>86</b>
	<b>SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....</b>	<b>87</b>
	<b>SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK.....</b>	<b>88</b>
	<b>SEZNAM OBRÁZKŮ .....</b>	<b>93</b>
	<b>SEZNAM TABULEK.....</b>	<b>96</b>
	<b>SEZNAM PŘÍLOH.....</b>	<b>97</b>

## ÚVOD

Ve své Bakalářské práci na téma Zabezpečovací pohon výrobního zařízení se šnekovou převodovkou a pojistnou spojkou se zaměřuji na ozubené převody a to konkrétně na čelní soukolí s evolventním ozubením s přímými zuby a šneková soukolí, která jsou v dnešní době velice žádaná.

Od počátku věků se lidé snažili usnadnit si namáhavou práci využitím nějakých mechanických prostředků. Mezi první nejjednodušší mechanické prostředky patřila páka a klín, jichž se v jisté formě využívá i u ozubených kol.

První zmínky o ozubených kolech se datují do raných dob starověku, neboť řeční učenci se již ve třetím století př. n. l. zabývali složitými převody. Za jednoho z nejvýznamnějších vědců klasického starověku můžeme považovat řeckého matematika, fyzika, filozofa a vynálezce Archiméda. Později se touto problematikou zabýval vědec Leonardo Da Vinci, který dospěl k poznatku, že šneky s malým stoupáním jsou samosvorné. První náčrt globoidního šneku byly právě objeveny v jeho skicách.

Největší vzestup ozubených kol nastal ve dvacátém století. Rychle se rozvíjela výroba a převody se zdokonalovaly jak po konstrukční, tak i technické stránce. Po první světové válce se vylepšila konstrukce i výroba šnekových soukolí s válcovým šnekem, kde byly poprvé použity vysoce legované oceli kalené, broušené a leštěné. Zdokonalila se i výroba šnekových kol. Od této doby lze ale vývoj ozubených kol považovat za ukončený, avšak potřeby průmyslu si později vyžádaly modernizaci geometrie a technologie globoidních šnekových soukolí.

V dnešní době máme mnoho druhů šnekových i globoidních soukolí, přičemž jednotlivé druhy se od sebe odlišují geometrií ozubení, konstrukcí soukolí i technologií výroby, ale pro průmyslové využití se používají jen některé druhy.

Poslední dobou je těžké na poli průmyslu s rostoucími nároky na technické a konstrukční parametry, ale i ekonomické aspekty výroby, docílit úspěchu v tomto strojírenském odvětví.

Teoretická část práce mimo jiné obsahuje rozdělení mechanických převodů a jejich základní vztahy, základy teorie ozubení, výhody, nevýhody, montáž, provoz a údržbu ozubených kol a v závěru konstrukci převodových mechanismů.

Mechanické převody jsou popsány jen v nejdůležitějších bodech, neboť v této práci se zabývám především ozubenými mechanismy. Kapitola šneková soukolí je zaměřena na šneková soukolí obecně a dále jen na šneková soukolí s globoidním kolem a válcovým šnekem s ozubením obecným, které je částí hlavní náplně praktické části. Převodové mechanismy jsou taktéž zaměřeny jen na převodovky sestavených ze soukolí valivých a šnekových.

Největší zaměření mé práce spočívá na kapitolách čelního a šnekového soukolí a praktické části, která obsahuje návrh a výpočet hřídelové spojky, převodovky a řemenice. Výstupem praktické části je pak vymodelovaný model převodovky a její výkresová dokumentace.

Práce je doplněna o rovnice, tabulky a obrázky, ale také o reálné příklady a softwarové výpočty vymodelované převodovky pomocí programu Autodesk Inventor 2013.

## **I. TEORETICKÁ ČÁST**

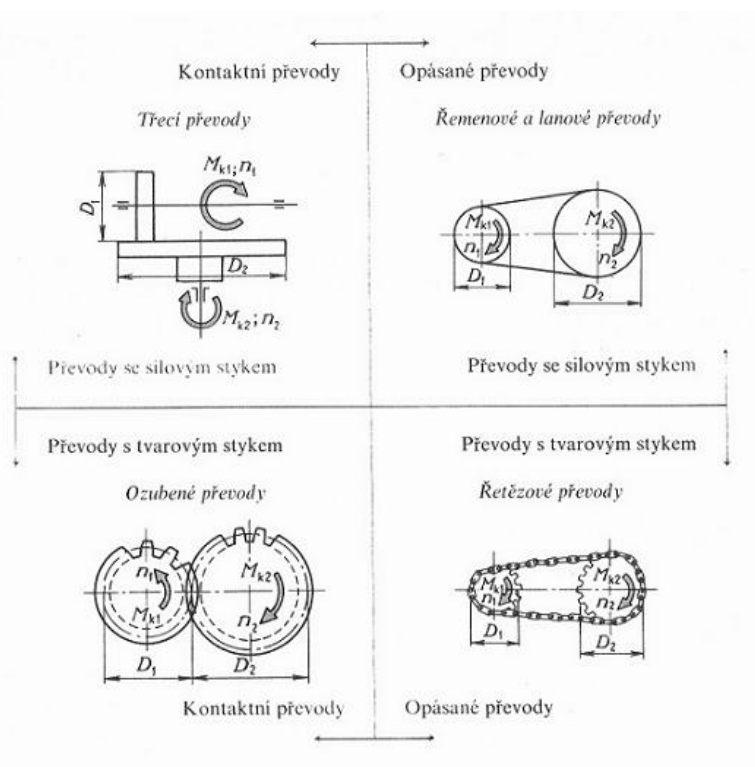
# 1 MECHANICKÉ PŘEVODY

Mechanické převody slouží k vytvoření kinematické a silové vazby mezi hnacím a hnaným hřídelem a k zajištění plynulého toku výkonu  $P$  při předepsané změně úhlové rychlosti  $\omega$  a odpovídající změně krouticího momentu  $M_k$ . Při přenosu se tedy může měnit obvodová rychlost  $v$  a smysl otáčení hnaného hřídele a někdy se mění i druh pohybu, např. otáčivý na posuvný (kulisa). Každý mechanický převod se skládá nejméně ze dvou kol (kotoučů), hnacího a hnaného, která jsou pevně spojena s hnacím a hnaným hřídelem.

## 1.1 Rozdělení

Podle typu vazby:

- tvarové (bez skluzu):
  - přímé (ozubené převody),
  - nepřímé (převody ozubenými řemeny, řetězy),
- třecí (se skluzem):
  - přímé (třecí převody),
  - nepřímé (řemenové a lanové převody). [9]



Obr. 1. Rozdělení mechanických převodů.

## 1.2 Základní vztahy

### 1.2.1 Převodový poměr

Charakteristickým údajem převodů je poměr otáček  $n$ , nebo průměrů  $D$ , tzv. převodový poměr  $i_{1,2}$  (index 1 nebo lichý pro hnací hřídele, index 2 nebo sudý pro hnané hřídele) (Obr. 2):

$$i_{1,2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} \quad [1]. \quad (1)$$

[2]

U převodů přenášejících obvodovou sílu tvarovým stykem (ozubené a řetězové převody) můžeme vyjádřit převodové číslo  $i$  též pomocí počtu zubů  $z$  hnacího a hnaného kola:

$$i_{1,2} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{z_2}{z_1} \quad [1]. \quad (2)$$

U převodů, které přenášejí obvodovou sílu třením (převod řemenový, lanový a třecí), je skutečná obvodová rychlost hnaného kola  $v_2 < v_1$  následkem skluzu  $\psi$ . Otáčky hnaného hřídele  $n$  pak jsou:

$$n'_2 = \psi \cdot n_2 \quad [s^{-1}], \quad (3)$$

kde součinitel  $\psi$  bývá 0,95 až 0,99 podle druhu převodu. Skutečné převodové číslo  $i$ :

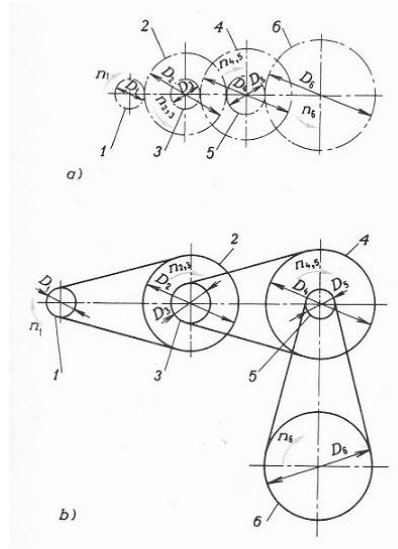
$$i'_{1,2} = \frac{n_1}{n'_2} = \frac{D_2}{D_1 \cdot \psi} = \frac{i_{1,2}}{\psi} \quad [1]. \quad (4)$$

Je-li mezi hnacím a hnaným hřídelem veliký převodový poměr  $i$ , použije se místo jednoduchého převodu převod složený (Obr. 2), jehož převodové číslo  $i$  se vypočítá:

$$i_{1,6} = \frac{n_1}{n_6} = \frac{D_2}{D_1} \cdot \frac{D_4}{D_3} \cdot \frac{D_6}{D_5} \quad [1], \quad (5)$$

obecně:

$$i_{1,n} = \frac{n_1}{n_n} = \frac{D_2}{D_1} \dots \dots \frac{D_n}{D_{n-1}} \quad [1]. \quad (6)$$



Obr. 2. Složený převod.

Popis obrázku (Obr. 2):

a) převod ozubenými koly, b) převod řemeny.

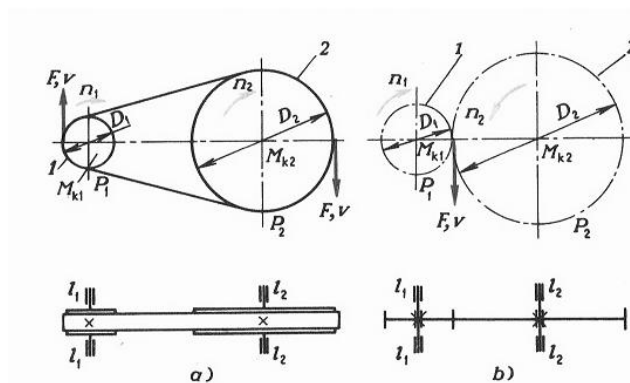
### 1.2.2 Silové poměry v převodech

Nemá-li dojít k poruše převodu, musí být obvodová síla  $F$  a obvodová rychlost  $v$  na obou kotoučích (hnacím i hnaném) stejná. U převodů se silovým stykem se měří na obvodu kotoučů (u klínových řemenic na výpočtovém průměru), u převodů s tvarovým stykem na roztečné kružnici  $D$  (Obr. 3):

$$F = \frac{2 \cdot M_{k1}}{D_1} = \frac{2 \cdot M_{k2}}{D_2} = \frac{P}{v} \quad [N], \quad (7)$$

kde:

$$v = \pi \cdot D_1 \cdot n_1 = \pi \cdot D_2 \cdot n_2 \quad [m \cdot s^{-1}]. \quad (8)$$



Obr. 3. Jednoduchý převod.

Popis obrázku (Obr. 3):

a) řemenový, b) ozubenými koly. [5]

### 1.2.3 Ztráty a účinnost

Skutečný převod pracuje se ztrátami. Tyto ztráty se ve výpočtech vyjadřují obvykle účinností  $\eta$ , kterou lze rozdělit na tři složky (Obr. 3):

- ztráty třením v ložiskách hnacího hřídele – účinnost  $\eta_{11}$ ,
- ztráty třením v ložiskách hnaného hřídele – účinnost  $\eta_{12}$ ,
- ztráty ve vlastním převodu – účinnost  $\eta_p$ .

Účinnost  $\eta$  jednoduchého převodu:

$$\eta_{1,2} = \eta_{11} \cdot \eta_p \cdot \eta_{12} [1]. \quad (9)$$

Účinnost  $\eta$  složitého převodu:

$$\eta_{1,n} = \eta_{1,2} \cdot \eta_{3,4} \cdots \cdots \eta_{(n-1),n} [1]. \quad (10)$$

Ztráty v převodu vznikají u silového přenosu v důsledku skluzu, u tvarového přenosu v důsledku tření mezi tvarovými elementy převodu.

Přenášený výkon  $P$  se ve skutečnosti zmenší o ztráty převodu (Obr. 3):

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{1,2} [W]. \quad (11)$$

Na krytí ztrát se spotřebuje část přenášené mechanické energie, takže skutečný krouticí moment  $M_k$  hnaného hřídele:

$$M'_{k2} = M_{k2} \cdot \eta_{1,2} [N \cdot m]. \quad (12)$$

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

$$M'_{k1} = \frac{M_{k2}}{\eta_{1,2} \cdot i_{1,2}} [N \cdot m]. \quad (13)$$

[2]



## 2 OZUBENÉ PŘEVODY

Ozubené převody představují nejvýznamnější a nejrozšířenější druh převodových mechanismů. Pracují na principu záběru (přenos sil tlakem a bezprostředním dotykem) spoluzabírajících členů. Dvojice ozubených kol, které do sebe zabírají, představují jednoduchý převod, který nazýváme soukolí, menší kolo se označuje jako pastorek, větší jako kolo. Úkolem této dvojice je vytvoření kinematické a silové vazby mezi relativně blízkými hřídely při požadované transformaci úhlové rychlosti  $\omega$  a krouticího momentu  $M_k$  a při co nejvyšší mechanické účinnosti  $\eta$ . Převod se uskutečňuje bez skluzu  $\psi$ , takže obvodová rychlost  $v$  na hnaném kole se rovná obvodové rychlosti  $v$  na hnacím kole. Tvar ozubených kol a jejich zubů  $z$ , závisí na vzájemné poloze hřidelů, z nichž také vyplývá klasifikace podle pohybu kol. [9]

### 2.1 Rozdělení

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

Podle relativního pohybu základních těles (axoidů):

- soukolí valivá,
- soukolí šroubová.

Podle vzájemné polohy os:

- při osách rovnoběžných – soukolí valivá válcová se zuby:
  - přímými (Obr. 4a, d, e),
  - šikmými (Obr. 4b),
  - šípovými (Obr. 4c),
- při osách různoběžných – soukolí valivá kuželová se zuby:
  - přímými (Obr. 4f),
  - šikmými (Obr. 4g),
  - zakřivenými (Obr. 4h),
- při osách mimoběžných:
  - soukolí šroubová válcová (Obr. 4i),
  - soukolí šneková (Obr. 4k),
  - soukolí šroubová kuželová – hypoidní (Obr. 4m),

- soukolí spiroidní (Obr. 4n).

Podle vzájemné polohy spoluzabírajících kol:

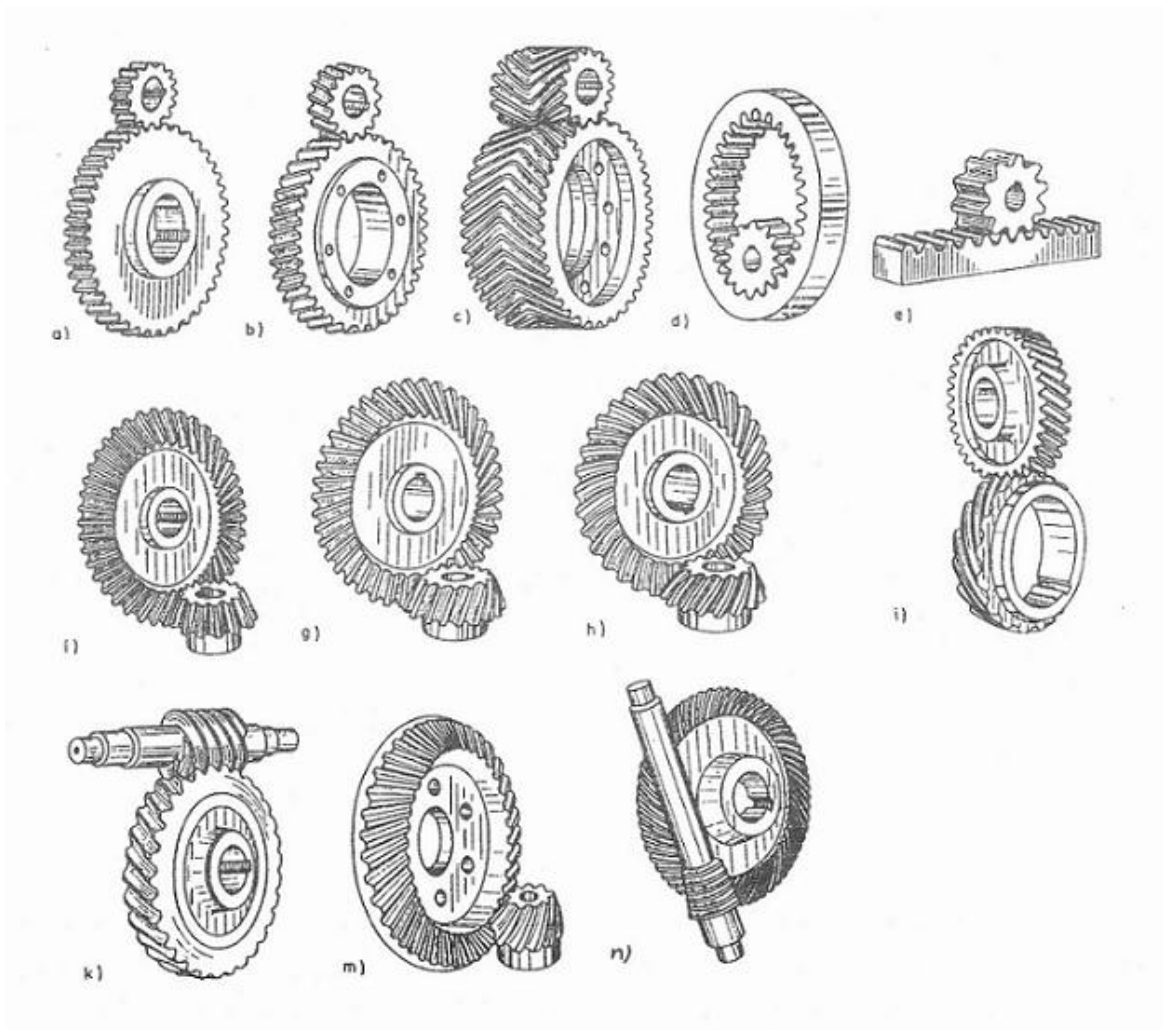
- soukolí se záběrem vnějším (Obr. 4a),
- soukolí se záběrem vnitřním (Obr. 4d).

Podle velikosti obvodové rychlosti  $v$  [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ ]:

- pomaloběžná  $v \leq 3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ ,
- o středních rychlostech  $3 < v < 15 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ ,
- rychloběžná  $v > 15 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ .

Podle velikosti převodového poměru  $i$  [1]:

- převody dopomala (reduktory) při  $i > 1$
- převody dorychla (multiplikátory) při  $i < 1$ .



Obr. 4. Ozubená kola.

Ozubené mechanismy vznikají sériovým nebo i paralelním řazením jednoduchých převodů. Rozdělují se podle několika hledisek:

Podle počtu převodových stupňů:

- jednostupňové,
- dvoustupňové a více stupňové.

Podle prostorového pohybu os:

- obyčejné (poloha os se vůči rámu nemění),
- planetové (některé osy konají krouživý pohyb).

Podle konstrukčního provedení:

- otevřené (nezakryté),
- uzavřené (ve skříní), které se dále dělí:
  - vestavěné (do motoru nebo do pracovního stroje),
  - samostatné převodovky s konstantním nebo stupňovitě proměnlivým převodovým poměrem.

Podle použití:

- silové (přenos význačných točivých momentů),
- kinematické (točivý moment je zanedbatelný). [7]

## 2.2 Základy teorie ozubení

### 2.2.1 Základní zákon ozubení

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

Na obrázku (Obr. 5) se křivky  $p_1$  a  $p_2$  boků dvou zubů dotýkají v bodě  $A$ . Má-li hnací kolo  $1$  úhlovou rychlost  $\omega_1$ , pak je obvodová rychlost  $v$  bodu  $A$  při otáčení kola  $1$  kolem středu  $O_1$ :

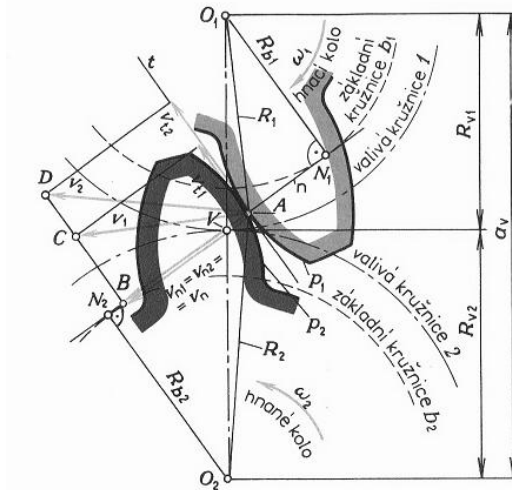
$$v_1 = R_1 \cdot \omega_1 [m \cdot s^{-1}]. \quad (14)$$

Uvažujeme-li jako střed otáčení bod  $O_2$ , má tentýž bod  $A$ , ale přísluší kolu 2, obvodovou rychlost  $v$ :

$$v_2 = R_2 \cdot \omega_2 [m \cdot s^{-1}]. \tag{15}$$

Z podobnosti trojúhelníků  $\Delta O_1 N_1 A \sim \Delta ABC$ ,  $\Delta O_2 N_2 A \sim \Delta ABD$ , vychází vztah:

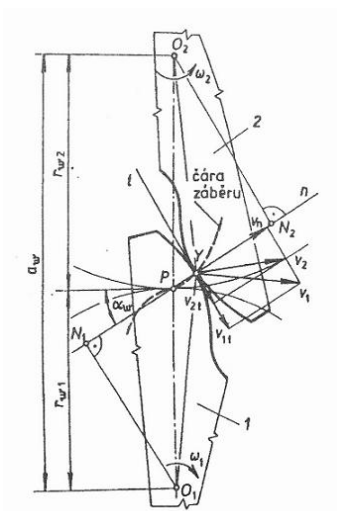
$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_{b2}}{R_{b1}} = i_{1,2} = \text{konst.} \tag{16}$$



Obr. 5. Rychlostní poměry na ozubených kolech (základní zákon ozubení).

Základní zákon ozubení pro stálý převodový poměr zní:

Dva boky zubů v trvalém dotyku přenášejí otáčivý pohyb se stálým převodovým poměrem  $i$ , jestliže jejich společná normála  $n$  procházející valivým bodem  $V$  dělí úsečku  $O_1 O_2$  v opačném poměru úhlových rychlostí  $\omega$  obou kol. [5]



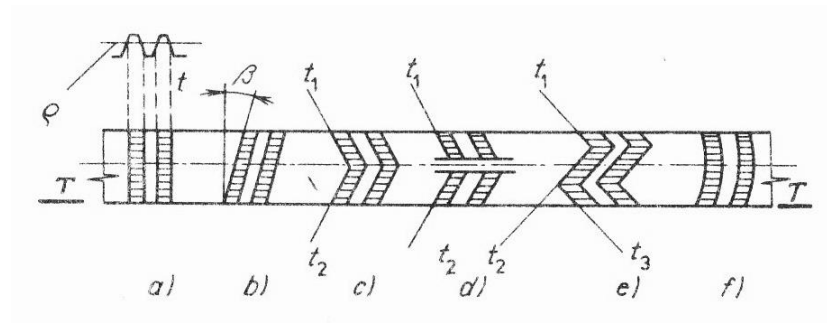
Obr. 6. Čára záběru.

### 2.2.2 Čára záběru

Podmínce konstantního převodového poměru  $i$  vyhovují jen určité druhy křivek  $p_1$  a  $p_2$ . Spoluzabírající profily, které mají tvar těchto křivek, nazýváme 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 (tvar podle křivky profilu zubů). [5]

### 2.2.3 Boční křivky

Roztřizení ozubení podle průběhu bočních křivek (čar) zubů je v ČSN 01 4602.



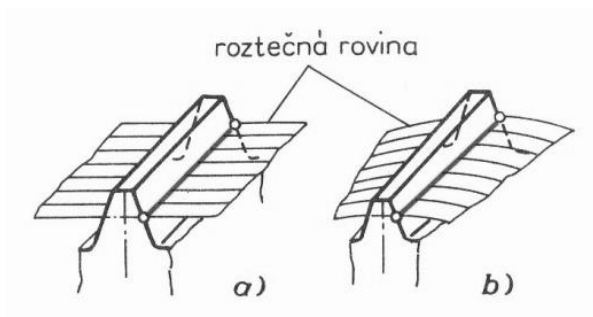
Obr. 7. Tvary bočních křivek zubů.

Popis obrázku (Obr. 7):

a) přímé zuby, b) šikmé zuby, c) šípové zuby, d) dvojnásobně šikmé zuby, e) dvojnásobně šípové zuby, f) kruhové zuby. [2]

Boční křivka zubu je průsečnice:

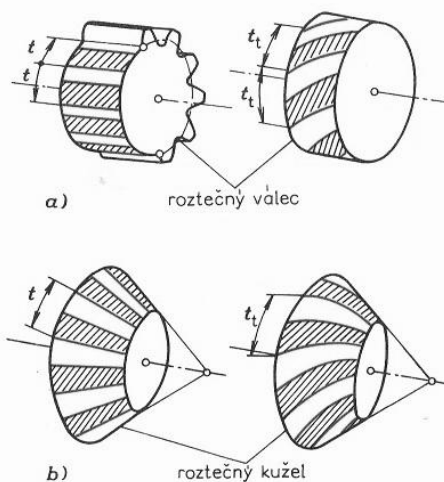
- boku zubu hřebene (Obr. 8a) nebo základního kola s roztečnou rovinou (Obr. 8b),
- boku zubu kola s roztečným válcem (Obr. 9a) nebo roztečným kuželem (Obr. 9b).



Obr. 8. Boční křivka (čára) zubu.

Popis obrázku (Obr. 8):

a) hřebenu, b) základního kola.



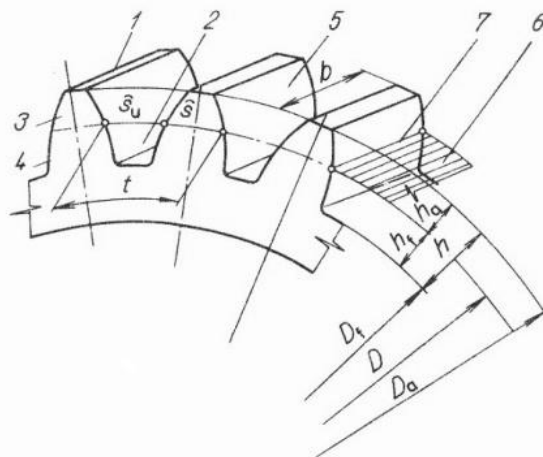
Obr. 9. Boční křivka (čára) zubu.

Popis obrázku (Obr. 9):

a) čelních kol, b) kuželových kol. [5]

### 2.3 Čelní soukolí s evolventním ozubením s přímými zuby

Věvec kola má na obvodě zuby  $z$ . Prostor mezi zuby je zubová mezera. Čelní tvar zubu se nazývá profil zubu. Křivka profilu zubu je průsečnicí boku zubu s čelní rovinou.



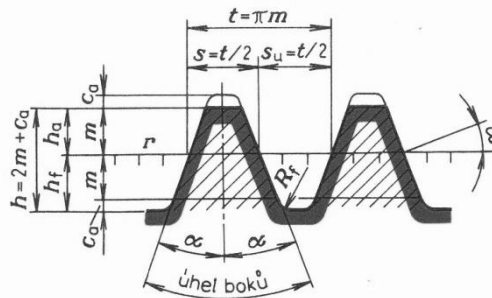
Obr. 10. Základní údaje ozubení čelního kola.

Popis obrázku (Obr. 10):

1 – zub kola, 2 – zubová mezera, 3 – profil zubu, 4 – křivka profilu zubu, 5 – bok zubu, 6 – roztečný válec, 7 – boční křivka,  $D$  – průměr roztečné kružnice,  $D_a$  – průměr hlavové kružnice,  $D_f$  – průměr patní kružnice,  $s$  – tloušťka zubu měřená jako oblouk na roztečné kružnici,  $s_u$  – šířka zubové mezery,  $p$  – rozteč zubů,  $h$  – výška zubu,  $b$  – šířka zubu.

### 2.3.1 Ozubený hřeben – základní profil

**Základní profil Z evolventního ozubení** – je řez ozubením základního hřebenu, což je vlastně ozubený segment kola o nekonečně velkém poloměru roztečné kružnice  $D$ , která přejde v roztečnou přímku  $r$  (Obr. 11). [2]



Obr. 11. Základní profil evolventního ozubení.

Popis obrázku (Obr. 11):

rozteč  $p$  – základní rozměr profilu Z,  $s$  – tloušťka zubu,  $s_u$  – šířka zubové mezery;  $s_u = p/2$  (měřeno na roztečné přímce),  $\alpha$  – úhel záběru;  $\alpha = 20^\circ$ ,  $c_a$  – hlavová vůle;  $c_a = 0,25 \cdot m$ . [5]

Geometrický tvar základního profilu Z je normalizován dle ČSN 01 4607. Vzhledem ke geometrické podobnosti profilů Z je možno sestavit řadu, jejíž každý člen je určen jedinou číselnou hodnotou – modulem  $m$ .

**Roztečná přímka  $r$**  – na roztečné přímce základního profilu Z se tloušťka zubů  $s$  rovná šířce zubové mezery  $s_u$  (Obr. 11).

**Valivá přímka  $v$**  – je libovolná přímka základního profilu Z rovnoběžná s roztečnou přímkou  $r$  (Obr. 11).

**Rozteč  $p$**  – je vzdálenost sousedních stejnohlých pravých nebo levých křivek profilů zubů, měřená jako úsečka na roztečné přímce  $r$  základního profilu Z (Obr. 11), nebo jako oblouk na roztečné kružnici  $r$  kola (Obr. 10).

Důležitou veličinou u ozubení je **modul  $m$** , což je část průměru roztečné kružnice  $D$  připadající na jeden zub kola  $z$ .

Je-li počet zubů kola  $z$ , rozteč zubů  $p$ , je obvod roztečné kružnice  $o$ :

$$o = \pi \cdot D = z \cdot p [m], \quad (17)$$

z toho průměr roztečné kružnice  $D$ :

$$D = z \cdot \frac{p}{\pi} = z \cdot m \text{ [m]}, \quad (18)$$

kde modul  $m$ :

$$m = \frac{p}{\pi} \text{ [mm]}. \quad (19)$$

Všechny rozměry ozubení jsou násobkem modulu ozubení  $m$ , který je normalizován a odstupňován v řadě podle ČSN 01 4608 (Tab. 1). [2]

Tab. 1. Normalizovaná řada modulů  $m$  dle ČSN 01 4608.

$m$	1	1,25	1,5	1,75	2	2,25	2,5	2,75	3	3,25	3,5	3,75	4	4,5
[mm]	5	5,5	6	6,5	7	8	9	10	12	14	16	18	20	22

[7]

U ozubeného kola se výška hlavy a paty zubu měří od roztečné kružnice  $D$  (Obr. 10).

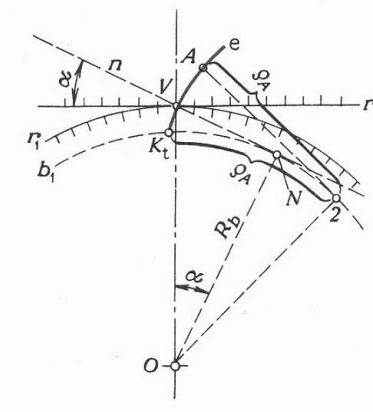
Hlavová kružnice omezuje hlavy zubů, patní kružnice omezuje paty zubů.

**Výška zubu  $h$**  – je radiální vzdálenost hlavové a patní kružnice.

Vzdálenost patní kružnice  $f$  od roztečné kružnice  $r$  je  $m + c_a$ . Hodnota  $c_a$  je hlavová vůle. Podle ČSN je  $c_a = 0,25 \cdot m$ . [2]

### 2.3.2 Konstrukce ozubení

Evolventu  $e$  (Obr. 12) vytvoří bod napjatého vlákna odvinovaného z kružnice nebo bod přímky  $n$ , valící se po základní kružnici  $b_1$ . Střed křivosti je v bodě dotyku normály a základní kružnice. Evolventa  $e$  začíná teoreticky na základní kružnici (bod  $K_t$ ), a to radiálně.

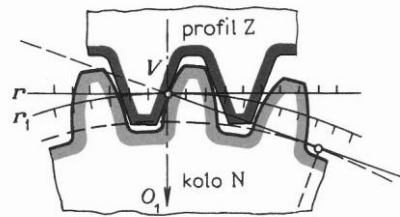


Obr. 12. Konstrukce evolventy.



Čára záběru evolventních zubů je přímka, ztotožňující se s přímkou  $n$  v její základní poloze a jdoucí bodem  $V$  (Obr. 12). Úhel záběru je stálý. Délkové rozměry jsou vždy určitým násobkem modulu  $m$ .

Kola  $N$  (normální) mají evolventní ozubení, které vytvoří základní profil  $Z$ , když se jeho roztečná přímka  $r$  odvaluje po roztečné kružnici  $r_1$  kola (Obr. 13):



Obr. 13. Kolo  $N$  (s nekorigovaným ozubením).

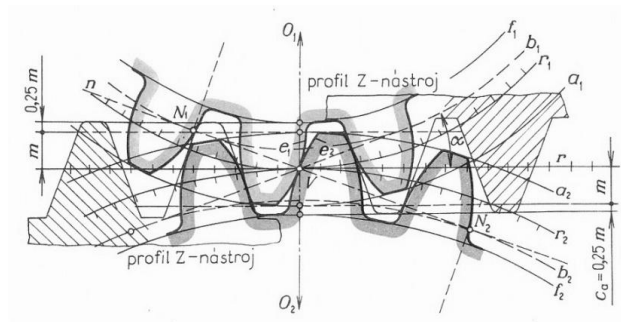
Tab. 2. Běžné ozubení.

Název	Vzorec
počet zubů	DR <sup>1)</sup> $z_1, z_2$ , (index 1 – hnací, 2 – hnané)
modul – modul nástroje	DR $m = m_n$
úhel záběru	DR $\alpha = 20^\circ$
převodové číslo	$i_{1,2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$
výška hlavy zubu	$h_a = m$
výška paty zubu	$h_f = m + c_a = 1,25m$
hlavová vůle	$c_a = 0,25m$
výška zubu	$h = h_a + h_f = 2,25m$
průměr roztečné kružnice	DR $D = z \cdot m$
průměr hlavové kružnice	K <sup>2)</sup> $D_a = D + 2h_a = D + 2m$
průměr patní kružnice	$D_f = D - 2h_f = D - 2,5m$
rozteč	$\tilde{r} = \pi \cdot m$
tloušťka zubu	$\tilde{s} = \frac{\tilde{r}}{2} = \frac{\pi \cdot m}{2}$
šířka zubní mezery	$\tilde{s}_u = \frac{\tilde{r}}{2} = \frac{\pi \cdot m}{2}$
šířka ozubení	K <sup>2)</sup> $b = \psi_m \cdot m$ , $\psi_m = 10$ až $30$
vzdálenost os $O_1, O_2$	DR $a = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{z_1 + z_2}{2} \cdot m$

Použití normálního ozubení je omezeno:

- minimálním počtem zubů  $z$ , při kterém nenastane zeslabení paty zubů podříznutím nástrojem,
- menší únosností zubů pastorku  $z$  v ohybu, jejichž průřez se zmenšuje s klesajícím počtem zubů  $z$ ,
- velkými tlaky  $p$  mezi zuby  $z$  a velkými skluzu  $\psi$  na patě pastorku, způsobenými relativně malými poloměry křivosti  $r$  pracovní části evolventy  $e$ .

Soukolí  $N$  vzniknou sdružováním kol  $N$  ve spoluzabírající pár, se společným základním profilem  $Z$ , tj. obě kola mají ozubení téhož modulu  $m$  a úhlu záběru  $\alpha$ . Roztečné kružnice  $D$  jsou shodné s valivými. Roztečná přímka  $r$  základního hřebenu (nástroje) se dotýká roztečné kružnice kola  $r_1$ , popř.  $r_2$  v bodě  $V$  (Obr. 14).



Obr. 14. Soukolí  $N$ .

[5]

### 2.3.3 Materiály ozubených kol

Volí se podle přenášených sil a obvodových rychlostí, požadované životnosti a bezpečnosti, ceny a hmotnosti, počtu vyráběných kusů, vlivu pracovního prostředí, přípustné hlučnosti apod.

- šedá litina – pro menší namáhání a malé obvodové rychlosti (asi do  $5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ). Používá se litina 42 2420 a 42 2425, v poslední době též tvárná litina 42 2304.
- oceli na odlitky – vhodné pro kola větších průměrů a tam, kde nestačí pevnost šedé litiny; používají se oceli uhlíkové (42 2630, 42 2660) i slitinové (42 2719, 42 2723 a 42 2750).
- konstrukční oceli (tř. 11) – 11 423, 11 428, 11 500, 11 600 a 11 790 jsou pro ozubená kola méně vhodné. V soukolí mají být kola z těchto materiálů párována s pastorky z oceli třídy 12 nebo 13.

- zušlechtné oceli – 12 050, 12 060, 13 141, 13 240, 14 420, 15 260 a 16 250. Zejména se doporučuje ocel 13 240, dávající až zrcadlově lesklé boky zubů.
- oceli k povrchovému kalení – 11 600, 12 050, 12 061, 14 240 a 15 261.
- cementační oceli – 12 010, 12 020, 14 220, 14 221, 16 121, 16 220 a 16 420 pro kola velmi namáhaná otěrem.
- nitridační oceli – 14 340, 15 330 a 15 340 se používají hlavně na kola, jejichž zuby nelze brousit.
- nekovové materiály – surová kůže, tvrzené dřevo a plasty (textolit, kapron, nylon, sylon). [4], [5]

## 2.4 Šneková soukolí

Šnekové soukolí je v podstatě zvláštním případem šroubového soukolí válcového, při němž osy obou kol jsou nejčastěji k sobě kolmé. Průměr jednoho kola je vzhledem ke druhému kolu malý, takže jeho zuby tvoří celistvé závity, připomínající jednoduchý nebo vícechodý šroub. Proto se pro tato kola používá název „šnek“; spolu zabírající člen pak šnekové kolo.

### 2.4.1 Rozdělení a druhy šneků

Podle tvaru těles:

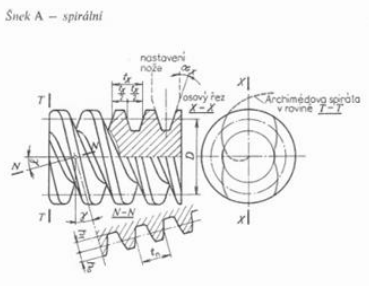
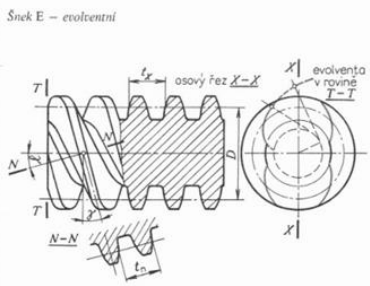
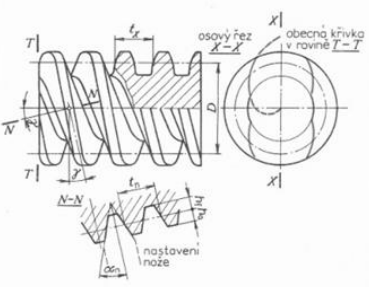
- soukolí válcová – šnek i šnekové kolo mají tvar válců,
- soukolí smíšená – šnek je válcový, kolo globoidní,
- soukolí globoidní – šnek i šnekové kolo mají tvar globoidů. [9]

Šnek	Válcový	Válcový	Globoidní
Kolo	Globoidní	Válcový	Globoidní
Schéma			
Poznámka	Nejčastější provedení	Dotyk bodový – pro zcela malé výkony	Nejlepší, ale drahé

Obr. 15. Rozdělení šnekových soukolí.

Podle tvaru boční křivky profilu zubu v čelní rovině  $T-T$ :

- spirální šneky (A) – těleso šneku je válec, profil šneku v osové rovině  $X-X$  je totožný se základním profilem. Výroba je nevhodná.
- evolventní šneky (E) – těleso šneku je válec, křivka boku zubu v čelní rovině je evolventa, profil boku zubu šneku v osové rovině má tvar hyperboly. Výroba je nevhodná.
- obecné šneky (N) – těleso šneku je válec, profil zubové mezery v normálové rovině  $N-N$  je totožný s tvarem zubové mezery základního profilu. Bok zubu šneku je tedy v normálové rovině přímkový, v ostatních rovinách je tvořen obecnou křivkou. Profil šneku se vyrábí na soustruhu, břit nože má tvar mezery základního profilu, čelo nože se nastaví do roviny  $N-N$ , nebo frézováním čepovou nebo kotoučovou frézou. [2]

Název – vyobrazení	Charakteristika, použití	Název – vyobrazení	Charakteristika, použití
<p>Šnek A – spirální</p> 	<p>Těleso šneku je válec. Profil šneku v osové rovině <math>X-X</math> je totožný se základním profilem; v normálové rovině <math>N-N</math> je profilová křivka vypouklá. Čelní rovinu <math>T-T</math> protou boky zubů v Archimédových spirálách. Zuby se řezou na soustruhu, břit nože má tvar zubní mezery základního profilu. Čelo nože se nastaví do osové roviny <math>X-X</math>. Vyrábí se jen jako jednoduchý. Výroba nevhodná.</p>	<p>Šnek E – evolventní</p> 	<p>Křivka boku zubu v čelní rovině je evolventa. Profil boku zubu šneku v osové rovině má tvar hyperboly a v normálové rovině tvar obecné vypouklé křivky. Nástrojem pro výrobu jsou dva soustružnické nože, určené pro boky závitů. Nastavují se nad a pod střed šneku. Může se také frézovat a brousit odvalem. Tohoto šneku se používá pro velké úhly stoupání <math>\gamma</math>, tj. pro vícechodé šneky. Výroba tohoto typu šneku je nevhodná.</p>
<p>Šnek N – obecný</p> 	<p>Těleso šneku je válec. Profil zubní mezery v normálové rovině <math>N-N</math>, tj. v rovině kolmé ke šroubovici na roztečném válci, je totožný s tvarem zubní mezery základního profilu. Bok zubu šneku je tedy v normálové rovině přímkový, v ostatních rovinách (osové a čelní) ho tvoří vypouklé obecné křivky. Vyrábí se na soustruhu, břit nože má tvar mezery základního profilu, čelo nože se nastaví do roviny <math>N-N</math>, nebo frézováním čepovou nebo kotoučovou frézou o poměrně malém průměru. Nejčastější druh šneku.</p>		

Obr. 16. Druhy šneků podle tvaru boční křivky.

[5]

### 2.4.2 Soukolí šneková s válcovým šnekem

Jde o nejčastější typ šnekových převodů silových. Dotyk v ozubení je teoreticky křivkový; dosahuje se ho tím, že ozubení šnekového kola se vyrábí odvalovacím způsobem šroubovou frézou, která je tvarovou kopií šneku (fréza má kromě břitů navíc hlavovou nastavbu pro vytvoření radiální vůle). Ozubení šnekového soukolí je determinováno ozubením šneku, které je geometricky určeno především boční plochou jeho zubů.

Na rozdíl od šroubového soukolí válcového s úhly  $\beta_1$  a  $\beta_2$  se u šnekového soukolí s úhlem  $\Sigma = 90^\circ$  zavádí úhel jediný – úhel  $\gamma$ , který odpovídá:

- u šneku úhlu stoupání  $\gamma = \gamma_1 [^\circ]$ , (20)

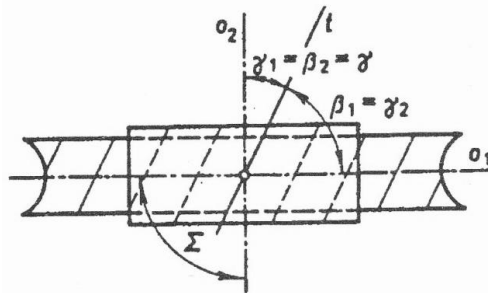
- u šnekového kola úhlu sklonu  $\gamma = \beta_2 [^\circ]$ . (21)

Toto zjednodušení vyplývá z doplňkovosti úhlů sklonu a úhlů stoupání:

$$\gamma_1 + \beta_1 = 90^\circ = \gamma_2 + \beta_2, \quad (22)$$

a z platnosti vztahu (Obr. 17):

$$\beta_1 + \beta_2 = 90^\circ. \quad (23)$$



Obr. 17. Úhly sklonu a úhly stoupání.

### 2.4.3 Geometrické charakteristiky šneku

Geometricky je šnek určen počtem zubů (chodů)  $z_1$ , průměrem roztečného válce  $d_1$ , délkou roztečného válce  $l_1$  (Obr. 19), druhem ozubení a parametry základního profilu:  $m$ ,  $\alpha$ ,  $h_a$ ,  $c$  a  $r_f$ . Ozubení šneku se dělá zásadně bez posunutí (bez korekce), tj.  $x_1 = 0$ . Plášť roztečného válce protíná boční plochy zubů ve šroubovicích o úhlu stoupání  $\gamma$ ; podle směru stoupání šroubovic jsou šneky pravé a levé. Na šneku je třeba sledovat tři rovinné řezy:

- osový (index  $x$ ),

- normálový (index  $n$ ), který může být veden kolmo na:
  - střední šroubovici mezery,
  - střední šroubovici zubu,
- čelní, popř. příčný (index  $t$ ).

Střední šroubovici zubu, popř. zubové mezery se rozumí šroubovice na roztečném válci o úhlu stoupání  $\gamma$ , která půlí tloušťku zubu, popř. šířku mezery.

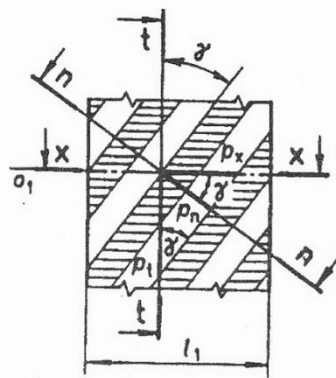
Tyto tři řezy vedou ke třem roztečím  $p_x, p_n, p_t$ , ke třem modulům  $m_x, m_n, m_t$  a třem úhlům profilu  $\alpha_x, \alpha_n, \alpha_t$ . Vztahy mezi roztečemi plynou z rozvinutého pláště roztečného válce (Obr. 18):

$$p_n = p_t \cdot \cos\gamma, p_t = \frac{p_x}{\operatorname{tg}\gamma} = \frac{p_n}{\operatorname{sin}\gamma}. \quad (24)$$

Obdobné vztahy platí i pro moduly a úhly profilu:

$$m_n = m_x \cdot \cos\gamma, m_t = \frac{m_x}{\operatorname{tg}\gamma} = \frac{m_n}{\operatorname{sin}\gamma} [1], \quad (25)$$

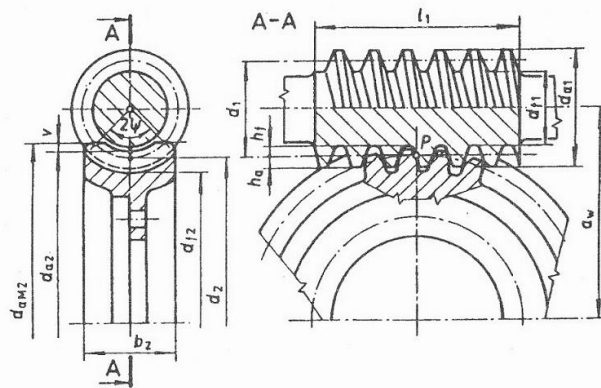
$$\operatorname{tg}\alpha_n = \operatorname{tg}\alpha_x \cdot \cos\gamma, \operatorname{tg}\alpha_t = \frac{\operatorname{tg}\alpha_x}{\operatorname{tg}\gamma} = \frac{\operatorname{tg}\alpha_n}{\operatorname{sin}\gamma} [^\circ]. \quad (26)$$



Obr. 18. Rozvinutý plášť roztečného válce.

#### 2.4.4 Geometrické charakteristiky šnekového kola

Šnekové kolo je geometricky určeno: počtem zubů  $z_2$ , součinitelem posunutí  $x_2 = x$ , druhem ozubení a geometrickými prvky spoluzabírajícího šneku, šířkou věnce  $b_2$  a hlavovým převýšením  $v = v^*$  (Obr. 19).



Obr. 19. Základní geometrické prvky šneku.

Poměrné hlavové převýšení  $v^*$  lze volit podle tabulky (Tab. 3) (při malém  $z_2$  může hodnota  $v^* = 1$  vést ke špičatým zubům).

 Tab. 3. Poměrné hlavové převýšení  $v^*$ .

$z_1$	1	2	3	4
$v^*$	1, 0,75	0,75	0,75	0,5

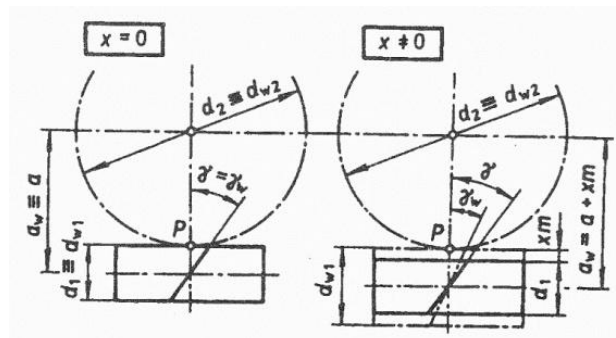
Určující veličiny vystupující ve středním příčném řezu A – A v tzv. hlavním řezu (Obr. 19).

Pro průměr roztečné kružnice  $d$  platí:

- ozubení spirální 
$$d_2 = m_x \cdot z_2 [m], \quad (27)$$

- ozubení obecné 
$$d_2 = \frac{m_n \cdot z_2}{\cos \gamma} [m]. \quad (28)$$

Vzájemná poloha obou členů při výrobě kola bez posunutí a kola s posunutím je na obrázku (Obr. 20). Zatímco v prvním případě je fréza vůči kolu v poloze nominální, tj. její roztečný válec ( $d_1$ ) se dotýká roztečné kružnice kola ( $d_2$ ) v bodě  $P$ , je v případě druhém fréza z nominální polohy radiálně posunuta o hodnotu  $x \cdot m$  ( $x > 0$  vysunutí).



Obr. 20. Šnekové soukolí bez posunutí a s posunutím.

U zubů šnekového kola je třeba sledovat:

- nebezpečí podřezání paty zubu,
- nebezpečí špičatosti zubu.

Nebezpečí podřezání se sleduje v řezu A – A (Obr. 19), který u šnekového soukolí s ozubením spirálním připomíná záběr rovinného evolventního kola s hřebenem. Z obrázku (Obr. 21), který zachycuje teoretický mezní stav této dvojice s nulovým posunutím ( $x = 0$ ), plyne pro kolo bez podřezání podmínka:

$$q_N = \frac{m_x \cdot z_2}{2} \cdot \sin^2 \alpha_x \geq h_a^* \cdot m_x [m], \quad (29)$$

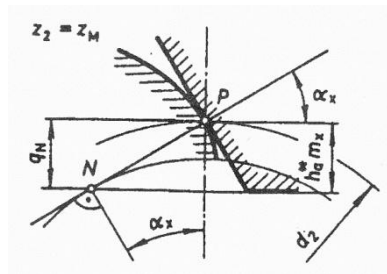
kterou lze upravit na tvar:

$$z_2 \geq z_M = \frac{2 \cdot h_a^*}{\sin^2 \alpha_x} [1], \quad (30)$$

( $q_N$  je vzdálenost interferenčního bodu  $N$  od úrovně pólu  $P$ ).

Teoreticky mezní počet zubů při  $h_a^* = 1$ :

$z_M = 17$  pro  $\alpha_x = 20^\circ$  a  $z_M = 30$  pro  $\alpha_x = 15^\circ$ .



Obr. 21. Teoretický mezní stav.

Poněvadž záběr v oblasti počátku evolventy není výhodný (velké tlaky a měrné skluzu), zavádí se tzv. praktický mezní stav. Hlavová přímka hřebene je vysunuta nad úroveň bodu  $N$  o  $\kappa \cdot m_x$ , kde  $\kappa = 0,3$  pro  $\alpha_x = 20^\circ$  a  $\kappa = 0,2$  pro  $\alpha_x = 15^\circ$ .

Praktický mezní počet zubů  $z'_M$ :

$$z'_M = \left(1 + \frac{\kappa}{h_a^*}\right) \cdot z_M [1]; \quad (31)$$

pro  $h_a^* = 1$  a pro uvedené hodnoty  $\kappa$ :

$z'_M = 22$  pro  $\alpha_x = 20^\circ$ ,

$z'_M = 36$  pro  $\alpha_x = 15^\circ$ .

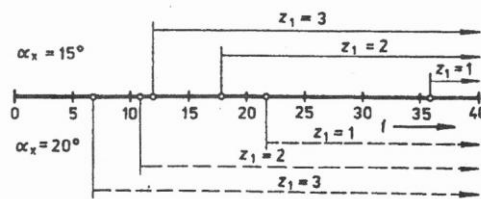


Je-li  $z_2 < z_M$ , určí se praktický minimální součinitel posunutí  $x_{min}$  z rovnice:

$$x_{min} = h_a^* \cdot \frac{z'_M - z_2}{z_M} [m]. \quad (32)$$

Výrazy pro  $z_M$ ,  $z'_M$  a  $x_{min}$ , které byly odvozeny pro šnekové soukolí s ozubením spirálním, se přejímají i pro ozubení obecné; tam je ve skutečnosti situace příznivější.

Diagram na obrázku (Obr. 22) dává přehled, které převodové poměry  $i$  lze realizovat při daném  $z_1$ , aniž by kolu s nulovým posunutím hrozilo podřezání, a to pro úhly profilu  $\alpha_x = 20^\circ$  a  $15^\circ$ .



Obr. 22. Diagram.

Nebezpečí špičatosti zubu je třeba sledovat v místě, kde hlavová globoidní plocha přechází v hlavový válec. Řez proložený tímto místem vede k dvojici „hřeben a náhradní kolo“, pro které se otázka špičatosti zubů řeší obvyklým způsobem.

#### 2.4.5 Geometrické charakteristiky soukolí

Poněvadž za provozu se šnek ukládá vůči kolu do téže polohy, kterou při výrobě zaujímala fréza (totožnost os), lze obrázek (Obr. 20) považovat za schéma šnekového soukolí bez posunutí a s posunutím. Pro osovou vzdálenost  $a_w$  šnekového soukolí platí obecný vztah:

$$a_w = 0,5 \cdot (d_1 + d_2) + x \cdot m = a + x \cdot m [m]; \quad (33)$$

pro soukolí bez posunutí zřejmě platí  $a_w = a$ , kde  $a$  je osová vzdálenost roztečná.

Obecný vztah lze upravit:

pro ozubení spirální:

$$a_w = \frac{m_x}{2} \cdot (q + z_2 + 2 \cdot x) = \frac{m_x}{2} \cdot \left( \frac{z_1}{\operatorname{tg} \gamma} + z_2 + 2 \cdot x \right) [m], \quad (34)$$

pro ozubení obecné:

$$a_w = \frac{m_n}{2} \cdot \left( q + \frac{z_2}{\cos \gamma} + 2 \cdot x \right) = \frac{m_n}{2} \cdot \left( \frac{z_1}{\sin \gamma} + \frac{z_2}{\cos \gamma} + 2 \cdot x \right) [m]. \quad (35)$$

Pól relativního pohybu (bod  $P$ ) leží při výrobním i provozním záběru na roztečné kružnici kola, která vždy plní funkci kružnice šroubové. U soukolí s posunutím vystupuje na šneku jako nový kinematický útvar šroubový válec šneku o průměru:

$$d_{w1} = d_1 + 2 \cdot x \cdot m \quad [m]. \quad (36)$$

Hlavním důvodem k posunutí výrobního nástroje bývá potřeba dosáhnout dané (normalizované) osové vzdálenosti  $\bar{a}_w$ ; potřebné posunutí:

pro ozubení spirální:

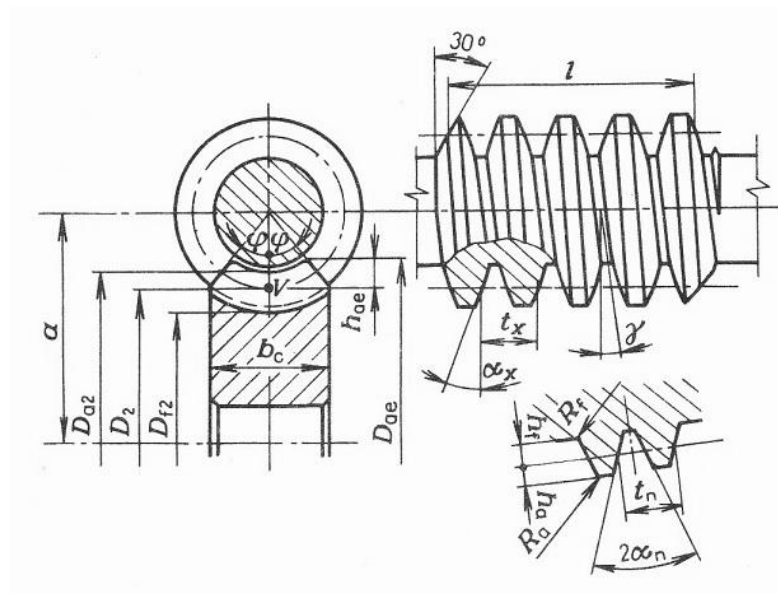
$$x = \frac{\bar{a}_w}{m_x} - \frac{q + z_2}{2} = \frac{\bar{a}_w}{m_x} - \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{z_1}{\operatorname{tg}\gamma} + z_2 \right) \quad [m], \quad (37)$$

pro ozubení obecné:

$$x = \frac{\bar{a}_w}{m_n} - \frac{q}{2} - \frac{z_2}{\cos\gamma} = \frac{\bar{a}_w}{m_n} - \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{z_1}{\sin\gamma} + \frac{z_2}{\cos\gamma} \right) \quad [m]. \quad (38)$$

Méně časté je posunutí k odstranění podřezání paty zubu nebo ke zlepšení ohybové pevnosti zubu. [7]

#### 2.4.6 Výpočet rozměrů šnekového soukolí s globoidním kolem, válcovým šnekem a obecným ozubením



Obr. 23. Šnekové soukolí s globoidním kolem, válcovým šnekem a obecným ozubením.

Při výpočtu soukolí se vychází ze zvoleného roztečného průměru šneku při zadané osové vzdálenosti a daném převodovém poměru  $i$ . Volba musí být provedena tak, aby nedocházelo

lo k nadměrnému průhybu šnekového hřídele, který by způsobil zhoršení záběrových podmínek, zvětšení opotřebení, a tím snížení únosnosti soukolí. Velikost průhybu je závislá na tzv. poměru šneku:

$$q = \frac{D_1}{m_x} = \frac{z_1}{tgy} [1]. \tag{39}$$

Má se volit  $q = 8$  až  $13$ . Počet chodů šneku se nejčastěji volí  $z_I = 1$  až  $3$ , pro pohony vozidel  $z_I = 4$  až  $6$  (výjimečně až  $12$ ).

Výpočet rozměrů šnekového soukolí s běžným ozubením je v tabulce (Tab. 4). Osa šneku s osou kola je mimoběžná a svírá úhel  $90^\circ$ , úhel  $\alpha_n = 20^\circ$ .

Tab. 4. Rozměrový výpočet válcového šnekového soukolí s obecným ozubením.

Název	Označení (obr. 66)	Vzorce	
		Šnek	Šnekové kolo
Počet zubů	DR	$z_1, z_2$	$z_1 - z_2$ převodového čísla
Modul nástroje	DR	$m$	$m = m_n$
Úhel záběru	DR	$\alpha$	$\alpha = \alpha_n = 20^\circ$
Úhel stoupání šroubovice	DR	$\gamma$	$tg \gamma = \frac{z_2}{q} = \frac{z_1 \cdot m_n}{D_1} \Rightarrow \gamma$
Normálová rozteč		$t_n$	$t_n = r \cdot m_n$
Osový modul	DR	$m_x$	$m_x = \frac{m_n}{\cos \gamma} = \frac{t_n}{\pi}$
Úhel záběru v osovém řezu		$\alpha_x$	$tg \alpha_x = \frac{tg \alpha_n}{\cos \gamma} \Rightarrow \alpha_x$
Osová rozteč		$t_x$	$t_x = \frac{t_n}{\cos \gamma} = \pi \cdot m_x$
Poměr šneku		$q$	$q = \frac{D_1}{m_x} = 8 \text{ až } 13$
Stoupání šroubovice		$L$	$L = z_1 \cdot t_x = \pi \cdot D_1 \cdot tg \gamma$
Průměr roztečné kružnice	DR	$D_1, D_2$	$D_1 = \frac{z_1 \cdot m_x}{tg \gamma}$ $D_2 = z_2 \cdot m_x$
Výška hlavy zubu		$h_a$	$h_a = m_n$
Výška paty zubu		$h_f$	$h_f = h_a + c_x = m_n + 0.167m_n = 1.167m_n$
Výška zubu		$h$	$h = h_a + h_f$
Průměr hlavové kružnice		$D_{a1}, D_{a2}$	$D_{a1} = D_1 + 2h_a$ $D_{a2} = D_2 + 2h_a$
Průměr patní kružnice		$D_{f1}, D_{f2}$	$D_{f1} = D_1 - 2h_f$ $D_{f2} = D_2 - 2h_f$
Vzdálenost os	DR	$a$	$a = 0.5 \cdot (D_1 + D_2) = 0.5m_x \cdot (q + z_2)$
Smysl stoupání			pravý     pravý

Název	Označení	Vzorce	
		Šnek	Šnekové kolo
Tloušťka zubu v normálové rovině	DR	$s_{n1}, s_{n2}$	$s_{n1} = \frac{t_n}{2}$ $s_{n2} = \frac{D_2}{\cos^2 \gamma} \cdot \sin \tau$ , kde $\text{arc } \tau = \frac{s_{n2} \cdot \cos^2 \gamma}{D_2}$ , $s_{n2} = 0.5 \cdot t_n$
Délka šneku	K	$l$	$l_{\min} = 2m_n \cdot (1 + \sqrt{z_2})$ —
Vnější průměr věnce kola		$D_{se}$	$D_{se} = D_2 + 2h_{se}$ $2h_{se} = 3.5m_n$ pro $z_1 = 1$ až $2$ $2h_{se} = 3m_n$ pro $z_1 = 3$ až $4$
Zaoblení u hlavy zubu	K	$R_s$	$R_s = 0.1m_n$ —
Zaoblení u paty zubu	K	$R_f$	$R_f = 0.15m_n$ —
Šírka věnce	K	$b_c$	$b_c = 2\sqrt{(D_1 + m_n) \cdot m_n} + \Delta b_c$ $\Delta b_c = 1.6m_n$ pro $z_1 = 1$ až $2$ $\Delta b_c = 0.8m_n$ pro $z_1 = 3$ až $4$
Úhel zkosení věnce	K	$\varphi$	$\sin \varphi = \frac{b_c}{D_{a1}} \Rightarrow \varphi$
Úhel os	DR	$\Sigma$	$\Sigma = 90^\circ$

Důležité je, aby nebyla překročena kluzná rychlost ve valivém bodě V (Obr. 23). Vypočítá se podle obrázku (Obr. 24) za podmínky, že:

$$v_{n1} = v_{n2} [m \cdot s^{-1}], \tag{40}$$

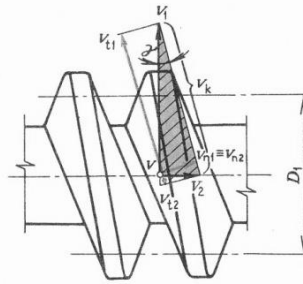
$$v_1 \cdot \sin \gamma = v_2 \cdot \cos \gamma, \tag{41}$$

$$v_2 = v_1 \cdot tgy [m \cdot s^{-1}]. \tag{42}$$

Kluzná rychlost:

$$v_k = \frac{v_1}{\cos\gamma} = \frac{v_2}{\sin\gamma} = \frac{\omega_1 \cdot R_1}{\cos\gamma} = \frac{\omega_2 \cdot R_2}{\sin\gamma} \quad [m \cdot s^{-1}]. \quad (43)$$

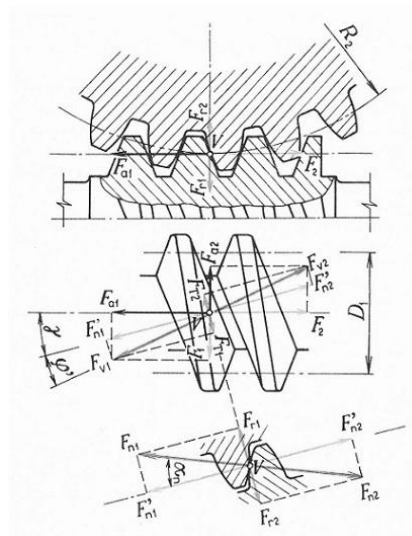
Pro kalený šnek s kolem z fosforového bronzu  $v_k \leq 30 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ , při mimořádné přesnosti a nejlepších materiálech až  $v_k = 50 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ , pro ocel zušlechtnou na 35 HRC s kolem z fosforového bronzu  $v_k \leq 15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . U litiny lze použít  $v_k \leq 2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ .



Obr. 24. Rychlostní poměry ve valivém bodě šnekového soukolí.

#### 2.4.7 Silové a převodové poměry

Předpokládá se, že všechny vzájemné silové účinky mezi šnekem a kolem jsou soustředěny ve valivém bodě  $V$  (Obr. 25). Zub šneku působí na zub šnekového kola kolmým tlakem  $F_{n1} = |F_{n2}|$ , který se rozkládá ve složky  $F_{r1}$  a  $F'_{n1}$ . Složka  $F'_{n1}$  se skládá s třecí silou  $F_{T1} = F_{n1} \cdot f$  ve výslednici  $F_{v1}$ , která je zároveň výslednicí složek  $F_{a1}$  a  $F_1$ .



Obr. 25. Silové poměry na šnekovém soukolí.

Obvodová síla šneku = axiální síla kola  $F_1$ ,

$$F_1 = |F_{a2}| = \frac{2 \cdot M_{k1}}{D_1} \cdot \eta_{11} [N], \quad (44)$$

kde

$$M_{k1} = \frac{P}{\omega_1} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_1} [N \cdot m], \quad (45)$$

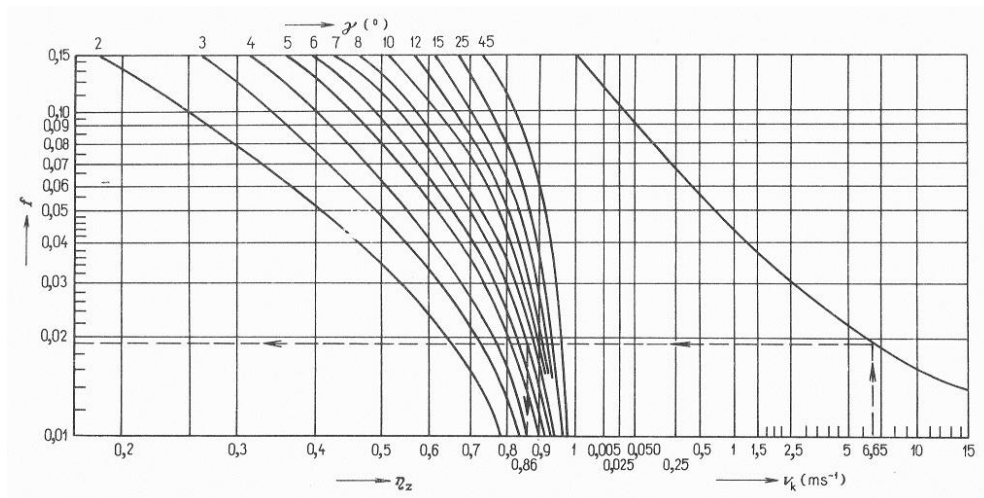
$\eta_{11}$  je účinnost ložisek šneku.

Obvodová síla kola = axiální síla šneku  $F_2$ ,

$$F_2 = |F_{a1}| = \frac{F_1}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')} [N], \quad (46)$$

kde

$$\operatorname{tg} \varphi' = \frac{f}{\cos \alpha_n} [^\circ]. \quad (47)$$



Obr. 26. Diagram účinnosti pro šneková soukolí s válcovým šnekem (platí pro přesná soukolí).

Popis obrázku (Obr. 26):

Výpočtem se zjistí  $\gamma$  a  $v_k$ ;  $\eta_z$  a  $f$  se vyhledá podle naznačených šipek (příklad proveden pro  $\gamma = 7^\circ$  a  $v_k = 6,65 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ).

Radiální síla kola = radiální síla šneku  $F_{r2}$ ,

$$F_{r2} = |F_{r1}| = F_2 \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_n \cdot \cos \varphi'}{\cos(\gamma + \varphi')} = F_1 \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_n \cdot \cos \varphi'}{\sin(\gamma + \varphi')} [N]. \quad (48)$$

Výsledná radiální síla šneku  $F_{v1}$  zatěžující ložiska:

$$F_{v1} = \sqrt{F_1^2 + F_{r1}^2} [N], \quad (49)$$

výsledná radiální síla kola  $F_{v2}$ , zatěžující ložiska:

$$F_{v2} = \sqrt{F_2^2 + F_{r2}^2} [N]. \quad (50)$$

Převodové číslo  $i$ :

$$i_{1,2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{D_2}{D_1} \cdot \cot \gamma = \frac{M_{k2}}{M_{k1} \cdot \eta_{1,2}} [1]. \quad (51)$$

Účinnost  $\eta$  (hnacím členem je šnek):

$$\eta_{1,2} = \frac{P_2}{P_1} = \eta_{11} \cdot \eta_{12} \cdot \eta_b \cdot \eta_z [1], \quad (52)$$

kde  $\eta_{11,2}$  je účinnost ložisek šneku, popř. kola, u jednoho páru valivých ložisek  $\eta_l = 0,99$ , u jednoho páru kluzných ložisek  $\eta_l = 0,97$ ,

$\eta_b$  – účinnost brodní a těsnění; závisí hlavně na způsobu mazání a těsnění, viskozitě oleje, obvodové rychlosti, tvaru a rozměru olejové nádrže a rotujících součástí ( $\eta_b = 0,99$  až  $0,95$ ),

$\eta_z$  – účinnost ozubení,  $\eta_z = \frac{tg \gamma}{tg(\gamma + \varphi)}$  [1], závisí na kluzné rychlosti  $v_k$ , úhlu stoupání  $\gamma$  a součiniteli tření  $f$  (Obr. 26).

U dobře provedených nesamosvorných šnekových převodů lze dosáhnout těchto maximálních celkových účinností (Tab. 5):

Tab. 5. Maximální celkové účinnosti  $\eta$ .

$z_1$	1	2	3	4	5
$\eta_{1,2}$	0,70	0,80	0,85	0,90	0,95.

[5]

### 2.4.8 Materiály šnekového soukolí

Záběr šneku a šnekového kola probíhá za podstatně jiných podmínek než u soukolí valivých. Šroubová soukolí se vyznačují vysokým tlakem mezi zuby a současně velkou skluzovou rychlostí.

Při volbě materiálu je nutno se zaměřit na takovou kombinaci materiálu šneku a šnekového kola, aby byla splněna – pevnost a současně musí tato kombinace vykazovat dobré třecí vlastnosti. [4]

- šneky a šnekové hřídele – vyrábí se většinou z válcovaných ocelových tyčí, výjimečně z výkovek (u větších rozměrů), pro podřadné účely z 11 600, 11 700 bez tepelného zpracování, u namáhavých soukolí ze zušlechtěných ocelí 12 050, 12 060, 13 240, 15 131 a 15 241 – často se boky zubů povrchově kalí, nebo z cementačních ocelí 12 020, 14 220 nebo 16 220.
- kola – méně zatížená se odlévají ze šedé litiny 42 2425, více zatížená se vyrábějí z tvářené uhlíkové oceli 11 600, pro nejvyšší zatížení a rychlosti se dělají kola složená. Dále z mosazi, hliníkového bronzu, cínového bronzu a z plastů.
- ozubený bronzový věnec – se lisuje nebo odstředivě přilije na náboj (růžici) z litiny nebo z oceli na odlitky 42 3048, 42 3123, 42 3145, 42 3148. [4], [5]

### 2.4.9 Výhody a nevýhody šnekových soukolí

Výhody:

- malé rozměry, nízká hmotnost a konstrukční ucelenost (kompaktnost),
- jedním soukolím lze získat velké převodové číslo, běžně  $i_{1,2} = 60$  až 70, někdy 100 i více (pro přenos menších výkonů),
- klidný a tichý chod při libovolném počtu otáček (nejtišší ozubený převod),
- možnost dosažení samosvornosti.

Nevýhody:

- menší účinnost než u valivých soukolí (hlavně soukolí s válcovým šnekem),  $\eta_z = 45$  až 90%. Závisí na úhlu stoupání  $\gamma$ , přesnosti výroby a montáže a na materiálu kol,
- při nízké účinnosti dochází k zahřívání soukolí – nutné umělé chlazení,
- výroba ozubení je náročnější a dražší,
- životnost bývá vinou opotřebení nižší než u soukolí valivých.

### 2.4.10 Použití šnekových soukolí

Šneková soukolí se používají pro převody mezi mimoběžnými hřídeli pro výkony  $P$  od 0,03 do 100 až 150 kW. Byla však již vyrobena i soukolí pro výkony  $P$  až 735 kW, krouticí momenty  $M_k$  do 250 000 N·m, počet otáček  $n$  až 500 s<sup>-1</sup> a obvodové rychlosti  $v$  až 70 m·s<sup>-1</sup>. Jsou zvláště vhodná tam, kde se vyžaduje tichý chod a tlumení chvění při záběru kol. Soukolí s jednochodým šnekem ( $z_I = 1$ ) se používá také jako dělicí soukolí u nejpřesnějších odvalovacích frézek. [5], [9]

## 2.5 Výhody, nevýhody ozubených mechanismů

Mezi výhody ozubených mechanismů patří:

- relativně malé rozměry a kompaktnost,
- dobrá spolehlivost a životnost,
- dobrá mechanická účinnost,
- přesnost dodržení převodového poměru,
- schopnost přenosu velkých výkonů (50 až 100 MW) při obvodových rychlostech až 150 m·s<sup>-1</sup>,
- schopnost dosažení vysokých převodových poměrů,
- poměrně malá náročnost na údržbu,
- krátkodobá přetížitelnost.

Naopak k nevýhodám patří:

- složitější a dražší výroba (nároky na přesnost výroby a na tuhost uložení),
- hluk a chvění, které vznikají při nesplnění předchozích požadavků,
- tuhá vazba členů, neumožňující tlumení rázů a dynamického zatížení,
- nemožnost dosažení libovolného převodového poměru (počet zubů musí být celé číslo). [1]

## 2.6 Montáž, provoz a údržba ozubených kol

### 2.6.1 Poškození zubů

Pro správnou konstrukci, volbu materiálu a výpočet ozubeného převodu musíme znát příčiny poškození zubů. Rozeznáváme v podstatě 3 druhy porušení:

- lom zubů



- porušení boků zubů
- zadírání

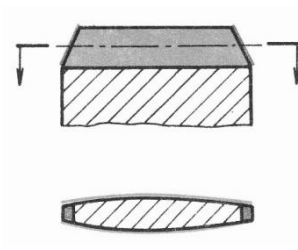
### ***Lom zubů silovým namáháním***

a) silový lom v patě zubu – je způsobený rázy v převodu (vylomení zubu).

Zábrana: Ochrana proti přetížení.

b) únavový lom v patě zubu – vzniká stále opakovaným přetížením nad mez únavové nebo časové pevnosti, přičemž hlavní význam má především vrubový účinek v patě zubu (malé zaoblení, rýhy, trhlinky nebo jamky v patě zubu).

Zábrana: Zvýšení účinnosti paty zubu (zušlechtním nebo kalením, zvětšením modulu nebo úhlu záběru, posunutím profilu).



*Obr. 27. Sražení zubů z čelních stran a boční zakřivení zubů.*

c) lom špičky zubu – je způsobený nerovnoměrným rozdělením zatížení podél šířky zubu (chybou os nebo chybným směrem zubů).

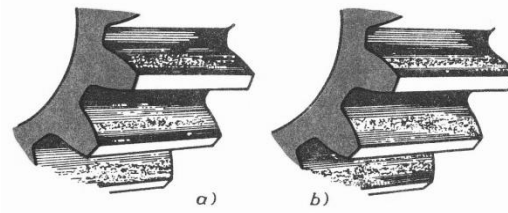
Zábrana: Odstranit uvedené chyby ve výrobě kol.

d) odprýskávání vrstviček – vzniká na hlavě zubu u kalených ozubených kol (zvláště u přesuvných) při rázovém zatížení.

Zábrana: Použít houževnatější (legované) materiály nebo omezit rázové síly.

### ***Porušení boků zubů opotřebením***

Po záběhu zubů má být povrch jejich boků polomatný bez rýh a jamek. Při překročení dovoleného Hertzova tlaku se začnou v okolí roztečného válce vydrolovat drobné částičky a vytvoří se jamky, tzv. pitting (Obr. 28). Tvoření pittingů se považuje za nepřípustné tehdy, jestliže se počet jamek stále zvyšuje nebo jestliže se jamky zvětšují.



Obr. 28. Tvorba pittingů na bocích zubů.

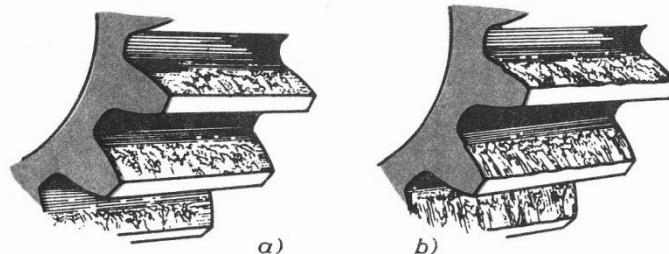
Popis obrázku (Obr. 28):

a) počáteční stadium, b) pokročilé stadium.

Zábrana: Zlepšit jakost povrchu boku zubů, snížit tření v zubech, zvýšit mazací tlak nebo použít hustější oleje (o větší viskozitě).

### **Zadírání a otěr zubů**

Při nepříznivé kombinaci zatížení, kluzné rychlosti, tření boků, jakosti povrchu a teploty oleje se může olejový film protrhnout, takže nastane kovový styk boků zubů. V důsledku velkého kluzného tření se boky velmi zahřívají a zdrsňují. Výstupky se svaří a opět se odtrhnou. Přitom se oba boky poškodí a opět zacelí. První známky zadírání se objevují na hlavě zubu, poněvadž je tam největší kluzná rychlost (Obr. 29).



Obr. 29. Zadírání boků zubů.

Popis obrázku (Obr. 29):

a) počáteční stav, b) pokročilý stav.

Zábrana: Možnost zadření lze zmírnit použitím materiálů vzdorujících vysokým teplotám a mazáním tlakovým olejem.

### **2.6.2 Způsoby zvyšování únosnosti ozubených kol**

- kalením – zvýší se valivá pevnost zubů třikrát až desetkrát,
- měkkým nitridováním – můžeme značně zvýšit valivou pevnost nekalených ocelových kol, ačkoli je přitom nitridační vrstva tenká,

- kuličkováním přechodu paty zubu – můžeme podstatně zvýšit únosnost zubu v ohybu, zvláště u kol zušlechťených nebo kalených,
- únosnější tvary zubů:
  - evolventní ozubení s větším úhlem záběru,
  - zvýšené evolventní ozubení ( $h > 2,25 \cdot m$ ) se stupněm záběru  $\varepsilon > 2$ ,
  - konkávní ozubení ve dvojici konkávních proti konvexním bokům – ozubení Novikovovo,
- příznivější rozložení zatížení podle šířky zubů:
  - osově nastavitelný pastorek nebo kolo podle síly v ozubení,
  - přizpůsobení sklonu zubu (úhel sklonu zubu) zkroucení a průhybu pastorku při zatížení,
  - odlehčení konců zubů,
  - dokonalý záběh boků zubů,
- u ozubených kol, kde je zatížení omezeno tvořením rýh, se zvyšuje únosnost sbroušením boků hlavy zubů, zmenšením výšky hlavy a zvláště použitím oleje pro vysoké tlaky (hypoidní olej). [5]

### 2.6.3 Hlučnost ozubených kol a její snižování

Podle jakosti ozubení se jednotlivé rozměry (rozteč, tvar sklonu zubu atd.) odchyľují více nebo méně od teoretických hodnot. Za provozu se zuby přicházející do záběru deformují zatížením, což se projevuje podobně jako chyba rozteče. Chyby rozteče způsobují nerovnoměrný přenos pohybu. Z toho vyplývající úhlové zrychlení nebo zpoždění vyvolávají přídavné dynamické síly v ozubení a kolísání krouticího momentu. Tyto přídavné síly a momenty způsobují kmitání součástí převodů, které leží ve slyšitelné oblasti frekvencí a jsou jednou z příčin hlučnosti ozubení. Hluk mohou vyvolávat i ložiska, především valivá.

Opatření k omezení hlučnosti:

- boční zakřivení zubů (Obr. 27), aby se záběrový ráz zmírnil,
- volba počtu zubů kol v prvočíslech, aby se vyloučilo periodické sčítání určitých chyb ozubení,
- použití kol s velkým počtem zubů s malým modulem (zvýší se součinitel trvání záběru),
- použití šikmých a zakřivených zubů,

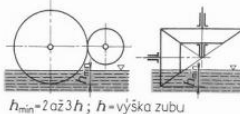
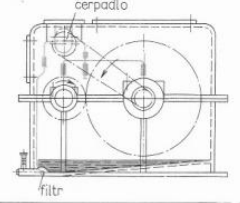
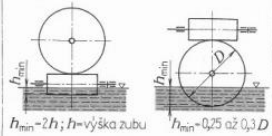
- použití materiálů ozubených kol s tlumicí schopností (plasty),
- vyztužení převodových skříní výztuhami (žebry),
- tuhé hřídele,
- minimální vůle v ložiskách. [2]

#### 2.6.4 Maziva a mazání ozubených převodů

Účelem mazání ozubených soukolí je snížení tření mezi boky zubů a chlazení převodu. Ozubená soukolí se mažou převážně mazacími oleji, které dobře zatékají mezi zuby, odvádějí teplo, snadno se vyměňují a jsou při nich menší ztráty třením. Základním hlediskem pro volbu druhu maziva je jeho viskozita a odolnost proti stárnutí.

Převodovka se musí naplnit tak, aby hladina oleje sahala do středu olejovzdušného vzdušného zóny.

Tab. 6. Způsoby mazání ozubených převodů.

Druh převodu	Způsob mazání a mazivo	Schéma – poznámka
Nekrytá čelni a kuželová soukolí s hrubými nebo neobrobenými zuby – občasný chod – rychlost do $1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$	<b>Ruční mazání</b> Mazací tuky a oleje s velkou viskozitou, např. pro měkká kola: olej tmavý OD-16, olej trvanlivý OT-K 12, olej automobilový OA-P 19, pro kalená kola: olej trvanlivý OT-K 28	Nanášej se štětcem. Před nanášením je olej nutno ohřát nad $60^\circ\text{C}$ nebo rozředit prchavým rozpouštědlem
Nekrytá nebo částečně krytá soukolí s rychlostí do $4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$	<b>Olejeová lázeň</b> Husté minerální oleje, např. pro měkká kola: olej tmavý OD-8, olej trvanlivý OT-K 8, olej automobilový OA-PP 7, pro kalená kola: olej tmavý OD-16, olej trvanlivý OT-K 8, K 12, olej automobilový OA-P 19	Věнец většího kola brodí v oleji  $h_{\min} = 2 \text{ až } 3h$ ; $h$ = výška zubu
Rychloběžná soukolí pro velké výkony	<b>Oběhové mazání</b> Kvalitní minerální olej, dopravovaný čerpadlem, se přivádí do místa záběru kol. Mazivo: olej válcový OV-B 28, B 31	Olej odvádí teplo a ochlazuje se ve vodním chladiči  čerpadlo filtr
Šroubová a šneková soukolí. Poznámka: Je-li šnek nad kolem, je jeho mazání nedokonalé. Je-li šnek pod kolem, je mazání dobré, ale olej se více zahřívá	<b>Olejeová lázeň</b> Hustý minerální olej, např. olej trvanlivý OT-K 12, olej automobilový OA-PP 13, PP 44, PH 12	U šneku pod kolem je nutno hřídel šneku utěsnit  $h_{\min} = 2h$ ; $h$ = výška zubu $h_{\min} = 0,25 \text{ až } 0,3D$

[5]

Nové soukolí se nesmí zatížit ihned na plný výkon. Převod se musí nejprve zaběhnout, tj. postupně se zatěžuje až na maximum. Po záběhu musí mít převod klidný nehluký chod, bez výrazného chvění.

První náplň oleje se ponechá v převodovce pouze po dobu záběhu. Další náplně oleje se vyměňují pravidelně v intervalech podle údajů výrobce. [2]

Teplota oleje ve skříni nesmí přesáhnout:

50°C pro  $m = 1,25$  až 2 mm,

65°C pro  $m = 2,25$  až 8 mm,

70°C pro šnekové převody. [5]

### 2.6.5 Montáž a demontáž ozubených převodů

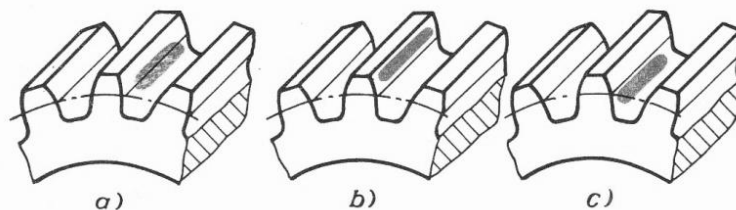
Montáž ozubených převodů se skládá z těchto úkonů:

- nasazení a připevnění ozubeného kola na hřídel,
- namontování ložisek na hřídel a montáž hřídelů s ložisky do tělesa skříně,
- seřízení záběru ozubených kol.

Nasazení kol na hřídel se provádí lisem, v přípravku nebo vodícím trnem. Demontáž kola se provádí též lisem nebo stahovákem.

Při montáži ozubeného převodu musí být přesně dodržena poloha hnacího a hnaného hřídele. Osy hřídelů čelních ozubených kol musí být rovnoběžné a musí být dodržena předepsaná vzdálenost os.

Kvalita záběru ozubených kol se zjišťuje nanášením barvy na zuby jednoho ze spoluzabírajících kol pootočením soukolí. Podle tvaru a polohy obrazce na boku zubů se posuzuje kvalita záběru a přesnost vzdálenosti os. [2]

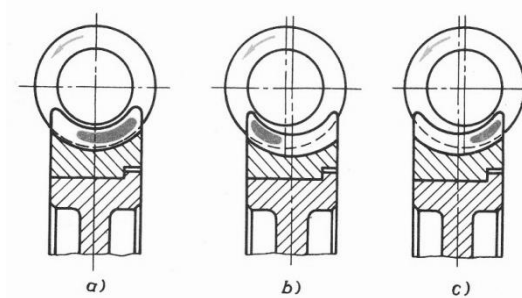


Obr. 30. Kontrola záběru čelních ozubených kol barvou.

Popis obrázku (Obr. 30):

a) dobrý záběr, b) vzdálenost os hřídelů je velká, c) vzdálenost os hřídelů je malá. Barva musí pokrývat na výšku 60% a na délku 50 až 70% plochy nenatřeného zubu. [5]

Při montáži šnekového převodu je nejdůležitější dodržet vzdálenost os a úhel os hřídelů. Záběr šnekového soukolí se rovněž kontroluje barvou. Celý smontovaný převod se musí lehce otáčet. Vůle v závěru šneku a šnekového kola způsobuje tzv. mrtvý chod, tj. největší úhel pootočení šneku aniž dojde k pootočení šnekového kola. Zajišťuje se číselníkovým úchylkoměrem. [2]



*Obr. 31. Kontrola záběru šnekových převodů barvou.*

Popis obrázku (Obr. 31):

a) správný záběr, b), c) šnek je mimo osu šnekového kola. Při správném záběru šneku musí barva pokrývat 50 až 60% boční plochy zubu šnekového kola.

#### **2.6.6 Zkoušení a zabíhání ozubených soukolí**

Je-li převodovka úplně smontovaná, naplní se předepsaným množstvím oleje. Převodovka musí mít odvzdušnění, aby se vyrovnalo zvýšení tlaku při zahřátí. Montér se musí přesvědčit o tom, zda čistič, plstěné vložky atd. v odvzdušňovacích šroubech nekladou příliš velký odpor průchodu vzduchu. U otevřených převodů musí být z bezpečnostních důvodů ozubená kola opatřena ochrannými kryty.

Každý prototyp převodu musí se podrobit zkouškám při plném zatížení za provozních podmínek. Sériově vyráběné převodovky se funkčně zkoušejí a zabíhají.

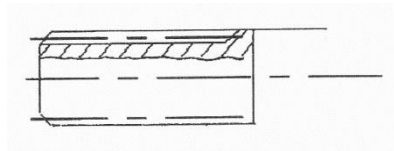
Zkoušky při plném zatížení i funkční zkoušky se provádějí podle platných nebo sjednaných převjímacích podmínek. Výsledky zkoušek pro každou převodovku jsou ve zkušebním protokolu doloženy naměřenými hodnotami a charakteristikami. [5]

### 3 PŘEVODOVÉ MECHANISMY

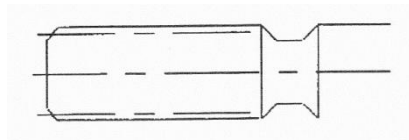
#### 3.1 Konstrukce ozubených kol

Tvar tělesa ozubeného kola závisí na průměru ozubení a průměru díry v náboji.

- velmi malé průměry pastorku:

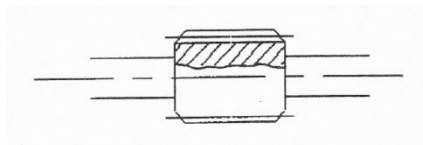


*Obr. 32. Výběh frézy v plném materiálu.*



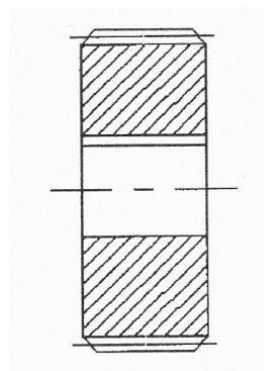
*Obr. 33. Výběh frézy do drážky.*

- pastorek z jednoho kusu s hřídelem:



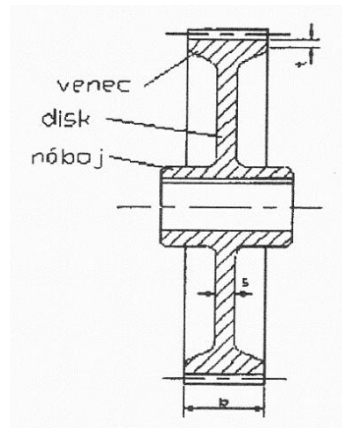
*Obr. 34. Pastorek z jednoho kusu s hřídelem.*

- kotoučové ozubené kolo (s drážkou pro pero):



*Obr. 35. Kotoučové ozubené kolo (s drážkou pro pero).*

- kola větších rozměrů – disková kola (jednodisková nebo dvoudisková):

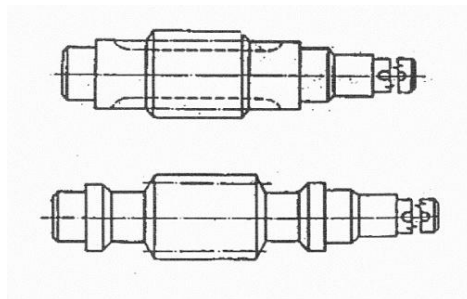


Obr. 36. Diskové kolo.

Kola se skládají z náboje (část, která spojuje kolo s hřídelem) a věnce (část s ozubením).

### 3.2 Konstrukce šneků, šnekových kol

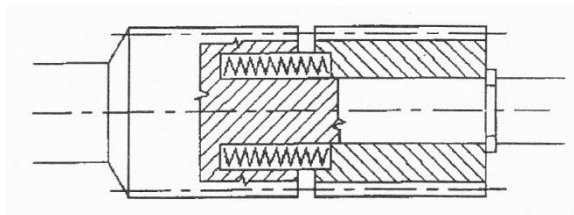
- šnek – vzhledem ke svým průměrům se ve většině případů vyrábí jako součást hřídele.



Obr. 37. Šnek jako součást hřídele.

Výjimečně se vyrábí jako nasazený na hřídel. Spojení s hřídelem je potom pomocí pera (většinou).

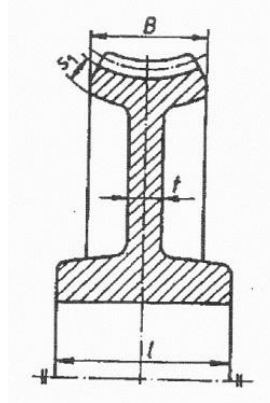
Zvláštní případ – dělený šnek (pro vymezení vůlí v ozubení).



Obr. 38. Dělený šnek.

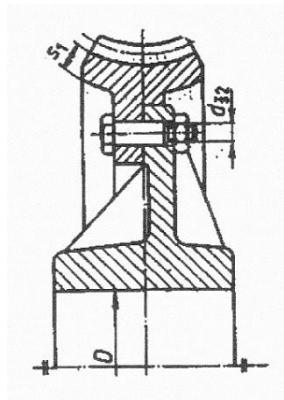


- šnekové kolo – má větší průměr než šnek. Pokud je ze šedé litiny, provádí se jako odlitek z jednoho kusu. Skládá se podobně jako velká čelní kola, z náboje, disku a věnce. Rozměry (dimense) se navrhují podle stejných zásad jako u čelních kol. Podobné tvary mají šneková kola ocelová.



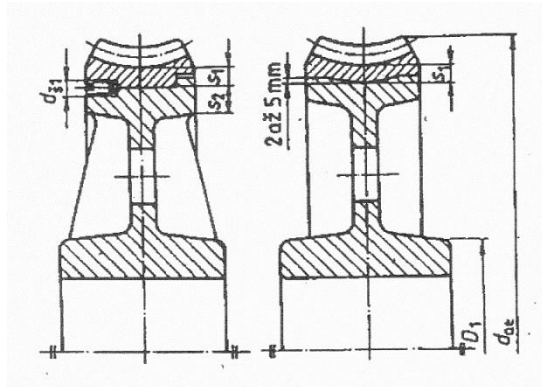
Obr. 39. Šnekové kolo ze šedé litiny.

Šneková kola bronzová, se z ekonomických důvodů (cena bronzu) dělají dělená. Věnc se dělá z bronzu, disk a náboj z oceli (šedé litiny). Spojení věnce s diskem se dělá pomocí šroubů a kolíků.



Obr. 40. Šnekové kolo dělené.

V některých případech se věnc šnekového kola oblije bronzem. Ve vnitřní části náboje jsou drážky pro přenos krouživého momentu.



Obr. 41. Šnekové kolo oblité bronzem.

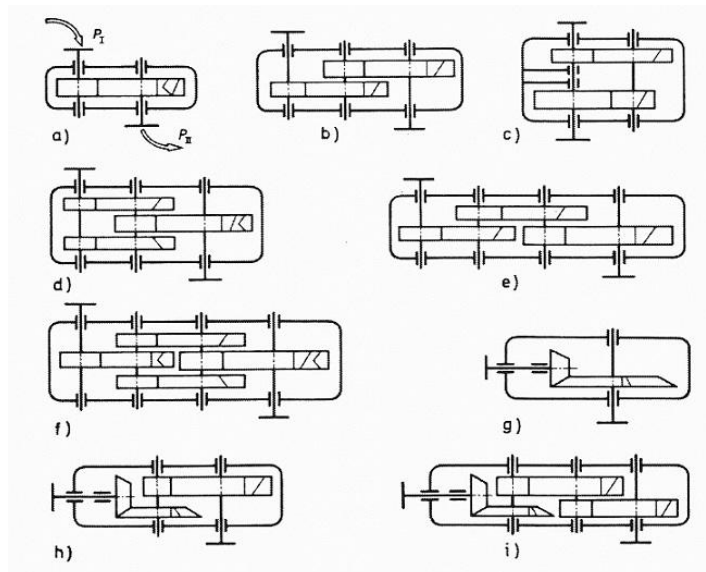
[4]

### 3.3 Převodové skříně

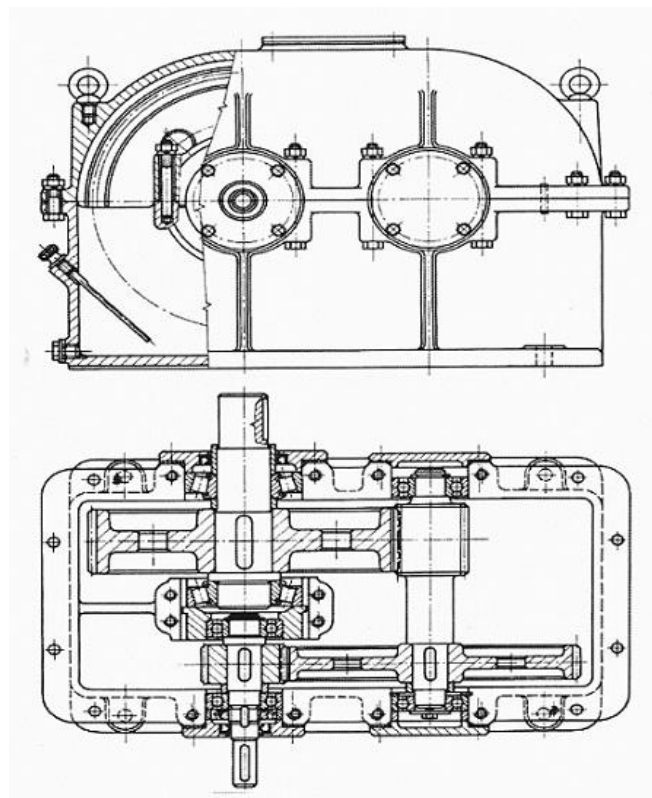
Převodové skříně (převodovky) jsou strojní celky určené pro přenos a přeměnu výkonu  $P$ , krouticích momentů  $M_k$  a otáček  $n$  zpravidla pomocí ozubeného soukolí. Obvykle se vkládají mezi motor a pracovní stroj. Poněvadž většina pracovních strojů má provozní otáčky nižší, než jsou otáčky motorů, jsou běžnější převodovky dopomala (reduktory) než převodovky dorychla (multiplikátory). Kromě těchto základních funkcí mohou mít převodovky i funkce další, jako např. změnu smyslu otáčení (reverzaci), změnu polohy a směru os, rozdělení silového toku z jednoho hřídele vstupního do dvou nebo více hřídelů výstupních aj. Vyrábějí se podle typizovaných řad, které pokrývají široké spektrum požadavků.

Základními charakteristikami převodovek je výkon  $P$  a otáčky  $n$  na vstupním hřídeli, celkový převodový poměr  $i_c$ , celková účinnost  $\eta_c$  a požadovaná životnost (zpravidla  $20 - 50 \cdot 10^3$  hod.).

Rozhodující vliv na celkovou koncepci převodovky má velikost převodového poměru  $i_c$ . Schémata základních typů převodovek sestavených ze soukolí valivých jsou na obrázku (Obr. 42). Při malých  $i_c$  se zpravidla vystačí s jedinou dvojicí kol (Obr. 42a, g), je vhodný pro  $1 \leq i_c \leq 8$  (10). Dvoustupňové převodovky jsou nejčastější; jsou vhodné pro  $6 \leq i_c \leq 40$  (60) (Obr. 42b, c, d, h a Obr. 43). Pro převodové poměry  $40 \leq i_c \leq 200$  jsou vhodné třístupňové převodovky (Obr. 42e, f, i), v současné době se obvykle nahrazují převodovkami planetovými nebo šnekovými.



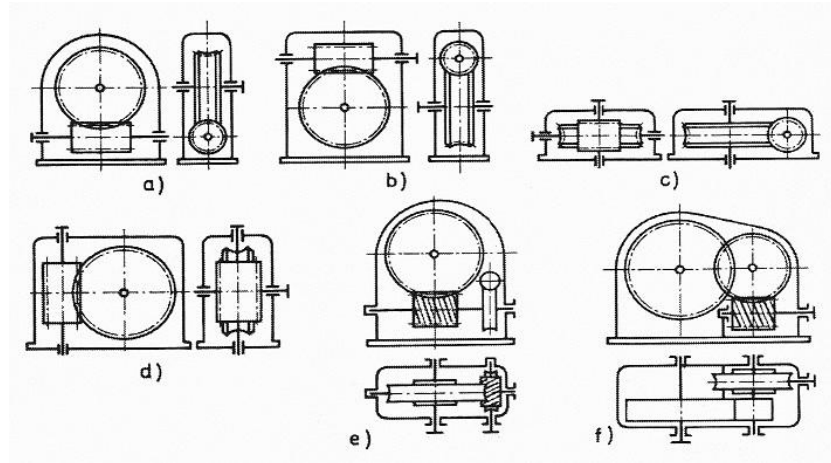
Obr. 42. Schémata základních typů převodovek sestavených ze soukolí valivých.



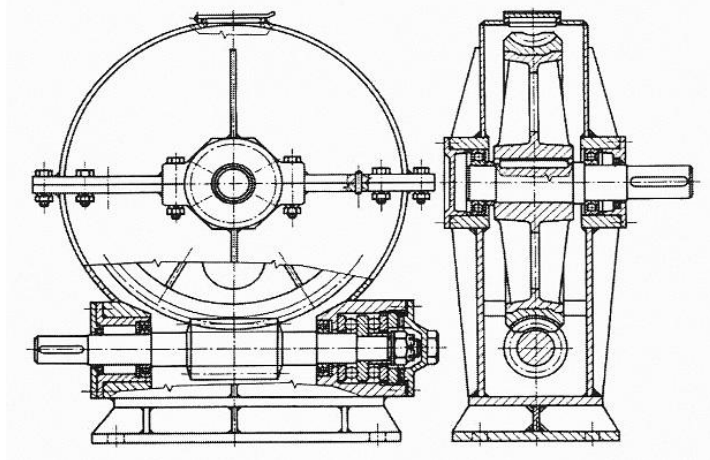
Obr. 43. Příklad konstrukce dvoustupňové převodovky (dle schématu na obrázku (Obr. 42c)).

Na obrázku (Obr. 44) jsou schémata základních typů převodovek šnekových a kombinovaných. Nejběžnější jsou jednostupňové šnekové převodovky (Obr. 44a, b, c, d, Obr. 45)

se šnekem válcovým nebo globoidním; jsou vhodné pro přenos středních a velkých výkonů  $P$  s převodem  $10 \leq i_c \leq 80$  (100). Dvoustupňové šnekové převody a různé kombinace šnekových převodů šnekových s valivými jsou méně časté (Obr. 44e, f).



Obr. 44. Schémata základních typů převodovek šnekových a kombinovaných.

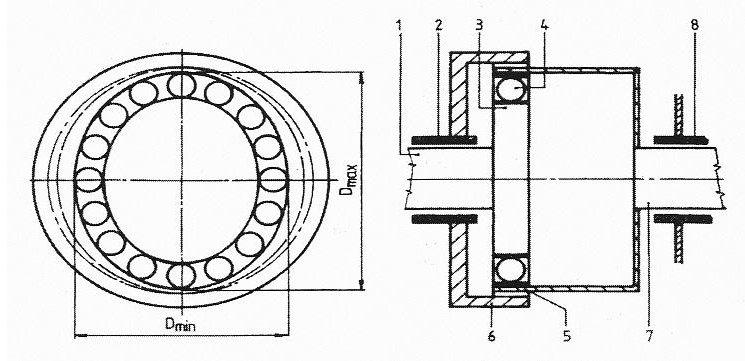


Obr. 45. Příklad konstrukce šnekové převodovky s válcovým šnekem.

Účinnost šnekových převodovek je nižší. Řešením převodů s velkým převodovým číslem při přijatelné účinnosti je kombinace různých druhů převodů.

Pro zaručení zvláště velkých převodových čísel při přijatelné účinnosti se používají harmonické převodovky. Převod pozůstává ze dvou ozubených kol (Obr. 46). Jedno kolo je tuhé, druhé pružné, neformovatelné v důsledku činnosti generátoru vln. Rozdíl počtu zubů těchto kol je malý. Na hnacím hřídeli 1 je vačka 3 (generátor vln) s pružným ložiskem 4, které harmonicky deformuje pružné ozubené kolo 5 a tím nastává postupný záběr zubů

s členem 6. Frekvence otáčení hnaného hřídele 7 je dána poměrem počtu zubů kol 5 a 6. Harmonické převody dávají velmi dobré výsledky, přijatelnou účinnost. Při malých rozměrech umožňují převodové číslo až několik tisíc při účinnosti min. 0,7.



Obr. 46. Schéma harmonické převodovky.

[9]

## **II. PRAKTICKÁ ČÁST**

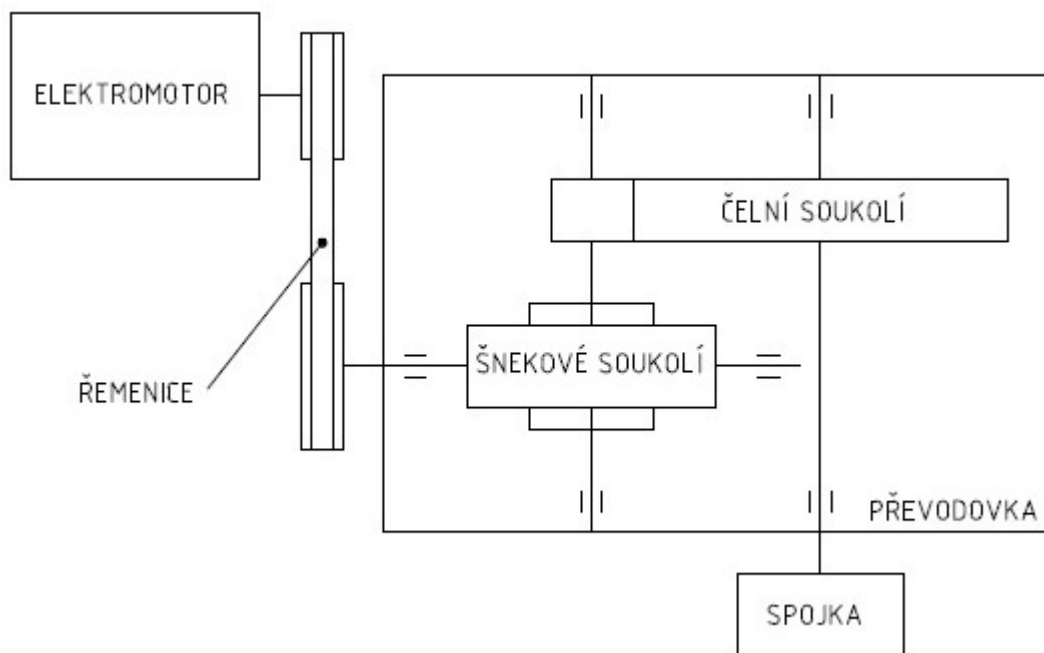
## 4 ZADÁNÍ

Cílem mé bakalářské práce je návrh a výpočet zabezpečovacího pohonu s dvojestupňovou převodovkou, který se skládá ze šnekového soukolí, evolventního soukolí s přímými zuby, řemenice a pojistné spojky.

Zadané hodnoty:

- Převodový poměr  $i_c = 150$
- Výkon  $P = 3 \text{ kW}$
- Výstupní otáčky  $n_3 = 18 \text{ min}^{-1}$

Volím trvanlivost ložisek  $L_h = 50\,000$  hod., účinnost párů ozubení  $\eta = 0,9$  a třecí pružinovou spojku s účinností  $\eta = 0,8$ .



Obr. 47. Schéma zabezpečovacího pohonu.

## 5 ŘEMENOVÝ PŘEVOD

Výpočet řemenového převodu jsem počítala dle Strojnických tabulek [6, 544].

### 5.1 Výběr motoru

Z katalogu [10] jsem vybrala motor trojfázový asynchronní dvoupólový značky SIEMENS s označením **Elektromotor SIEMENS 1LA7 106 – 2AA1x**, s těmito parametry:

- Výkon  $P = 3 \text{ kW}$
- Otáčky  $n_0 = 2\,890 \text{ min}^{-1}$
- Výška  $h = 100 \text{ mm}$

Typ šnekového soukolí jsem zvolila globoidní šnekové kolo s válcovým šnekem a obecným ozubením (Obr. 23), jelikož jsem se rozhodla modelovat v programu Autodesk Inventor 2013 s modulem Design Accelerator, který jiný typ šnekového soukolí neumožňuje vytvořit.

### 5.2 Parametry řemenice

Výkon motoru:

$$P = 3\,000 \text{ W}$$

Jmenovitý výkon:

$$P_j = P \cdot c_2 = 3\,000 \cdot 1,2 = 3\,600 \text{ W}$$

$\Rightarrow$  volím  $c_2 = 1,2$  dle [6, 546].

Z diagramu pro určení průřezu klínového řemene [6, 543] volím typ řetězu SPZ.

Průměr malé řemenice:

$\Rightarrow$  volím  $d_p = 80 \text{ mm}$ .

Převodový poměr:

$$i_{0,1} = \frac{n_0}{n_1} = \frac{2\,890}{2\,700} = 1,07$$

Obvodová rychlost:

$$v = \frac{d_p \cdot n_0}{19\,100} = \frac{80 \cdot 2\,890}{19\,100} = 12,11 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$



Výpočtový průměr velké řemenice:

$$D_p = i_{0,1} \cdot d_p = 1,07 \cdot 80 = 85,6 \text{ mm} \doteq 86 \text{ mm}$$

Výpočtová délka klínového řemene:

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

$$0,7 \cdot (86 + 80) \leq A \leq 2 \cdot (86 + 80)$$

$$116,2 \leq A \leq 332 \Rightarrow \text{volím } A = 224 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} L_p &\approx 2 \cdot A + 1,57 \cdot (D_p + d_p) + \frac{(D_p + d_p)^2}{4 \cdot A} = 2 \cdot 224 + 1,57 \cdot (86 + 80) + \frac{(86 + 80)^2}{4 \cdot 224} \\ &= 739,4 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$L_p \approx 739,4 \text{ mm} \Rightarrow \text{volím } L_p = 800 \text{ mm}$$

$\Rightarrow L_p$  volím dle [6, 548].

Osová vzdálenost řemenic:

$$A \approx p + \sqrt{p^2 - q} = 134,8 + \sqrt{134,8^2 - 4,5} = 269,6 \text{ mm} \Rightarrow \text{volím } A = 270 \text{ mm}$$

$$p = 0,25 \cdot L_p - 0,393 \cdot (D_p + d_p) = 0,25 \cdot 800 - 0,393 \cdot (86 + 80) = 134,8 \text{ mm}$$

$$q = 0,125 \cdot (D_p - d_p)^2 = 0,125 \cdot (86 - 80)^2 = 4,5 \text{ mm}$$

Úhel opásání malé řemenice:

$$\beta = 180^\circ - 60^\circ \cdot \frac{D_p - d_p}{A} = 180^\circ - 60^\circ \cdot \frac{86 - 80}{270} = 178^\circ 40' \Rightarrow \text{volím } \beta = 177^\circ$$

$\Rightarrow \beta$  volím dle [6, 545].

Počet klínových řemenů:

$$z = \frac{P_j \cdot c_2}{c_1 \cdot P_r \cdot c_3} = \frac{3\,600 \cdot 1,2}{0,99 \cdot 3\,420 \cdot 0,86} = 1,5 \Rightarrow \text{volím } z = 2$$

$\Rightarrow$  volím  $c_1 = 0,99$  dle [6, 545], volím  $c_3 = 0,86$  dle [6, 548], volím  $P_r = 3\,420 \text{ W}$  dle [6, 549].

Ohybová frekvence:

$$f = \frac{2\,000 \cdot v}{L_p} = \frac{2\,000 \cdot 12,11}{800} = 30,28 \text{ s}^{-1}$$

Obvodová síla:

$$F = \frac{102 \cdot P_j \cdot 9,81}{v} = \frac{102 \cdot 3\,600 \cdot 9,81}{12,11} = 297\,459 \text{ N}$$

Pracovní předpětí řemene:

$$F_u = (1,5 \div 2) \cdot F = 1,75 \cdot 297\,459 = 520\,553 \text{ N}$$

Meze seřízení osové vzdálenosti:

$$x \geq 0,03 \cdot L_p \geq 0,03 \cdot 800 \geq 24 \text{ mm}$$

$$y \geq 0,015 \cdot L_p \geq 0,015 \cdot 800 \geq 12 \text{ mm}$$

Volba řemene:

⇒ dle [6, 532] volím řemen s označením **ŘEMEN SPZ – 813 L<sub>a</sub> ČSN 02 3112**.

## 6 PŘEVODOVKA



Obr. 48. Sestava převodovky 3D.

### 6.1 Převodové poměry, momenty, výkony

Určení převodů:

$$i_c = 150 \Rightarrow \text{volím } i_{1,2} = 50; i_{2,3} = 3$$

Otáčky převodů:

$$n_3 = 18 \text{ min}^{-1}$$

$$n_2 = n_3 \cdot i_{2,3} = 18 \cdot 3 = 54 \text{ min}^{-1}$$

$$n_1 = n_2 \cdot i_{1,2} = 54 \cdot 50 = 2\,700 \text{ min}^{-1}$$

Krouticí momenty:

$$M_{k0} = \frac{P \cdot c_2 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_0} \cdot 1000 = \frac{3\,000 \cdot 1,2 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 2\,890} \cdot 1000 = 11\,895 \text{ Nmm}$$

$$M_{k1} = i_{0,1} \cdot M_{k0} = 1,07 \cdot 11\,895 = 12\,728 \text{ Nmm}$$

$$M_{k2} = i_{1,2} \cdot M_{k1} \cdot \eta = 50 \cdot 12\,728 \cdot 0,9 = 572\,760 \text{ Nmm}$$

$$M_{k3} = i_{2,3} \cdot M_{k2} \cdot \eta = 3 \cdot 572\,760 \cdot 0,9 = 1\,546\,452 \text{ Nmm}$$

Přenášené výkony:

$$P_j = P \cdot c_2 = 3\,000 \cdot 1,2 = 3\,600 \text{ W}$$

$$P_1 = \frac{M_{k1} \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_1}{60}}{1\,000} = \frac{12\,728 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{2\,700}{60}}{1\,000} = 3\,599 \text{ W}$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta = 3\,599 \cdot 0,9 = 3\,239 \text{ W}$$

$$P_3 = P_2 = 3\,239 \text{ W}$$

$$P_4 = P_3 \cdot \eta = 3\,239 \cdot 0,9 = 2\,915 \text{ W}$$

## 6.2 Šnekové soukolí se šnekem válcovým



Obr. 49. Šnekové soukolí 3D.

### 6.2.1 Parametry šnekového soukolí

Počet zubů:

⇒ volím  $z_1 = 1$

$$i_{1,2} = \frac{z_2}{z_1} \Rightarrow z_2 = i_{1,2} \cdot z_1 = 50 \cdot 1 = 50$$

Výpočet modulu:

$$m_{n1} = m_{n2} = m_{n1,2} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_{k1} \cdot \eta_{11} \cdot \eta_z}{\pi \cdot z_1 \cdot c_1 \cdot \psi_m}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 12\,728 \cdot 0,99 \cdot 0,86}{\pi \cdot 1 \cdot 2,5 \cdot 8}} = 7,013 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow \text{volím } m_{n1,2} = 8 \text{ mm}$$

$\Rightarrow$  volím  $c_1 = 2,5$  MPa, volím  $\Psi_m = 8$ , z diagramu [5, 133] volím  $\eta_z = 0,86$ , volím  $\eta_{11} = 0,99$  (pro valivá ložiska). Modul  $m$  volím dle ČSN 01 4608.

Úhel záběru:

$$\alpha = \alpha_n = 20^\circ$$

Úhel stoupání šroubovice:

$$\text{tg} \gamma = \frac{z_1}{q} = \frac{1}{12,5} = 0,08 \Rightarrow \gamma = 4^\circ 34' 26,12'' \doteq 5^\circ$$

$\Rightarrow$  volím  $q = 12,5$  dle [6, 600].

Normálová rozteč:

$$t_n = \pi \cdot m_{n1,2} = \pi \cdot 8 = 25,13 \text{ mm}$$

Osový modul:

$$m_x = \frac{m_{n1,2}}{\cos \gamma} = \frac{8}{\cos 5^\circ} = 8,03 \text{ mm}$$

Úhel záběru v osovém řezu:

$$\text{tg} \alpha_x = \frac{\text{tg} \alpha_n}{\cos \gamma} = \frac{\text{tg} 20^\circ}{\cos 5^\circ} = 0,3654 \Rightarrow \alpha_x = 20^\circ 4' 13,11'' \doteq 20^\circ$$

Osová rozteč:

$$t_x = \frac{t_n}{\cos \gamma} = \pi \cdot m_x = \pi \cdot 8,03 = 25,23 \text{ mm}$$

Stoupání šroubovice:

$$L = z_1 \cdot t_x = 1 \cdot 25,23 = 25,23 \text{ mm} \doteq 25 \text{ mm}$$

Průměr roztečné kružnice:

$$D_1 = \frac{z_1 \cdot m_x}{\text{tg} \gamma} = \frac{1 \cdot 8,03}{\text{tg} 5^\circ} = 91,78 \text{ mm}$$

$$D_2 = z_2 \cdot m_x = 50 \cdot 8,03 = 401,5 \text{ mm}$$

Výška hlavy zubu:

$$h_a = m_{n1,2} = 8 \text{ mm}$$

Výška paty zubu:

$$h_f = m_{n1,2} + c_a = m_{n1,2} + 0,167 \cdot m_{n1,2} = 8 + 0,167 \cdot 8 = 9,336 \text{ mm}$$

Výška zubu:

$$h = h_a + h_f = 8 + 9,336 = 17,336 \text{ mm}$$

Průměr hlavové kružnice:

$$D_{a1} = D_1 + 2 \cdot h_a = 91,78 + 2 \cdot 8 = 107,8 \text{ mm}$$

$$D_{a2} = D_2 + 2 \cdot h_a = 401,5 + 2 \cdot 8 = 417,5 \text{ mm}$$

Průměr patní kružnice:

$$D_{f1} = D_1 - 2 \cdot h_f = 91,78 - 2 \cdot 9,336 = 73,108 \text{ mm}$$

$$D_{f2} = D_2 - 2 \cdot h_f = 401,5 - 2 \cdot 9,336 = 382,8 \text{ mm}$$

Vzdálenost os:

$$a_1 = 0,5 \cdot (D_1 + D_2) = 0,5 \cdot (91,78 + 401,5) = 246,6 \text{ mm}$$

Působící síly v ozubení:

$$F_1 = |F_{a2}| = \frac{2 \cdot M_{k1}}{D_1} \cdot \eta_{11} = \frac{2 \cdot 12\,728}{91,78} \cdot 0,99 = 274,6 \text{ N}$$

$$F_2 = |F_{a1}| = \frac{F_1}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')} = \frac{274,6}{\operatorname{tg}(5^\circ + 1^\circ)} = 2\,613 \text{ N}$$

$$\operatorname{tg} \varphi' = \frac{f}{\cos \alpha_n} = \frac{0,0155}{\cos 20^\circ} = 0,0165 \Rightarrow \varphi' = 0^\circ 56' 41,98'' \doteq 1^\circ$$

$\Rightarrow$  z diagramu [5, 133] volím  $f = 0,0155$ .

$$F_{r2} = |F_{r1}| = F_2 \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_n \cdot \cos \varphi'}{\cos(\gamma + \varphi')} = F_1 \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_n \cdot \cos \varphi'}{\sin(\gamma + \varphi')} = 274,6 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos 1^\circ}{\sin(5^\circ + 1^\circ)} = 956 \text{ N}$$

$$F_{v1} = \sqrt{F_1^2 + F_{r1}^2} = \sqrt{274,6^2 + 956^2} = 994,7 \text{ N}$$

$$F_{v2} = \sqrt{F_2^2 + F_{r2}^2} = \sqrt{2\,613^2 + 956^2} = 2\,782\text{ N}$$

### 6.2.2 Kontrola navrženého soukolí dle ČSN 01 4780

Šnek – 11 500.0

⇒ dle [6] volím  $k_{M01} = 260\text{ MPa}$ ,  $r_{o1} = 0,27$ ,  $\varkappa_o = 1$ .

Šnekové kolo – cínový bronz Cu Sn 6, odlito do kokily

⇒ dle [6] volím  $k_{M02} = 62\text{ MPa}$ ,  $r_{o2} = 0,52$ .

**Na ohyb**

$$F_{D01} = \frac{m_n \cdot b_o \cdot k_{M01} \cdot r_{o1}}{\varkappa_o} = \frac{8 \cdot 70,34 \cdot 260 \cdot 0,27}{1} = 39\,503\text{ N}$$

$$b_o = (D_{a1} + 2 \cdot c_a) \cdot \text{arc } \psi = (107,8 + 2 \cdot 0,167 \cdot 8) \cdot \text{arc } 31^\circ 37' = 70,34\text{ mm}$$

$$\cos \psi = \frac{D_{a1} - 2 \cdot m_n}{D_{a1}} = \frac{107,8 - 2 \cdot 8}{107,8} = 0,8516 \Rightarrow \psi = 31^\circ 36' 59'' \doteq 31^\circ 37'$$

$$F_{D02} = \frac{m_n \cdot b_o \cdot k_{M02} \cdot r_{o2}}{\varkappa_o} = \frac{8 \cdot 70,34 \cdot 62 \cdot 0,52}{1} = 18\,142\text{ N}$$

$$F_{v1} < F_{D01}$$

$$F_{v2} < F_{D02}$$

Navržené soukolí vyhovuje na ohyb.

**Na otlačení**

$$F_{Dd1} = \frac{D_2^{0,8} \cdot b_d \cdot k_{Md1} \cdot r_{d1}}{\varkappa_d} = \frac{401,5^{0,8} \cdot 56,51 \cdot 29,2 \cdot 0,12}{1} = 23\,968\text{ N}$$

⇒ volím  $k_{Md1} = 29,2\text{ MPa}$  dle [6], volím  $r_{d1} = 0,12$  dle [6], volím  $\varkappa_d = 1$  dle [6].

$$b_d = D_{a1} \cdot \sin \psi = 107,8 \cdot \sin 31^\circ 37' = 56,51\text{ mm}$$

$$v_k = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \frac{\pi \cdot n_1 \cdot D_1}{\cos \gamma} = \frac{\pi \cdot \frac{2\,700}{60} \cdot \frac{91,78}{1\,000}}{\cos 5^\circ} = 13,02\text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$F_{Dd4} = \frac{D_2^{0,8} \cdot b_d \cdot k_{Md2} \cdot r_{d2}}{\varkappa_d} = \frac{401,5^{0,8} \cdot 56,51 \cdot 6,8 \cdot 0,3}{1} = 13\,954\text{ N}$$

⇒ volím  $k_{Md2} = 6,8\text{ MPa}$  dle [6], volím  $r_{d2} = 0,3$  dle [6].

$$F_{v1} < F_{Dd1}$$

$$F_{v2} < F_{Dd2}$$

Navržené soukolí vyhovuje na otláčení.

### Na dovolený přenášený výkon

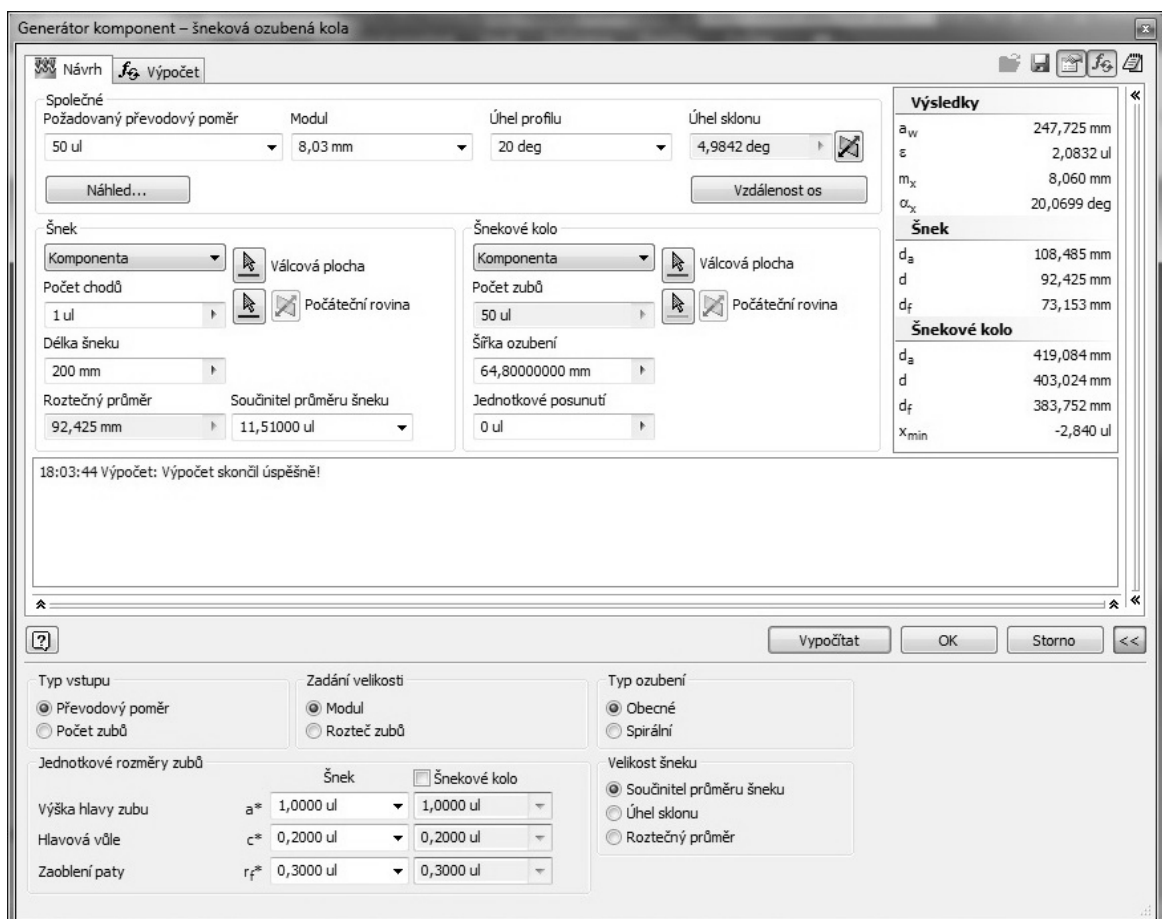
$$P_D = F_D \cdot v_2 = 13\,954 \cdot 1,14 = 15\,908 \text{ W}$$

$$v_2 = \pi \cdot D_2 \cdot n_2 = \pi \cdot \frac{401,5}{1\,000} \cdot \frac{54}{60} = 1,14 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$P_D > P_1$$

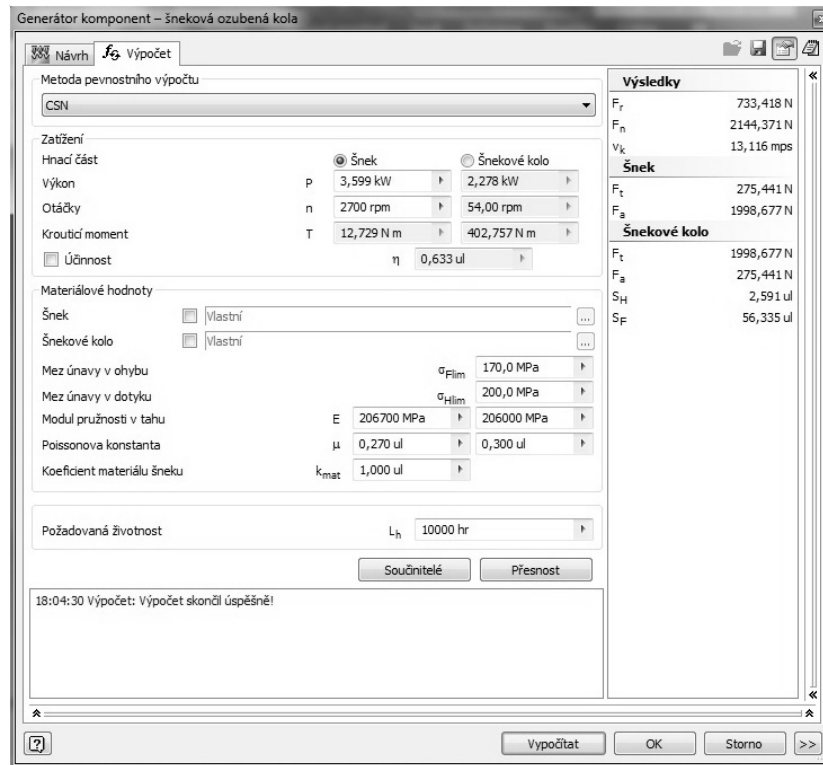
Navržené soukolí vyhovuje na dovolený přenášený výkon.

### 6.2.3 Výpočet pomocí programu Autodesk Inventor 2013

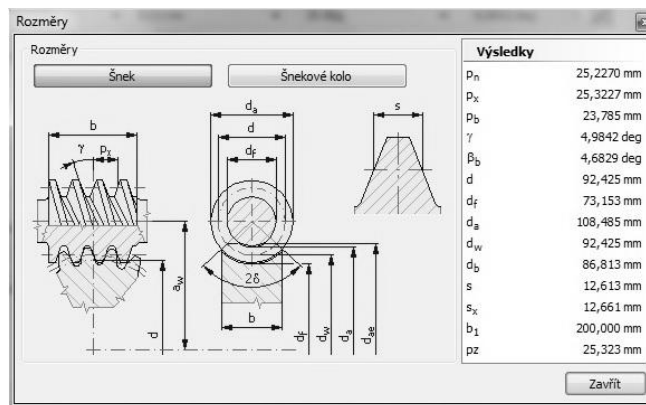


Obr. 50. Návrh šnekového soukolí.

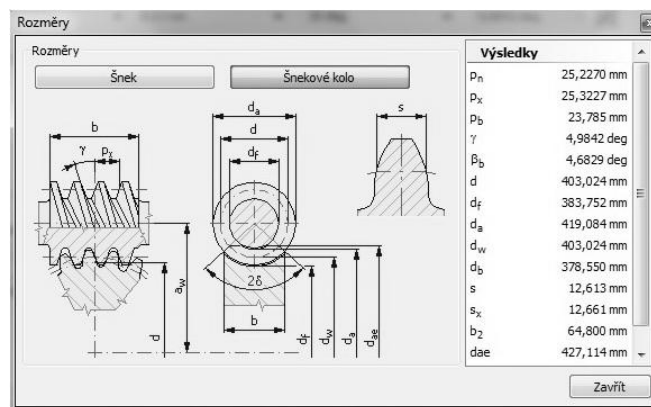




Obr. 51. Výpočet šnekového soukolí.



Obr. 52. Rozměry šneku.



Obr. 53. Rozměry šnekového kola.

### 6.3 Čelní soukolí s přímými zuby



Obr. 54. Čelní soukolí s přímými zuby 3D.

#### 6.3.1 Parametry čelního soukolí

Počet zubů:

⇒ volím  $z_3 = 17$

$$i_{2,3} = \frac{z_4}{z_3} \Rightarrow z_4 = i_{2,3} \cdot z_3 = 3 \cdot 17 = 51$$

Výpočet modulu:

$$m_3 = m_4 = 0,8602 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{k2}}{c \cdot \Psi \cdot z_3}} = 0,8602 \cdot \sqrt[3]{\frac{572\,760}{6 \cdot 12 \cdot 17}} = 6,68 \Rightarrow \text{volím } m_{3,4} = 8 \text{ mm}$$

⇒ volím  $c = 6$  dle [6], volím  $\Psi = 12$  dle [9, 132]. Modul  $m$  volím dle ČSN 01 4608.

Roztečné kružnice:

$$D_3 = m_3 \cdot z_3 = 8 \cdot 17 = 136 \text{ mm}$$

$$D_4 = m_4 \cdot z_4 = 8 \cdot 51 = 408 \text{ mm}$$

Výška hlavy zubu:

$$h_a = m_{3,4} = 8 \text{ mm}$$

Výška paty zubu:

$$h_f = 1,25 \cdot m_{3,4} = 1,25 \cdot 8 = 10 \text{ mm}$$

Výška zubu:

$$h = h_a + h_f = 8 + 10 = 18 \text{ mm}$$

Rozteč:

$$t = \pi \cdot m_{3,4} = \pi \cdot 8 \doteq 25 \text{ mm}$$

Šířka zubu:

$$b = \Psi \cdot m_{3,4} = 12 \cdot 8 = 96 \text{ mm}$$

Úhel záběru:

$$\alpha = 20^\circ$$

Průměr hlavové kružnice:

$$D_{a3} = D_3 + 2 \cdot m_{3,4} = 136 + 2 \cdot 8 = 152 \text{ mm}$$

$$D_{a4} = D_4 + 2 \cdot m_{3,4} = 408 + 2 \cdot 8 = 424 \text{ mm}$$

Průměr patní kružnice:

$$D_{f3} = D_3 - 2,5 \cdot m_{3,4} = 136 - 2,5 \cdot 8 = 116 \text{ mm}$$

$$D_{f4} = D_4 - 2,5 \cdot m_{3,4} = 408 - 2,5 \cdot 8 = 388 \text{ mm}$$

Vzdálenost os:

$$a_2 = \frac{D_3 + D_4}{2} = \frac{136 + 408}{2} = 272 \text{ mm}$$

Působící síly v ozubení:

$$F_r = 583 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 212,2 \text{ N}$$

$$F_{v3} = \sqrt{F_3^2 + F_r} = \sqrt{8\,423^2 + 212,2^2} = 8\,423 \text{ N}$$

$$F_3 = \frac{2 \cdot M_{k2}}{D_3} = \frac{2 \cdot 572\,760}{136} = 8\,423 \text{ N}$$

$$F_{v4} = \sqrt{F_4^2 + F_r} = \sqrt{7\,581^2 + 212,2^2} = 7\,581 \text{ N}$$

$$F_4 = \frac{2 \cdot M_{k3}}{D_4} = \frac{2 \cdot 1\,546\,452}{408} = 7\,581\,N$$

### 6.3.2 Kontrola na otláčení dle ČSN 01 4686

*Pastorek 11 500.0*

⇒ dle [6] volím  $\sigma_{do3} = 225$  MPa,  $\sigma_{dd3} = 28$  MPa,  $r_{o3} = 0,35$ ,  $r_{d3} = 0,42$ ,  $y_{o3} = 7,4$ ,  $y_{d3} = 2,25$ .

*Kolo 42 2660 povrchově kalené*

⇒ dle [6] volím  $\sigma_{do4} = 53$  MPa,  $\sigma_{dd4} = 11,5$  MPa,  $r_{o4} = 0,35$ ,  $r_{d4} = 0,5$ ,  $y_{o4} = 4,3$ ,  $y_{d4} = 1,15$ .

$$U = \left(\frac{m_{3,4}}{10}\right)^{0,2} = \left(\frac{8}{10}\right)^{0,2} = 0,96$$

$$c_{o3} = \frac{\sigma_{do3} \cdot r_{o3}}{y_{o3}} = \frac{225 \cdot 0,35}{7,4} = 10,64$$

$$c_{o4} = \frac{\sigma_{do4} \cdot r_{o4}}{y_{o4}} = \frac{53 \cdot 0,35}{4,3} = 4,314$$

$$c_{d3} = \frac{\sigma_{dd3} \cdot r_{d3}}{U \cdot y_{d3}} = \frac{28 \cdot 0,42}{0,96 \cdot 2,25} = 5,44$$

$$c_{d4} = \frac{\sigma_{dd4} \cdot r_{d4}}{U \cdot y_{d4}} = \frac{11,5 \cdot 0,5}{0,96 \cdot 1,15} = 5,21$$

$$c_{min} = c_{o4} = 4,314$$

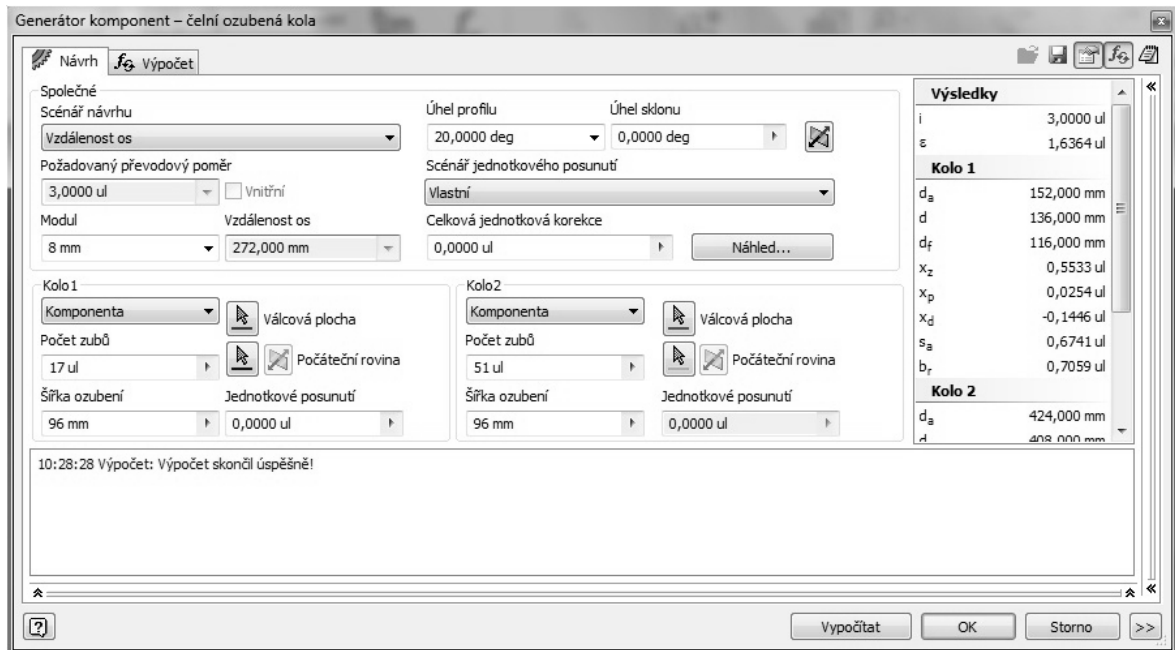
$$F_D = c_{min} \cdot \pi \cdot \Psi \cdot m_{3,4}^2 = 4,314 \cdot \pi \cdot 12 \cdot 8^2 = 10\,409\,N$$

$$F_D > F_{v3} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

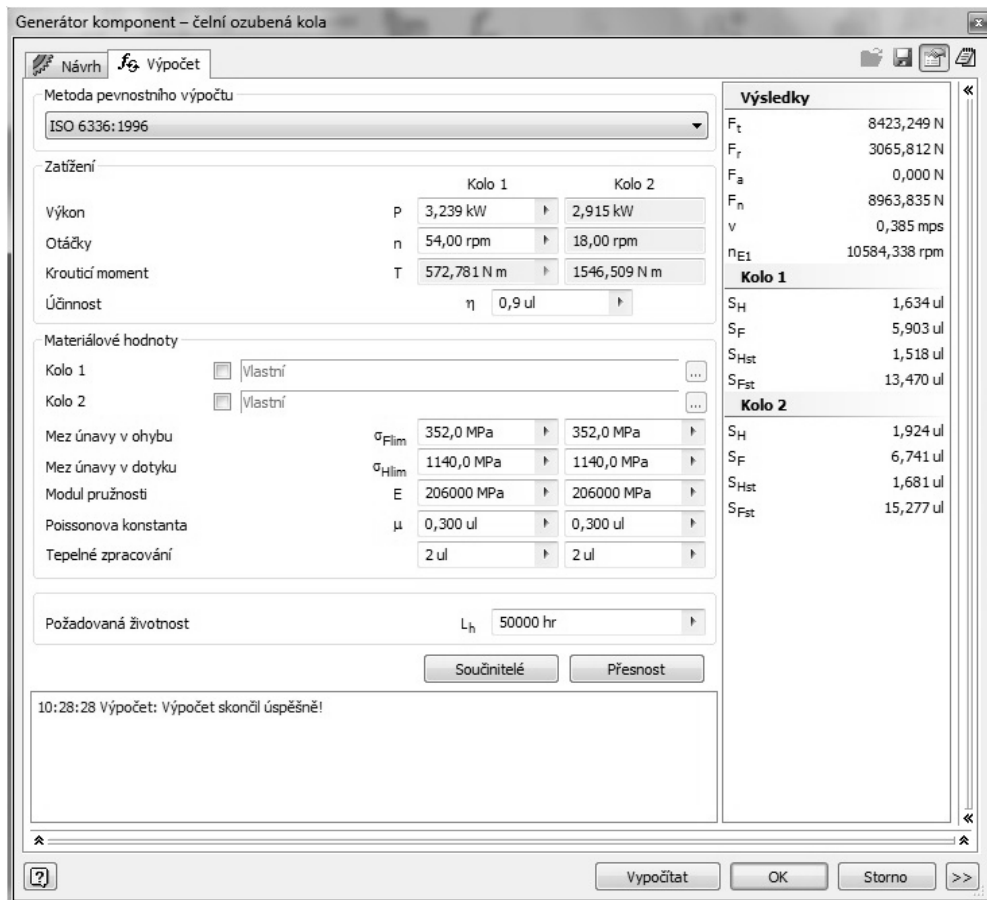
$$F_D > F_{v4} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Navržené soukolí vyhovuje na otláčení.

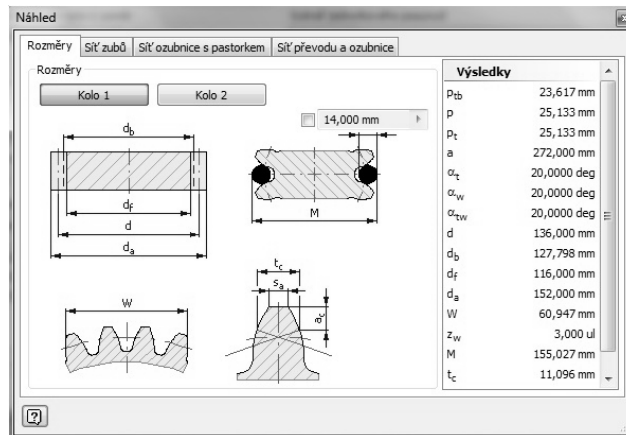
### 6.3.3 Výpočet pomocí programu Autodesk Inventor 2013



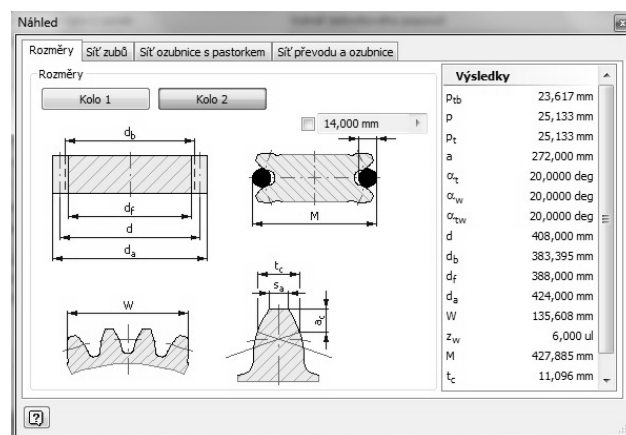
Obr. 55. Návrh čelního soukolí.



Obr. 56. Výpočet čelního soukolí.



Obr. 57. Rozměry pastorku.



Obr. 58. Rozměry kola.



Obr. 59. Soukolí 3D.

Tab. 7. Souhrn hlavních parametrů soukolí.

	<b>Šnek</b>	<b>Šnekové kolo</b>	<b>Pastorek 1</b>	<b>Kolo 1</b>
Počet zubů $z [-]$	1	50	17	51
Modul $m [-]$	8	8	8	8
Roztečná kružnice $D [mm]$	91,78	401,5	136	408
Osová vzdálenost $a [mm]$	246,6	246,6	272	272
Hlavová kružnice $D_a [mm]$	107,8	417,5	152	424
Patní kružnice $D_f [mm]$	73,108	382,8	116	388
Výška hlavy zubu $h_a [mm]$	8	8	8	8
Výška paty zubu $h_f [mm]$	9,336	9,336	10	10
Výška zubu $h [mm]$	17,336	17,336	18	18
Rozteč zubu $t [mm]$	25,13	25,13	25	25
Šířka ozubení $b [mm]$	200	64,8	96	96
Úhel nástroje $\alpha [^\circ]$	20	20	20	20

#### 6.4 Hřídele, ložiska, pera

⇒ volím materiál hřídelí – 11 500.0

## 6.4.1 Hřídel 1



Obr. 60. Hřídel 1 3D.

Otáčky na hřídeli:

$$f_1 = \frac{n_1}{60} = \frac{2\,700}{60} = 45 \text{ s}^{-1}$$

Obvodová síla pod kolem:

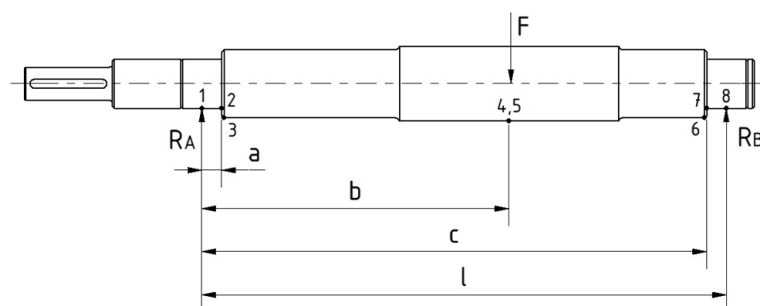
$$F = \frac{2 \cdot M_{k1}}{D_1} = \frac{2 \cdot 12\,728}{91,78} = 277,4 \text{ N}$$

Vstupní průměr hřídele:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot M_{k1}}{\tau_{DK}}} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 12\,728}{50}} = 10,8 \text{ mm} \Rightarrow \text{volím } d_1 = 30 \text{ mm}$$

$\Rightarrow$  volím  $\tau_{DK} = 50 \text{ MPa}$  dle [6, 55],  $d_1$  volím dle [6, 176].

Síly působící v podporách:



Obr. 61. Síly, vzdálenosti a průřezy na 1. hřídeli.



⇒ volím  $a = 19,125$  mm,  $b = 272,646$  mm,  $c = 442,5$  mm,  $l = 480,75$  mm.

$$R_B = \frac{F \cdot b}{l} = \frac{277,4 \cdot 272,646}{480,75} = 157,3 \text{ N}$$

$$R_A = F - R_B = 277,4 - 157,3 = 120,1 \text{ N}$$

$$F_{rmax} = F_{r1} = 956 \text{ N}$$

$$F_A = F_2 = 2\,613 \text{ N}$$

### Návrh a kontrola ložisek

$$L_{10} = \frac{f_1 \cdot 3\,600 \cdot L_h}{10^6} = \frac{45 \cdot 3\,600 \cdot 50\,000}{10^6} = 8\,100 \text{ mil. ot.}$$

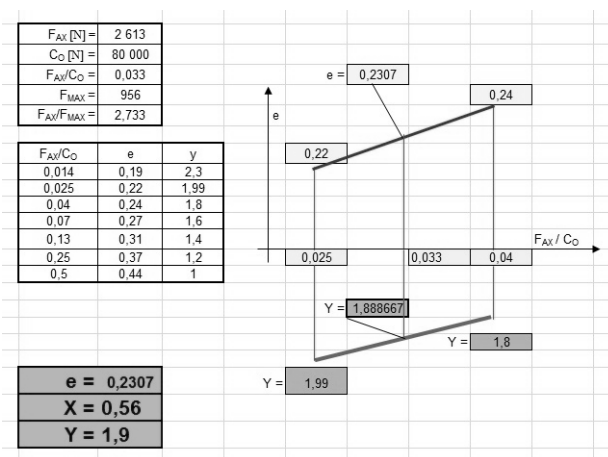
$$C = F_{rmax} \cdot \sqrt[10]{L_{10}} = 956 \cdot \sqrt[10]{8\,100} = 14\,223 \text{ N}$$

⇒ dle [6, 491] volím ložisko s označením **LOŽISKO 32309 ČSN 02 4720**.

$$\frac{F_A}{C_o} = \frac{2\,613}{80\,000} = 0,033$$

⇒  $C_o = 80\,000$  N dle [6, 491].

$$\frac{F_A}{F_{rmax}} = \frac{2\,613}{956} = 2,733 > e$$



Obr. 62. Výpočet  $x$ ,  $y$ .

⇒ z obrázku (Obr. 62)  $x = 0,56$ ;  $y = 1,9$ .

$$F_{ekv} = x \cdot F_{rmax} + y \cdot F_A = 0,56 \cdot 956 + 1,9 \cdot 2\,613 = 5\,500 \text{ N}$$

$$L_{10} = \left( \frac{C}{F_{ekv}} \right)^{10/3} = \left( \frac{86\,500}{5\,500} \right)^{10/3} = 9\,746 \text{ mil. ot.} \Rightarrow \text{ložisko vyhovuje}$$

⇒  $C = 86\,500\text{ N}$  dle [6, 491].

$$L_h = \frac{L_{10} \cdot 10^6}{f_1 \cdot 3600} = \frac{9\,746 \cdot 10^6}{45 \cdot 3\,600} = 60\,160\text{ hod.} \Rightarrow \text{ložisko vyhovuje}$$

**Kontrola hřídele**

⇒ volím  $d_2 = 45\text{ mm}$ ,  $d_3 = 62\text{ mm}$ ,  $d_4 = 45\text{ mm}$ ,  $l_1 = 80\text{ mm}$ ,  $l_2 = 100\text{ mm}$ ,  $l_3 = 442,5\text{ mm}$ ,  $l_4 = 43,5\text{ mm}$ .

$$M_O = R_A \cdot x \text{ [Nmm]}$$

$$M_{RED} = \sqrt{M_O^2 + 0,75 \cdot M_{K1}^2} \text{ [Nmm]}$$

$$M_{DO} = 0,1 \cdot d^3 \cdot \sigma_{DO} \text{ [Nmm]}$$

⇒ volím  $\sigma_{DO} = 90\text{ MPa}$  dle [6, 55].

$$M_{DO} > M_{RED} \Rightarrow V/N$$

Tab. 8. Výpočet hodnot 1. hřídele.

i		x [mm]	M <sub>K</sub> [Nmm]	M <sub>O</sub> [Nmm]	M <sub>RED</sub> [Nmm]	M <sub>DO</sub> [Nmm]	V/N
1	0	0	12728	0	11023	820125	V
2	a	19,125	12728	2297	11260	820125	V
3	a	19,125	12728	2297	11260	2144952	V
4	b	272,646	12728	32745	34550	2144952	V
5	b	272,646	0	32745	32745	2144952	V
6	c	442,5	0	53144	53144	2144952	V
7	c	442,5	0	53144	53144	820125	V
8	l	480,75	0	0	0	820125	V



Obr. 63. Grafická kontrola 1. hřídele.

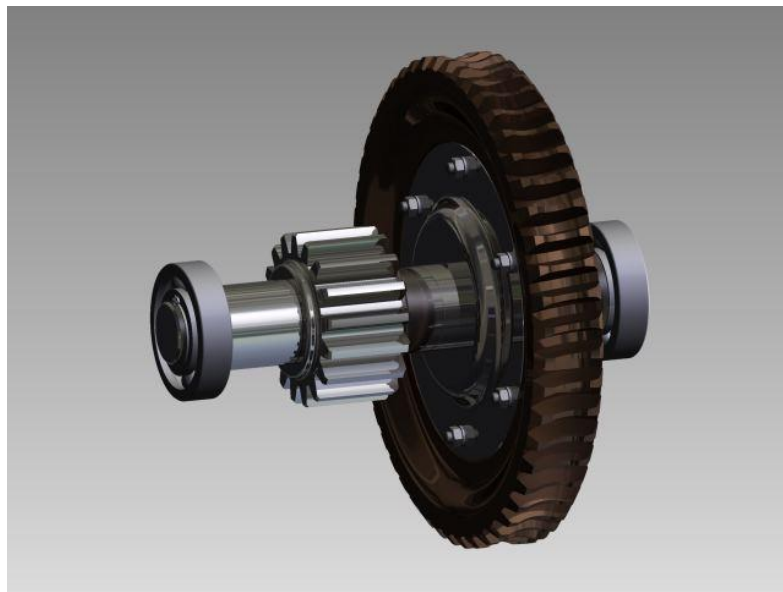
***Pevnostní kontrola pera***

⇒ dle [6, 467] volím pero s označením **PERO 8e7 x 7 x 70 ČSN 02 2562**.

$$W_K = 0,2 \cdot d_1^3 = 0,2 \cdot 30^3 = 5\,400 \text{ mm}^3$$

$$\tau_K = \frac{M_{k1}}{W_K} = \frac{12\,728}{5\,400} = 2,36 \text{ MPa}$$

$$\tau_K \leq \tau_{DK} \Rightarrow \text{pero vyhovuje}$$

**6.4.2 Hřídel 2**

*Obr. 64. Hřídel 2 3D.*

Otáčky na hřídeli:

$$f_2 = \frac{n_2}{60} = \frac{54}{60} = 0,9 \text{ s}^{-1}$$

Obvodové síly pod koly:

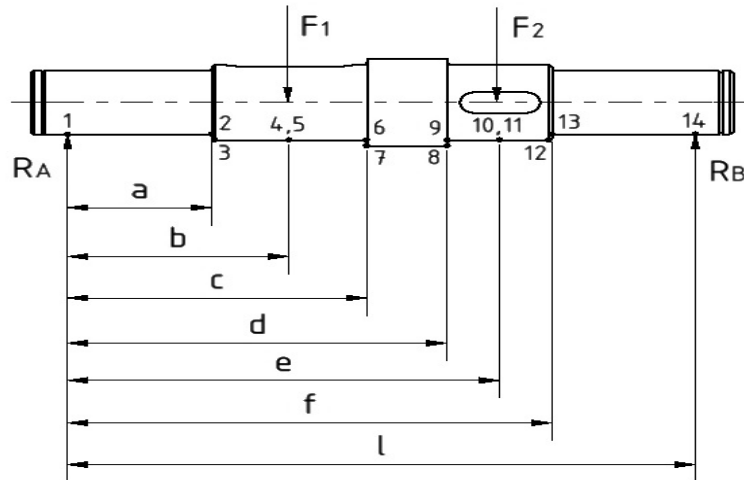
$$F_1 = \frac{2 \cdot M_{k2}}{D_2} = \frac{2 \cdot 572\,760}{401,5} = 2\,853 \text{ N}$$

$$F_2 = \frac{2 \cdot M_{k2}}{D_3} = \frac{2 \cdot 572\,760}{136} = 8\,423 \text{ N}$$

Vstupní průměr hřídele:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot M_{k2}}{\tau_{DK}}} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 572\,760}{50}} = 38,55 \text{ mm} \Rightarrow \text{volím } d_1 = 55 \text{ mm}$$

Síly působící v podporách:



Obr. 65. Síly, vzdálenosti a průřezy na 2. hřídeli.

$\Rightarrow$  volím  $a = 89$  mm,  $b = 121,4$  mm,  $c = 153,8$  mm,  $d = 203,8$  mm,  $e = 251,8$  mm,  $f = 299,8$  mm,  $l = 388,8$  mm.

$$R_B = \frac{F_1 \cdot b + F_2 \cdot e}{l} = \frac{2\,853 \cdot 121,4 + 8\,423 \cdot 251,8}{388,8} = 6\,346 \text{ N}$$

$$R_A = F_1 + F_2 - R_B = 2\,853 + 8\,423 - 6\,346 = 4\,930 \text{ N}$$

$$F_{ekv} = 6\,346 \text{ N}$$

$$F_A = F_1 = 274,6 \text{ N}$$

$\Rightarrow$  z důvodu malé axiální síly, stačí na danou hřídel pouze radiální ložiska.

#### Návrh a kontrola ložisek

$$L_{10} = \frac{f_2 \cdot 3\,600 \cdot L_h}{10^6} = \frac{0,9 \cdot 3\,600 \cdot 50\,000}{10^6} = 162 \text{ mil. ot.}$$

$$C = F_{ekv} \cdot \sqrt[3]{L_{10}} = 6\,346 \cdot \sqrt[3]{162} = 34\,594 \text{ N}$$

$\Rightarrow$  dle [6, 478] volím ložisko s označením **LOŽISKO 6311 ČSN 02 4630**.

$$L_{10} = \left( \frac{C}{F_{ekv}} \right)^3 = \left( \frac{55\,000}{6\,346} \right)^3 = 651 \text{ mil. ot.} \Rightarrow \text{ložisko vyhovuje}$$

$\Rightarrow C = 55\,000$  N dle [6, 478].

$$L_h = \frac{L_{10} \cdot 10^6}{f_2 \cdot 3\,600} = \frac{651 \cdot 10^6}{0,9 \cdot 3\,600} = 200\,926 \text{ hod.} \Rightarrow \text{ložisko vyhovuje}$$

**Kontrola hřídele**

⇒ volím  $d_2 = 65 \text{ mm}$ ,  $d_3 = 75 \text{ mm}$ ,  $d_4 = 65 \text{ mm}$ ,  $d_5 = 55 \text{ mm}$ ,  $l_1 = 112 \text{ mm}$ ,  $l_2 = 64,8 \text{ mm}$ ,  $l_3 = 50 \text{ mm}$ ,  $l_4 = 96 \text{ mm}$ ,  $l_5 = 112 \text{ mm}$ .

$$M_O = R_A \cdot x \text{ [Nmm]}$$

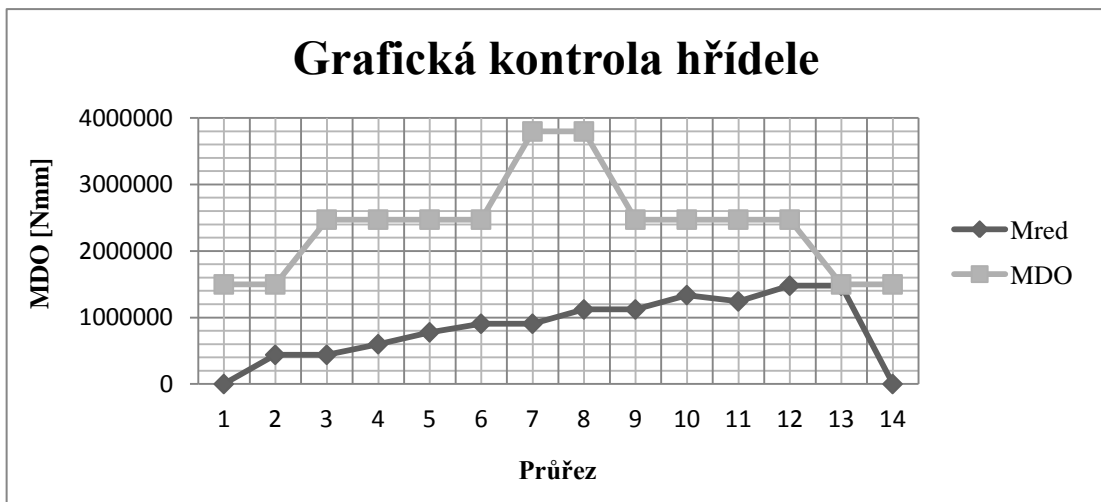
$$M_{RED} = \sqrt{M_O^2 + 0,75 \cdot M_{K2}^2} \text{ [Nmm]}$$

$$M_{DO} = 0,1 \cdot d^3 \cdot \sigma_{DO} \text{ [Nmm]}$$

$$M_{DO} > M_{RED} \Rightarrow V/N$$

Tab. 9. Výpočet hodnot 2. hřídele.

i		x [mm]	M <sub>K</sub> [Nmm]	M <sub>O</sub> [Nmm]	M <sub>RED</sub> [Nmm]	M <sub>DO</sub> [Nmm]	V/N
1	0	0	0	0	0	1497375	V
2	a	89	0	438770	438770	1497375	V
3	a	89	0	438770	438770	2471625	V
4	b	121,4	0	598502	598502	2471625	V
5	b	121,4	572760	598502	777332	2471625	V
6	c	153,8	572760	758234	906068	2471625	V
7	c	153,8	572760	758234	906068	3796875	V
8	d	203,8	572760	1004734	1120505	3796875	V
9	d	203,8	572760	1004734	1120505	2471625	V
10	e	251,8	572760	1241374	1336806	2471625	V
11	e	251,8	0	1241374	1241374	2471625	V
12	f	299,8	0	1478014	1478014	2471625	V
13	f	299,8	0	1478014	1478014	1497375	V
14	l	388,8	0	0	0	1497375	V



Obr. 66. Grafická kontrola 2. hřídele.

**Pevnostní kontrola per**

⇒ dle [6, 467] volím pero s označením **PERO 18e7 x 11 x 50 ČSN 02 2562**.

$$W_K = 0,2 \cdot d_2^3 = 0,2 \cdot 65^3 = 54\,925 \text{ mm}^3$$

$$\tau_K = \frac{M_{k2}}{W_K} = \frac{572\,760}{54\,925} = 10,43 \text{ MPa}$$

$$\tau_K \leq \tau_{DK} \Rightarrow \text{pero vyhovuje}$$

$$p = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d_2 \cdot (t_1 \cdot i) \cdot (l \cdot i - b \cdot i)} = \frac{2 \cdot 572\,760}{65 \cdot (4,2 \cdot 2) \cdot (50 \cdot 2 - 18 \cdot 2)} = 32,78 \text{ Nmm}^{-1}$$

⇒ dle [6, 467]  $t_1 = 4,2 \text{ mm}$ ,  $b = 18 \text{ mm}$ , volím počet per  $i = 2$ .

$$p \leq p_D \Rightarrow \text{pero vyhovuje}$$

⇒ dle [9, 61] volím  $p_D = 120 \text{ Nmm}^{-1}$ .

⇒ dle [6, 467] volím pero s označením **PERO 18e7 x 11 x 80 ČSN 02 2562**.

$$W_K = 0,2 \cdot d_2^3 = 0,2 \cdot 65^3 = 54\,925 \text{ mm}^3$$

$$\tau_K = \frac{M_{k2}}{W_K} = \frac{572\,760}{54\,925} = 10,43 \text{ MPa}$$

$$\tau_K \leq \tau_{DK} \Rightarrow \text{pero vyhovuje}$$

$$p = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d_2 \cdot t_1 \cdot (l - b)} = \frac{2 \cdot 572\,760}{65 \cdot 4,2 \cdot (80 - 18)} = 67,68 \text{ Nmm}^{-1}$$

⇒ dle [6, 467]  $t_1 = 4,2 \text{ mm}$ ,  $b = 18 \text{ mm}$ .

$$p \leq p_D \Rightarrow \text{pero vyhovuje}$$

**6.4.3 Hřídel 3**

Otáčky na hřídeli:

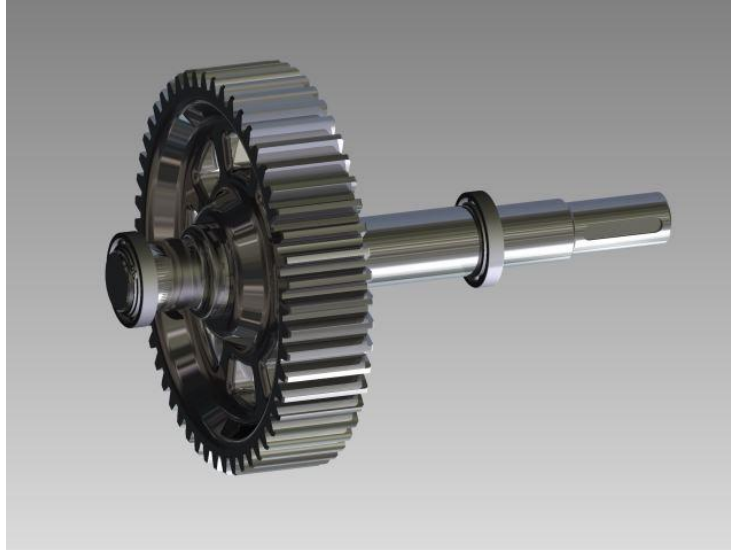
$$f_3 = \frac{n_3}{60} = \frac{18}{60} = 0,3 \text{ s}^{-1}$$

Obvodová síla pod kolem:

$$F = \frac{2 \cdot M_{k3}}{D_4} = \frac{2 \cdot 1\,546\,452}{408} = 7\,581 \text{ N}$$

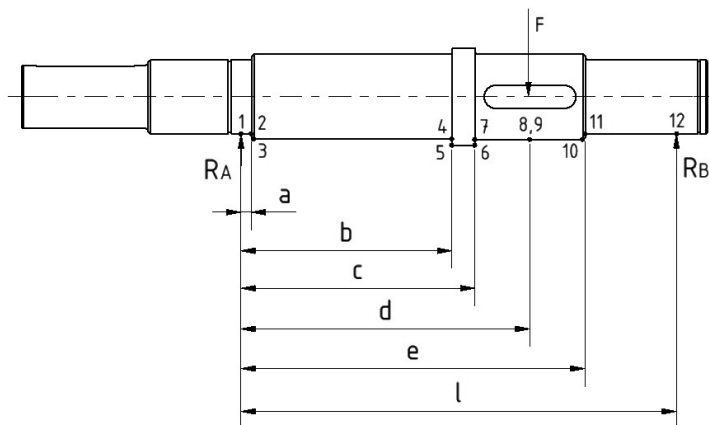
Výstupní průměr hřídele:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot Mk_3}{\tau_{DK}}} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 1\,546\,452}{50}} = 53,67 \text{ mm} \Rightarrow \text{volím } d_1 = 55 \text{ mm}$$



Obr. 67. Hřídel 3 3D.

Síly působící v podporách:



Obr. 68. Síly, vzdálenosti a průřezy na 3. hřídeli.

$\Rightarrow$  volím  $a = 9 \text{ mm}$ ,  $b = 183,8 \text{ mm}$ ,  $c = 203,8 \text{ mm}$ ,  $d = 251,8 \text{ mm}$ ,  $e = 299,8 \text{ mm}$ ,  $l = 388,8 \text{ mm}$ .

$$R_B = \frac{F \cdot d}{l} = \frac{7\,581 \cdot 251,8}{388,8} = 4\,910 \text{ N}$$

$$R_A = F - R_B = 7\,581 - 4\,910 = 2\,671 \text{ N}$$

$$F_{ekv} = 4\,910 \text{ N}$$

**Návrh a kontrola ložisek**

$$L_{10} = \frac{f_3 \cdot 3\,600 \cdot L_h}{10^6} = \frac{0,3 \cdot 3\,600 \cdot 50\,000}{10^6} = 54 \text{ mil. ot.}$$

$$C = F_{ekv} \cdot \sqrt[3]{L_{10}} = 4\,910 \cdot \sqrt[3]{54} = 18\,557 \text{ N}$$

⇒ dle [6, 476] volím ložisko s označením **LOŽISKO 6013 ČSN 02 4630**.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{F_{ekv}}\right)^3 = \left(\frac{23\,600}{4\,910}\right)^3 = 111 \text{ mil. ot.} \Rightarrow \text{ložisko vyhovuje}$$

⇒  $C = 23\,600 \text{ N}$  dle [6, 476].

$$L_h = \frac{L_{10} \cdot 10^6}{f_3 \cdot 3\,600} = \frac{111 \cdot 10^6}{0,3 \cdot 3\,600} = 102\,778 \text{ hod.} \Rightarrow \text{ložisko vyhovuje}$$

**Kontrola hřídele**

⇒ volím  $d_2 = 65 \text{ mm}$ ,  $d_3 = 74 \text{ mm}$ ,  $d_4 = 85 \text{ mm}$ ,  $d_5 = 75 \text{ mm}$ ,  $d_6 = 65 \text{ mm}$   $l_1 = 110 \text{ mm}$ ,  
 $l_2 = 105,2 \text{ mm}$ ,  $l_3 = 174,8 \text{ mm}$ ,  $l_4 = 20 \text{ mm}$ ,  $l_5 = 96 \text{ mm}$ ,  $l_6 = 107 \text{ mm}$ .

$$M_O = R_A \cdot x \text{ [Nmm]}$$

$$M_{RED} = \sqrt{M_O^2 + 0,75 \cdot M_{K3}^2} \text{ [Nmm]}$$

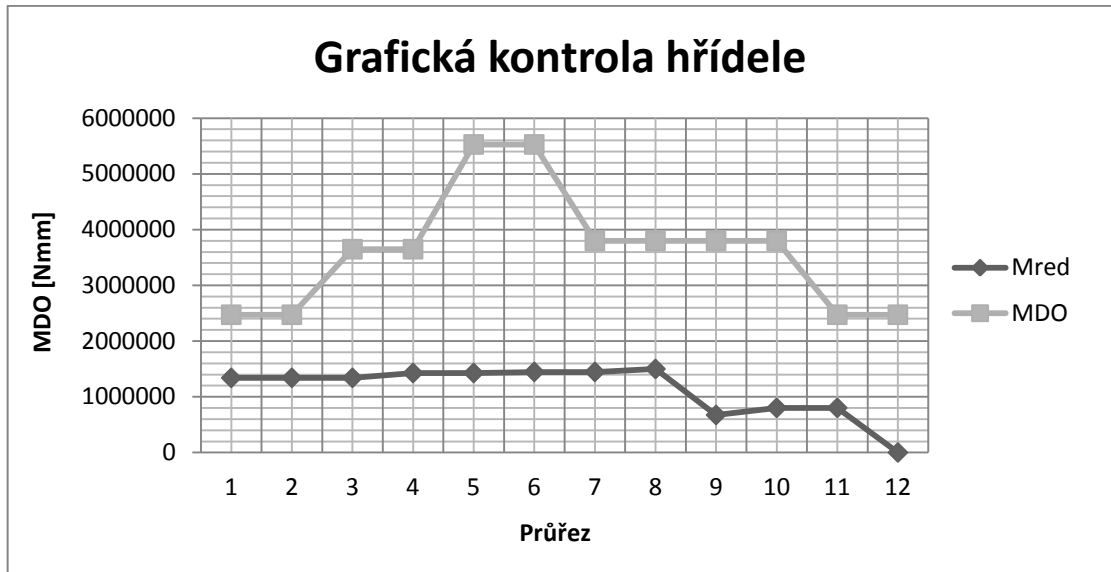
$$M_{DO} = 0,1 \cdot d^3 \cdot \sigma_{DO} \text{ [Nmm]}$$

$$M_{DO} > M_{RED} \Rightarrow V/N$$

Tab. 10. Výpočet hodnot 3. hřídele.

i		x [mm]	M <sub>K</sub> [Nmm]	M <sub>O</sub> [Nmm]	M <sub>RED</sub> [Nmm]	M <sub>DO</sub> [Nmm]	V/N
1	0	0	1546452	0	1339267	2471625	V
2	a	9	1546452	24039	1339482	2471625	V
3	a	9	1546452	24039	1339482	3647016	V
4	b	183,8	1546452	490930	1426411	3647016	V
5	b	183,8	1546452	490930	1426411	5527125	V
6	c	203,8	1546452	544350	1445667	5527125	V
7	c	203,8	1546452	544350	1445667	3796875	V
8	d	251,8	1546452	672558	1498656	3796875	V
9	d	251,8	0	672558	672558	3796875	V
10	e	299,8	0	800766	800766	3796875	V
11	e	299,8	0	800766	800766	2471625	V
12	l	388,8	0	0	0	2471625	V





Obr. 69. Grafická kontrola 3. hřídele.

**Pevnostní kontrola per**

⇒ dle [6, 467] volím pero s označením **PERO 20e7 x 12 x 80 ČSN 02 2562**.

$$W_K = 0,2 \cdot d_4^3 = 0,2 \cdot 75^3 = 84\,375 \text{ mm}^3$$

$$\tau_K = \frac{M_{k3}}{W_K} = \frac{1\,546\,452}{84\,375} = 18,33 \text{ MPa}$$

$$\tau_K \leq \tau_{DK} \Rightarrow \text{pero vyhovuje}$$

$$p = \frac{2 \cdot M_{k3}}{d_2 \cdot (t_1 \cdot i) \cdot (l \cdot i - b \cdot i)} = \frac{2 \cdot 1\,546\,452}{75 \cdot (4,6 \cdot 2) \cdot (80 \cdot 2 - 20 \cdot 2)} = 37,35 \text{ Nmm}^{-1}$$

⇒ dle [6, 467]  $t_1 = 4,6 \text{ mm}$ ,  $b = 20 \text{ mm}$ , volím počet per  $i = 2$ .

$$p \leq p_D \Rightarrow \text{pero vyhovuje}$$

⇒ dle [6, 467] volím pero s označením **PERO 16e7 x 10 x 90 ČSN 02 2562**.

$$W_K = 0,2 \cdot d_1^3 = 0,2 \cdot 55^3 = 33\,275 \text{ mm}^3$$

$$\tau_K = \frac{M_{k3}}{W_K} = \frac{1\,546\,452}{33\,275} = 46,47 \text{ MPa}$$

$$\tau_K \leq \tau_{DK} \Rightarrow \text{pero vyhovuje}$$

## 7 SPOJKA

### 7.1 Hřídel

Drážková hřídel:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot \eta \cdot M_{K3}}{\pi \cdot \tau_{DK}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 0,8 \cdot 1\,546\,452}{\pi \cdot 50}} = 50,14 \text{ mm} \Rightarrow \text{volím } d = 52 \text{ mm}$$

$\Rightarrow$  dle [6, 174] volím  $d$ ; dle [6, 56] volím  $\tau_{DK} = 50$  MPa.

Délka drážkového hřídele:

$$F = \frac{2 \cdot \eta \cdot M_{K3}}{d_s} = \frac{2 \cdot 0,8 \cdot 1\,546\,452}{\frac{52 + 58}{2}} = 44\,988 \text{ N}$$

$\Rightarrow$  dle [6, 174] volím  $d_s$ .

$$l \geq \frac{F}{p_D \cdot 0,75 \cdot i \cdot \frac{D_d - d_d}{2}} \geq \frac{44\,988}{15 \cdot 0,75 \cdot 8 \cdot \frac{58 - 52}{2}} \geq 166,6 \text{ mm} \Rightarrow \text{volím } l = 168 \text{ mm}$$

$\Rightarrow$  dle [6, 174] volím  $i = 8$ , dle [6] volím  $p_D = 15$  MPa.

$\Rightarrow$  dle [6, 174] volím drážkovou hřídel s označením **d – 8 x 52 x 58 ČSN 01 4942**.

Materiál a rozměry třecích kol:

$$D_1 = 10 \cdot d_s = 10 \cdot \frac{58 + 52}{2} = 550 \text{ mm}$$

$$D_2 = 8 \cdot d_s = 8 \cdot \frac{58 + 52}{2} = 440 \text{ mm}$$

$$R_S = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{550 + 440}{2} = 495 \text{ mm}$$

$\Rightarrow$  volím litinová kola s nalepeným obložením 42 2435 a  $f = 0,4$ .

### 7.2 Pružina

Přítlačná síla:

$$F_N = \frac{\eta \cdot M_{K3}}{f \cdot R_S} = \frac{0,8 \cdot 1\,546\,452}{0,4 \cdot 495} = 6\,248 \text{ N}$$

Síla na pružině:

$$F_P = 1,2 \cdot F_N = 1,2 \cdot 6\,248 = 7\,498 \text{ N}$$

Střední průměr pružiny:

$$D_{SP} = 2 \cdot d_S = 2 \cdot \frac{58 + 52}{2} = 110 \text{ mm}$$

Průměr drátu pružiny:

$$d_P = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot F_P \cdot D_{SP}}{\pi \cdot \tau_{DK}}} = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 7\,498 \cdot 110}{\pi \cdot 420}} = 17,1 \text{ mm} \Rightarrow \text{volím } d_P = 18 \text{ mm}$$

$\Rightarrow$  dle [6] volím  $\tau_{DK} = 420 \text{ MPa}$ .

Délka v dosedovém stavu:

$$z = n + n_Z = 10 + 2 = 12$$

$\Rightarrow$  volím  $n = 10$ ,  $n_Z = 2$ .

$$l_D = 1,05 \cdot z \cdot d_P = 1,05 \cdot 12 \cdot 18 = 226,8 \text{ mm} \Rightarrow \text{volím } l_D = 228 \text{ mm}$$

Stlačení:

$$y = \frac{8 \cdot D_{SP}^3 \cdot F_P \cdot n}{G \cdot d_P^4} = \frac{8 \cdot 110^3 \cdot 7\,498 \cdot 10}{78\,500 \cdot 18^4} = 97 \text{ mm}$$

$\Rightarrow$  volím  $G = 78\,500 \text{ N}$ .

Délka ve volném stavu:

$$l_0 = l_D + 0,1 \cdot n \cdot d_P + y = 228 + 0,1 \cdot 10 \cdot 18 + 97 = 343 \text{ mm}$$

Délka v pracovním stavu:

$$l_P = l_0 - y = 343 - 97 = 246 \text{ mm}$$

Kontrola na měrný tlak:

$$p = \frac{4 \cdot F_P}{\pi \cdot (D_1^2 - D_2^2)} = \frac{4 \cdot 7\,498}{\pi \cdot (550^2 - 440^2)} = 0,088 \text{ MPa}$$

$$p \leq p_D \Rightarrow \text{pružina vyhovuje}$$

$\Rightarrow p_D 0,15 \div 0,3 \text{ MPa}$ .

## 8 MONTÁŽ

Převodovka se skládá ze šnekového soukolí s globoidním kolem a válcovým šnekem a čelního soukolí s evolventním ozubením s přímými zuby.

Na hnacím hřídeli je při výrobě vyroben válcový šnek a tato hřídel je umístěna pod globoidním kolem. Osou druhého hřídele se šnekovým globoidním kolem a pastorkem 2. převodového stupně, prochází dělicí rovina skříně. V této rovině se pak nachází i třetí hřídel.

Hřídel šneku je uložena v kuželíkových jednořadých ložiscích, kde ložiska jsou zabezpečena pojistnými kroužky pro hřídele. Hřídel druhá a třetí jsou uloženy v jednořadých kulíkových ložiscích, rovněž zabezpečené pojistnými kroužky pro hřídele a v jednom konci navíc pojistnými kroužky pro díry.

Kola a pastorek 2. převodového stupně jsou jištěny pery a trubkami.

Vrchní díl skříně je se spodním dílem sešroubován pevně šrouby. Vrchní díl je opatřen průzorem a dvěma závěsnými šrouby pro snazší a bezpečnější manipulaci. Navíc obsahuje šroub pro dolévání oleje do skříně. Na bezpečné straně skříně je umístěn vypouštěcí šroub pro odvod oleje.

Na bocích a uvnitř skříně jsou našroubovány víka pro utěsnění hřídelů, kde víka na vstupním průměru hnacího hřídele a výstupním průměru hnaného hřídele jsou průchozí a hřídele jsou v tomto místě utěsněny gufery, jež zabraňují vniknutí prachových a jiných nečistot do olejové lázně.

## 9 MAZÁNÍ

Jelikož u šnekových soukolí jsou na mazivo kladeny větší nároky než u jiných typů převodovek, je potřeba použití olejů s větší přilnavostí a viskozitou.

Šnek je umístěn pod šnekovým kolem, přičemž je ponořen po osu v olejové lázni. Tím je zajištěn dostatečný přísun oleje do míst záběru s kolem i k valivým ložiskům. Valivá ložiska hřídele kola jsou pak mazána rozstříkovaným olejem. Co se týče druhého stupně převodovky, v oleji se brodí kolo, ponořené zhruba 10 mm. Je tak zajištěno dostatečné mazání míst záběru i valivých ložisek hřídele kola.

Pro skluzovou rychlost šneku a výše uvedené podmínky volím syntetický olej ISO PG 460 určený pro mazání šnekových převodovek. Olejová náplň nesmí být míchána s minerálními oleji určenými pro převodovky.

## ZÁVĚR

Ve své bakalářské práci jsem se zaměřila na ozubené převody a to konkrétně na čelní soukolí s evolventním ozubením s přímými zuby a šnekové soukolí.

V teoretické části práce jsem zejména uvedla rozdělení mechanických převodů a jejich základní vztahy, základy teorie ozubení, výhody, nevýhody, montáž, provoz a údržbu ozubených kol a v závěru konstrukci převodových mechanismů.

Praktická část obsahuje návrh a výpočet hřídelové spojky, dvoustupňové převodovky a řemenice. Převodovka je tvořena v prvním stupni šnekovým soukolím s globoidním kolem a ve stupni druhém čelním soukolím s evolventním ozubením s přímými zuby. To vše je umístěno do relativně malé skříně při zachování vysokých nároků na pevnost a tím i spolehlivost.

Konstrukce zabezpečovacího pohonu respektuje příslušné normy související s danou konstrukcí.

Vzhledem k tomu, že jsem modelovala v programu Autodesk Inventor 2013 v jeho modulu Design Accelerator a vzhledem k moderním metodám výpočtu pomocí softwaru, srovnala jsem dosažené výsledky, jak výpočtové, tak softwarové. Výpočty jsou srovnatelné, odlišnosti se projevily jen v malých řádech. To může být způsobeno několika vlivy, například odlišností vzorců nebo zaokrouhlováním hodnot, ale výrazný vliv na konstrukci to nemá.

Je možno konstatovat, že v případě dalšího navrhování a výpočtu převodovky je možné se plně spolehnout na tento program.

Výstupem této části pak byl vymodelovaný model převodovky a její výkresová dokumentace. To vše za pomoci programu Autodesk Inventor 2013, ve kterém jsem řešila mnohdy obtížné konstrukce, což mi pomohlo k rozšíření dosavadních znalostí v tomto programu.

Při modelování jsem kladla velký důraz na co největší počet normalizovaných částí, především z ekonomického hlediska a výroby, ale také na rady svého vedoucího bakalářské práce, ohledně konstrukce převodovek v praxi.

Práce je doplněna o rovnice, tabulky, obrázky, grafy a obrázky vymodelovaného modelu převodovky.

## SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

### Monografie:

- [1] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů*. 5. přeprac. vyd. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1990, 707 s. ISBN 80-03-00426-8.
- [2] HELLER, Josef a Zdeněk HUŠKA. *Strojní součásti II: pro střední průmyslové školy strojnické*. 1. vyd. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1986, 120 s.
- [3] KLETEČKA, Jaroslav a Petr FOŘT. *Technické kreslení*. 1. vyd. Brno: Nakladatelství CP Books, a.s., 2005, 252 s. ISBN 80-251-0498-2.
- [4] KRÁTKÝ, Jaroslav a Stanislav HOSNEDL. *Strojní části 2: převodové mechanismy*. 1. vyd. Plzeň: Vydavatelství Západočeské univerzity, 1998, 245 s. ISBN 80-7082-452-2.
- [5] KŘÍŽ, Rudolf. *Stavba a provoz strojů: převody*. 1. vyd. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1978, 176 s.
- [6] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. Vyd. 4., dopl. Praha: ALBRA, 2005, 908 s. ISBN 80-7361-011-6.
- [7] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: mechanické převody*. Vyd. 1. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1999, 174 s. ISBN 80-01-01934-9.
- [8] VAŠEK, Vladimír, Jiří KAŇOVSKÝ a Stanislav MACHÁLKA. *Cvičení z části strojů*. 1. vyd. Brno: VUT, 1979, 161 s.
- [9] VOLEK, František. *Základy konstruování a části strojů I*. 1. vyd. Zlín: Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, 2009, 167 s. ISBN 978-80-7318-654-8.

### Internetové zdroje:

- [10] HEIDENREICH. *Elektromotory SIEMENS Vlastislav Heindenreich* [online]. © 2012 [cit. 2013-02-13]. Dostupné z: <http://www.elektromotory.com>

**SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK**

a	[mm]	délka, vzdálenost os
$a_v$	[mm]	předepsaná vzdálenost os
$a_w$	[mm]	výrobní valivá vzdálenost os
A	[mm]	osová vzdálenost řemenic
b	[mm]	délka, šířka pera, šířka věnce, šířka zubu
c	[mm]	délka
c	[-]	koeficient
$c_a$	[mm]	hlavová vůle
C	[N]	dynamická únosnost
$C_o$	[N]	statická únosnost
d	[mm]	délka, průměr
$d_p$	[mm]	průměr malé řemenice, průměr drátu pružiny
$d_s$	[mm]	střední průměr pružiny
$d_w$	[m]	průměr šroubového válce šneku
D	[mm]	průměr roztečné kružnice
$D_a$	[mm]	průměr hlavové kružnice
$D_f$	[mm]	průměr patní kružnice
$D_p$	[mm]	průměr velké řemenice
$D_{SP}$	[mm]	střední průměr pružiny
e	[-]	srovnávací koeficient
e	[mm]	délka
f	[mm]	délka
f	[s <sup>-1</sup> ]	ohybová frekvence, otáčky
F	[N]	síla



---

$F_a$	[N]	axiální síla
$F_A$	[N]	axiální síla
$F_D$	[N]	dovolená síla
$F_{ekv}$	[N]	ekvivalentní síla
$F_n$	[N]	normálová síla
$F_N$	[N]	přítlačná síla
$F_p$	[N]	síla na pružině
$F_r$	[N]	radiální síla
$F_{rmax}$	[N]	maximální radiální síla
$F_T$	[N]	tečná síla
$F_u$	[N]	pracovní předpětí řemene
$F_v$	[N]	výsledná síla
$G$	[N]	modul pružnosti ve smyku
$h$	[mm]	výška, výška zubu
$h_a$	[mm]	výška hlavy zubu
$h_f$	[mm]	výška paty zubu
$i$	[-]	převodový poměr
$i_c$	[-]	celkový převodový poměr
$k$	[-]	jednotkové posunutí
$k_M$	[-]	koeficient
$l$	[mm]	délka
$l_D$	[mm]	délka v dosedovém stavu
$l_o$	[mm]	délka ve volném stavu
$l_p$	[mm]	délka v pracovním stavu
$L$	[mm]	stoupání šroubovice
$L_{10}$	[mil. ot.]	počet otáček

---

$L_h$	[hod.]	trvanlivost ložisek
$L_p$	[mm]	délka klínového řemene
$m$	[mm]	modul
$m_n$	[mm]	normálový modul
$m_t$	[mm]	čelní modul
$m_x$	[mm]	osový modul
$M_{DO}$	[Nmm]	moment dovolený v ohybu
$M_k$	[Nm]	krouticí moment
$M_o$	[Nmm]	ohybový moment
$M_{RED}$	[Nmm]	redukovaný moment
$n$	[min <sup>-1</sup> ]	otáčky
$o$	[m]	obvod roztečné kružnice
$p$	[Nmm <sup>-1</sup> ]	tlak
$p$	[mm]	rozteč zubů
$p_D$	[Nmm <sup>-1</sup> ]	dovolený tlak
$p_n$	[mm]	normálová rozteč
$p_t$	[mm]	čelní rozteč
$p_x$	[mm]	osová rozteč
$P$	[W]	výkon
$P_D$	[W]	dovolený výkon
$P_j$	[W]	jmenovitý výkon
$P_r$	[W]	výkon
$q$	[-]	poměr šneku
$q_N$	[m]	vzdálenost interferenčního bodu N
$r$	[-]	koeficient
$R$	[m]	poloměr

R	[N]	reakce
$R_S$	[mm]	střední poloměr
s	[mm]	tloušťka zubu
$s_u$	[mm]	šířka zubové mezery
t	[mm]	rozteč
$t_1$	[mm]	hloubka drážky v náboji
$t_n$	[mm]	normálová rozteč
$t_x$	[mm]	osová rozteč
v	$[m \cdot s^{-1}]$	obvodová rychlost
$v^*$	[-]	hlavové převýšení
$v_k$	$[m \cdot s^{-1}]$	kluzná rychlost
$W_k$	$[mm^3]$	modul průřezu v krutu
x	[-]	součinitel posunutí
x	[mm]	vzdálenost
$x_{min}$	[m]	minimální součinitel posunutí
y	[-]	koeficient
y	[mm]	stlačení, vzdálenost
z	[-]	počet klínových řemenů, počet zubů
$z_M$	[-]	mezní počet zubů
$z'_M$	[-]	praktický mezní počet zubů
$\alpha$	[°]	úhel záběru
$\alpha_n$	[°]	úhel záběru v osovém řezu
$\alpha_t$	[°]	úhel záběru v příčném řezu
$\alpha_x$	[°]	úhel záběru v osovém řezu
$\beta$	[°]	úhel opásání, úhel sklonu
$\gamma$	[°]	úhel stoupání

---

$\eta$	[-]	účinnost
$\eta_c$	[-]	celková účinnost
$\eta_z$	[-]	účinnost ozubení
$\pi$	[-]	Ludolfovo číslo
$\sigma$	[MPa]	napětí
$\sigma_{DO}$	[MPa]	dovolené napětí v ohybu
$\tau_{DK}$	[MPa]	napětí dovolené v krutu
$\tau_K$	[MPa]	napětí v krutu
$\psi$	[-]	skluz
$\psi$	[-]	poměrná šířka
$\psi_m$	[-]	poměrná šířka věnce
$\omega$	[rad·s <sup>-1</sup> ]	úhlová rychlost
$\phi$	[°]	úhel tření
$\varkappa$	[-]	koeficient

**SEZNAM OBRÁZKŮ**

Obr. 1. Rozdělení mechanických převodů.....	13
Obr. 2. Složený převod.....	15
Obr. 3. Jednoduchý převod.....	15
Obr. 4. Ozubená kola.....	18
Obr. 5. Rychlostní poměry na ozubených kolech (základní zákon ozubení).....	20
Obr. 6. Čára záběru.....	20
Obr. 7. Tvary bočních křivek zubů.....	21
Obr. 8. Boční křivka (čára) zubu.....	21
Obr. 9. Boční křivka (čára) zubu.....	22
Obr. 10. Základní údaje ozubení čelního kola.....	22
Obr. 11. Základní profil evolventního ozubení.....	23
Obr. 12. Konstrukce evolventy.....	24
Obr. 13. Kolo N (s nekorigovaným ozubením).....	25
Obr. 14. Soukolí N.....	26
Obr. 15. Rozdělení šnekových soukolí.....	27
Obr. 16. Druhy šneků podle tvaru boční křivky.....	28
Obr. 17. Úhly sklonu a úhly stoupání.....	29
Obr. 18. Rozvinutý plášť roztečného válce.....	30
Obr. 19. Základní geometrické prvky šneku.....	31
Obr. 20. Šnekové soukolí bez posunutí a s posunutím.....	31
Obr. 21. Teoretický mezní stav.....	32
Obr. 22. Diagram.....	33
Obr. 23. Šnekové soukolí s globoidním kolem, válcovým šnekem a obecným ozubením.....	34
Obr. 24. Rychlostní poměry ve valivém bodě šnekového soukolí.....	36
Obr. 25. Silové poměry na šnekovém soukolí.....	36
Obr. 26. Diagram účinnosti pro šneková soukolí s válcovým šnekem (platí pro přesná soukolí).....	37
Obr. 27. Sražení zubů z čelních stran a boční zakřivení zubů.....	41
Obr. 28. Tvorba pittingů na bocích zubů.....	42
Obr. 29. Zadírání boků zubů.....	42
Obr. 30. Kontrola záběru čelních ozubených kol barvou.....	45

Obr. 31. Kontrola záběru šnekových převodů barvou. ....	46
Obr. 32. Výběh frézy v plném materiálu. ....	47
Obr. 33. Výběh frézy do drážky. ....	47
Obr. 34. Pastorek z jednoho kusu s hřídelem. ....	47
Obr. 35. Kotoučové ozubené kolo (s drážkou pro pero). ....	47
Obr. 36. Diskové kolo. ....	48
Obr. 37. Šnek jako součást hřídele. ....	48
Obr. 38. Dělený šnek. ....	48
Obr. 39. Šnekové kolo ze šedé litiny. ....	49
Obr. 40. Šnekové kolo dělené. ....	49
Obr. 41. Šnekové kolo oblité bronzem. ....	50
Obr. 42. Schémata základních typů převodovek sestavených ze soukolí valivých. ....	51
Obr. 43. Příklad konstrukce dvoustupňové převodovky (dle schématu na obrázku (Obr. 42c)). ....	51
Obr. 44. Schémata základních typů převodovek šnekových a kombinovaných. ....	52
Obr. 45. Příklad konstrukce šnekové převodovky s válcovým šnekem. ....	52
Obr. 46. Schéma harmonické převodovky. ....	53
Obr. 47. Schéma zabezpečovacího pohonu. ....	55
Obr. 48. Sestava převodovky 3D. ....	59
Obr. 49. Šnekové soukolí 3D. ....	60
Obr. 50. Návrh šnekového soukolí. ....	64
Obr. 51. Výpočet šnekového soukolí. ....	65
Obr. 52. Rozměry šneku. ....	65
Obr. 53. Rozměry šnekového kola. ....	65
Obr. 54. Čelní soukolí s přímými zuby 3D. ....	66
Obr. 55. Návrh čelního soukolí. ....	69
Obr. 56. Výpočet čelního soukolí. ....	69
Obr. 57. Rozměry pastorku. ....	70
Obr. 58. Rozměry kola. ....	70
Obr. 59. Soukolí 3D. ....	70
Obr. 60. Hřídel 1 3D. ....	72
Obr. 61. Síly, vzdálenosti a průřezy na 1. hřídeli. ....	72
Obr. 62. Výpočet $x$ , $y$ . ....	73

---

Obr. 63. Grafická kontrola 1. hřídele.....	74
Obr. 64. Hřídel 2 3D.....	75
Obr. 65. Síly, vzdálenosti a průřezy na 2. hřídeli.....	76
Obr. 66. Grafická kontrola 2. hřídele.....	77
Obr. 67. Hřídel 3 3D.....	79
Obr. 68. Síly, vzdálenosti a průřezy na 3. hřídeli.....	79
Obr. 69. Grafická kontrola 3. hřídele.....	81

**SEZNAM TABULEK**

Tab. 1. Normalizovaná řada modulů $m$ dle ČSN 01 4608.....	24
Tab. 2. Běžné ozubení.....	25
Tab. 3. Poměrné hlavové převýšení $v^*$ .....	31
Tab. 4. Rozměrový výpočet válcového šnekového soukolí s obecným ozubením.....	35
Tab. 5. Maximální celkové účinnosti $\eta$ .....	38
Tab. 6. Způsoby mazání ozubených převodů. ....	44
Tab. 7. Souhrn hlavních parametrů soukolí.....	71
Tab. 8. Výpočet hodnot 1. hřídele. ....	74
Tab. 9. Výpočet hodnot 2. hřídele. ....	77
Tab. 10. Výpočet hodnot 3. hřídele. ....	80



**SEZNAM PŘÍLOH**

Seznam výkresové dokumentace:

P I	BP – 13 – 01 – 02 – 001/1	Sestava převodovky
P II	BP – 13 – 01 – 04 – 001/2	Kusovník
P III	BP – 13 – 01 – 04 – 001/3	Kusovník
P IV	BP – 13 – 01 – 02 – 002	Hnací hřídel šneku
P V	BP – 13 – 01 – 03 – 003	Hřídel 2
P VI	BP – 13 – 01 – 03 – 004	Hřídel 3
P VII	BP – 13 – 01 – 03 – 005	Věnc šnekového kola
P VIII	BP – 13 – 01 – 04 – 006	Náboj šnekového kola
P IX	BP – 13 – 01 – 03 – 007	Pastorek 1
P X	BP – 13 – 01 – 03 – 008	Kolo 1
P XI	BP – 13 – 01 – 04 – 009	Trubka 1
P XII	BP – 13 – 01 – 04 – 010	Trubka 2
P XIII	BP – 13 – 01 – 02 – 011	Skříň – spodní díl
P XIV	BP – 13 – 01 – 02 – 012	Skříň – vrchní díl
P XV	BP – 13 – 01 – 04 – 013	Víko 1 – průchozí
P XVI	BP – 13 – 01 – 04 – 014	Víko 2
P XVII	BP – 13 – 01 – 04 – 015	Víko 3
P XVIII	BP – 13 – 01 – 04 – 016	Víko 4 – průchozí
P XIX	BP – 13 – 01 – 04 – 017	Poklop

Seznam elektronických příloh:

P XX	3D model vymodelovaný v programu Autodesk Inventor 2013
P XXI	Program na výpočet aproximace x, y vytvořený v programu MS Excel 2003