

# Konstrukce pohonu výrobního stroje se šnekovou převodovkou a pojistnou spojkou

Pavel Pospíšil

---

Bakalářská práce  
2019



Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně  
Fakulta technologická

---

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně  
Fakulta technologická  
Ústav výrobního inženýrství  
akademický rok: 2018/2019

## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Pavel Pospíšil**  
Osobní číslo: **T16673**  
Studijní program: **B3909 Procesní inženýrství**  
Studijní obor: **Technologická zařízení**  
Forma studia: **prezenční**

Téma práce: **Konstrukce pohonu výrobního stroje se šnekovou převodovkou a pojistnou spojkou**

Zásady pro vypracování:

1. Vypracujte literární studii k danému tématu
2. Narhňte převodovku pro převodový poměr  $i=160$ , s výstupem 5kW a otáčkami  $n=20$  ot/min
3. Zhotovte sestavu převodovky
4. Zhotovte výrobní dokumentaci

Rozsah bakalářské práce: **cca 60 stran**  
Rozsah příloh:  
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**

Seznam odborné literatury:

1. **Kemka, V, Barták, J, Milčák P, Žitek, P. : Stavba a provoz strojů, stroje a zařízení, Informatorium, Praha, 2009, ISBN 978-80-7333-075-0**
2. **Lukovics, I, Sýkorová, L, Volek, F : Části a mechanismy strojů, Skripta, ES VUT Brno, 2000, ISBN 80 - 214 - 1566 - 5,**
3. **Volek, F, : Základy konstruování a části strojů - mechanismy strojů, Skripta, UTB ve Zlíně, 2003, ISBN 80-7318 - 111 - 8,**
4. **Bolek, A, Kochman, J. a kol. : Části strojů, 2. svazek. SNTL Praha, 1990**

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. František Volek, CSc.**  
Ústav výrobního inženýrství  
Datum zadání bakalářské práce: **2. ledna 2019**  
Termín odevzdání bakalářské práce: **24. května 2019**

Ve Zlíně dne 14. února 2019

L.S.

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

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

## PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že

- beru na vědomí, že odevzdáním diplomové/bakalářské práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb. o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších právních předpisů, bez ohledu na výsledek obhajoby <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 užít své dílo – diplomovou/bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití jen s předchozím písemným souhlasem Univerzity Tomáše Bati ve Zlíně, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše);
- beru na vědomí, že pokud bylo k vypracování diplomové/bakalářské práce využito softwaru poskytnutého Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně nebo jinými subjekty pouze ke studijním a výzkumným účelům (tedy pouze k nekomerčnímu využití), nelze výsledky diplomové/bakalářské práce využít ke komerčním účelům;
- beru na vědomí, že pokud je výstupem diplomové/bakalářské práce jakýkoliv softwarový produkt, považuji 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 5. 5. 2019

.....

<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 nahlázení veřejnosti v místě určeném vnitřním předpisem vysoké školy nebo není-li tak určeno, v místě pracoviště vysoké školy, kde se má konat obhajoba práce. Každý si může ze zveřejněné práce pořizovat na své náklady výpisy, opisy nebo rozmnoženiny.

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

<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 užít či poskytnout jinému licenci, není-li to v rozporu s oprávněnými zájmy školy nebo školského či vzdělávacího zařízení.

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

## **ABSTRAKT**

Tato bakalářská práce se zabývá konstrukcí pohonu výrobního stroje, tedy studií ozubených převodů a hřídelových spojek. Konkrétně převodem čelního soukolí s přímými zuby, šnekovým soukolím a pojistnou spojkou.

Teoretická část práce je zaměřena na rozdělení mechanických převodů a pojistných spojek, na jejich základní výpočtové vztahy, konstrukční provedení a samotnou výrobu těchto převodových mechanismů. Mimo jiné obsahuje i jejich výhody, nevýhody, montáž, provoz a údržbu. Okrajově je popsána i konstrukce převodové skříně.

Praktická část je zaměřena na konstrukční provedení pohonu se šnekovou převodovkou a pojistnou spojkou. Závěrem této práce je vytvořený model pohonu, jeho výkresová dokumentace a softwarové výpočty v programu Autodesk Inventor 2018.

Klíčová slova: mechanické převody, ozubené převody, čelní soukolí, šneková soukolí, hřídelové spojky.

## **ABSTRACT**

This bachelor thesis deals with the construction of the drive of the production machine, ie the studies of gears and shaft couplings. Specifically, the transmission of the spur gearing with the straight gears, the worm gears and the safety clutch.

The theoretical part of the thesis is focused on the division of mechanical gears and safety clutches, on their basic computational relations, constructional design and production of these transmission mechanisms. Among other things, it includes their advantages, disadvantages, assembly, operation and maintenance. The design of the gearbox is also marginally described.

The practical part is focused on the design of the drive with worm gear and safety clutch. The conclusion of this work is created model of drive, its drawing documentation and software calculations in Autodesk Inventor 2018.

Keywords: mechanical gears, toothed gears, spur gears, worm gears, shaft couplings.

Na tomto místě bych chtěl poděkovat vedoucímu mé bakalářské práce panu Ing. Františku Volkovi, Csc. za příjemnou spolupráci, odborné rady a připomínky při vypracování této práce.

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

# OBSAH

ÚVOD.....	10
I TEORETICKÁ ČÁST.....	11
1 MECHANICKÉ PŘEVODY.....	12
1.1 ROZDĚLENÍ PŘEVODŮ.....	12
1.2 ZÁKLADNÍ VZTAHY.....	13
1.2.1 Převodový poměr.....	13
1.2.2 Účinnost převodů a jejich ztráty.....	14
1.2.3 Silové poměry u převodů.....	15
2 OZUBENÉ PŘEVODY.....	16
2.1 ROZDĚLENÍ OZUBENÝCH KOL A SOUKOLÍ.....	16
2.2 PROFIL OZUBENÍ.....	18
2.2.1 Evolventní ozubení.....	18
2.2.2 Cykloidní ozubení.....	19
2.3 ZÁKLADY TEORIE OZUBENÍ.....	19
2.3.1 Základní zákon ozubení.....	19
2.3.2 Úhel záběru.....	20
2.3.3 Čára záběru.....	20
2.3.4 Skluzová rychlost.....	21
2.3.5 Boční křivky.....	22
2.4 ČELNÍ SOUKOLÍ S EVOLVENTNÍM OZUBENÍM A PŘÍMÝMI ZUBY.....	22
2.4.1 Základní pojmy čelního ozubení.....	22
2.4.2 Základní profil ozubeného a výrobního hřebene.....	24
2.4.3 Korekce ozubení.....	25
2.4.4 Podřezání paty zubu.....	26
2.4.5 Boční vůle v ozubení.....	26
2.5 ŠNEKOVÁ SOUKOLÍ.....	27
2.5.1 Rozdělení a druhy šneků.....	27
2.5.1.1 Šnek spirální (Archimédův).....	28
2.5.1.2 Šnek obecný.....	28
2.5.1.3 Šnek evolventní.....	29
2.5.2 Silové a převodové poměry.....	29
2.5.3 Soukolí šneková s válcovým šnekem.....	32
2.5.4 Geometrie šneku.....	32
2.5.5 Geometrie šnekového kola.....	34
2.5.6 Nebezpečí podřezání paty zubu a špičatosti zubu.....	36
2.5.7 Geometrické charakteristiky soukolí.....	37
2.5.8 Konstrukce šneků a šnekových kol.....	38
2.5.9 Výhody a nevýhody šnekových soukolí.....	39
2.6 MATERIÁLY OZUBENÝCH KOL.....	40
2.6.1 Ocelová kola.....	40
2.6.2 Oceli na odlitky.....	40
2.6.3 Šedá litina.....	41

2.7	VÝROBA OZUBENÝCH KOL .....	41
2.7.1	Obrábění tvarovým nástrojem.....	41
2.7.2	Obrábění obrážením .....	42
2.7.3	Odvalovací frézování .....	42
2.8	PROVOZ A ÚDRŽBA OZUBENÝCH KOL .....	43
2.8.1	Poškození zubů.....	43
2.8.1.1	Lom zubů silovým namáháním.....	43
2.8.1.2	Porušení boků zubů opotřebením .....	43
2.8.1.3	Zadírání a otěr zubů .....	44
2.8.2	Zvýšení únosnosti ozubených kol .....	45
2.8.3	Hlučnost ozubených kol .....	45
2.8.4	Mazání ozubených převodů .....	47
2.8.5	Montáž a obsluha ozubených převodů .....	47
2.8.6	Zkoušení a zabíhání ozubených soukolí .....	48
<b>3</b>	<b>PŘEVODOVÉ SKŘÍNĚ A POJISTNÉ SPOJKY .....</b>	<b>49</b>
3.1	PŘEVODOVÉ SKŘÍNĚ .....	49
3.2	POJISTNÉ SPOJKY .....	51
3.2.1	Pojistná spojka se střížnými kolíky.....	51
3.2.2	Vysmekovací kuličková spojka.....	51
3.2.3	Prokluzovací lamelová spojka.....	52
<b>II</b>	<b>PRAKTICKÁ ČÁST .....</b>	<b>53</b>
<b>4</b>	<b>CÍL BAKALÁŘSKÉ PRÁCE .....</b>	<b>54</b>
<b>5</b>	<b>ŘEMENOVÝ PŘEVOD .....</b>	<b>55</b>
5.1	VÝBĚR MOTORU .....	55
5.2	URČENÍ PŘEVODOVÝCH POMĚRŮ A OTÁČEK .....	55
5.3	VÝPOČET ŘEMENOVÉHO PŘEVODU .....	55
<b>6</b>	<b>PŘEVODOVKA .....</b>	<b>59</b>
6.1	URČENÍ KROUTÍCÍCH MOMENTŮ A VÝKONŮ .....	59
6.2	ŠNEKOVÉ SOUKOLÍ .....	60
6.2.1	Parametry šnekového soukolí .....	60
6.2.2	Síly v ozubení šnekového soukolí.....	62
6.2.3	Volba materiálu šnekového soukolí .....	63
6.2.4	Kontrola šnekového soukolí na ohyb a otláčení (dotyk).....	63
6.3	ČELNÍ SOUKOLÍ .....	66
6.3.1	Parametry čelního soukolí.....	66
6.3.2	Síly v ozubení čelního soukolí .....	67
6.3.3	Volba materiálu čelního soukolí .....	68
6.3.4	Kontrola čelního soukolí na ohyb a otláčení (dotyk) .....	68
6.4	NÁVRH HŘÍDELÍ, PER A LOŽISEK .....	70
6.4.1	Hnací hřídel .....	70
6.4.1.1	Pero pod řemenicí .....	71
6.4.1.2	Ložiska na hnací hřídeli .....	71
6.4.2	Předlohový hřídel .....	73
6.4.2.1	Pero pod šnekovým kolem.....	74

6.4.2.2	Ložiska na předlohovém hřídeli .....	74
6.4.3	Hnaný hřídel.....	76
6.4.3.1	Pero pod čelním kolem .....	77
6.4.3.2	Ložiska na hnaném hřídeli .....	77
6.4.3.3	Délka drážkování pod pojistnou spojkou.....	79
<b>7</b>	<b>POJISTNÁ SPOJKA .....</b>	<b>80</b>
<b>8</b>	<b>MONTÁŽ PŘEVODOVKY .....</b>	<b>82</b>
<b>9</b>	<b>MAZÁNÍ PŘEVODOVKY .....</b>	<b>83</b>
	<b>ZÁVĚR .....</b>	<b>84</b>
	<b>SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....</b>	<b>85</b>
	<b>SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK.....</b>	<b>86</b>
	<b>SEZNAM OBRÁZKŮ .....</b>	<b>91</b>
	<b>SEZNAM TABULEK.....</b>	<b>93</b>
	<b>SEZNAM PŘÍLOH.....</b>	<b>94</b>

## ÚVOD

Ozubené kolo lze považovat za určitý symbol strojírenství. Jeho základním principem je převod točivého pohybu a mechanické energie z hnacího hřídele na hřídel hnáný.

Historie ozubených kol sahá do středověku, kde se lidé snažili ulehčit namáhavou práci využitím různých mechanických prostředků. Jedním z těchto přístrojů byl např. pohon ke tkalcovskému stavu. Tímto tématem se jako první začal zabývat řecký matematik, fyzik, a vynálezce Archimédes. Později také známý malíř, sochař, vynálezce a konstruktér Leonardo Da Vinci.

Postupem času se výroba rychle rozvíjela a převody se dále zdokonalovaly jak po konstrukční, tak i technické stránce. V dnešní době existuje celá řada čelních i šnekových soukolí, které závisí např. na jejich použití nebo také na technologii výroby.

První část této práce je tedy zaměřena na mechanické převody, jejich rozdělení a také popisuje základními vztahy mezi nimi. V další části se zabývá ozubenými převody, konkrétně čelním soukolím s přímými zuby a soukolím šnekovým. V této části jsou zahrnuty výpočetní vztahy, geometrie, použité materiály nebo také výroba a údržba ozubení. V neposlední řadě je popsána konstrukce převodových skříní, spolu s principy a rozdělením pojistných spojek, které jsou také nezbytnou součástí pohonů.

Zaměření této práce nejvíce spočívá v návrhu pohonu výrobního stroje, který se skládá ze šnekové převodovky a pojistné spojky. Výsledkem je poté vytvořený model pohonu a celá jeho výrobní dokumentace v programu Autodesk Inventor 2018.

## **I. TEORETICKÁ ČÁST**

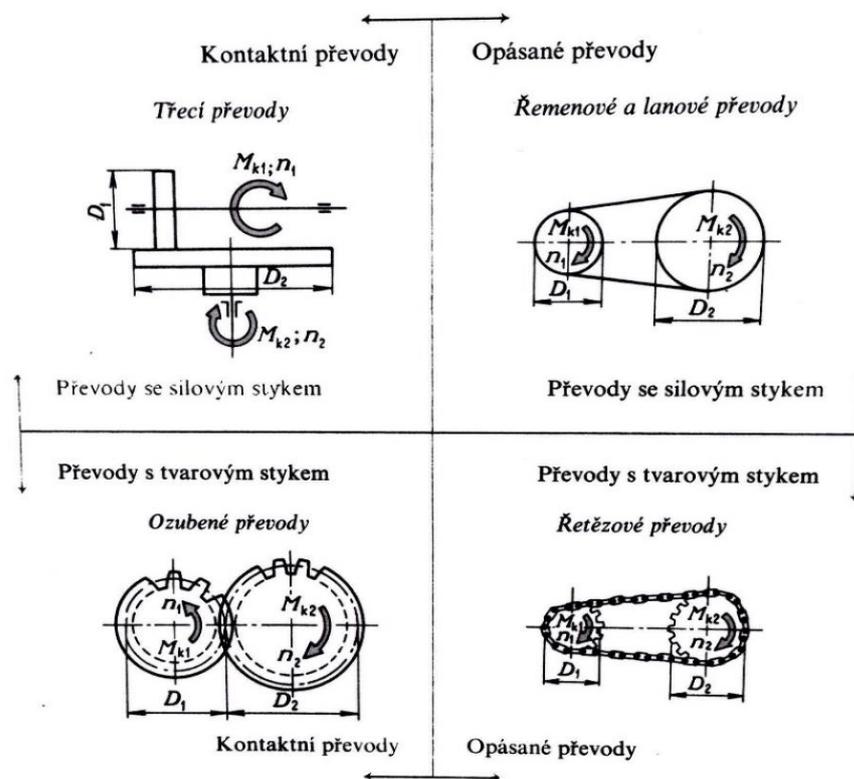
# 1 MECHANICKÉ PŘEVODY

Mechanické převody slouží k přenosu a rozvodu otáčivého pohybu a mechanické energie (kroutící moment, výkon a obvodová síla) z hnacího hřídele na hřídel hnaný, používají se tedy k vytvoření kinematické a silové vazby mezi těmito hřídeli a k zajištění plynulého toku výkonu při předepsané transformaci jeho prvků, tj. změně úhlové rychlosti a odpovídající změně kroutícího momentu. Všechny mechanické převody se skládají nejméně ze dvou kol (kotoučů), hnacího a hnaného, která jsou pevně spojena s hnacím a hnaným hřídelem [1,4].

## 1.1 Rozdělení převodů

Mechanické převody dělíme na:

- kontaktní převody:
  - třecími koly,
  - ozubenými koly,
- opásané převody:
  - řemenové a lanové,
  - řetězové.



Obr. 1. Rozdělení převodů [2].

## 1.2 Základní vztahy

### 1.2.1 Převodový poměr

Velikost převodu je vyjádřena poměrem úhlové rychlosti hnacího členu (hnacího hřídele) k úhlové rychlosti členu hnaného (hnaného hřídele) a nazývá se převodový poměr  $i$ . Úhlové rychlosti obou hřídelů jsou přímo úměrné jejich otáčkám [2].

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} [1]. \quad (1)$$

U převodů řetězových a s ozubenými koly jsou otáčky hnaného hřídele určitým násobkem otáček hnacího hřídele, tudíž převodový poměr je vždy stálý, jsou to tzv. přesné převody. U těchto převodů jsou obvodové rychlosti obou kol stejné a převodový poměr můžeme vyjádřit poměrem průměrů hnacího a hnaného kola. Tento poměr se nazývá konstrukční převodový poměr.

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} [1]. \quad (2)$$

U ozubených kol jsou stejné rozteče, z čehož vyplývá, že roztečné průměry kol jsou přímo úměrné počtům zubů.

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{z_2}{z_1} [1]. \quad (3)$$

Jestliže neuvažujeme ztráty, lze u ozubených převodů vyjádřit převodový poměr poměrem kroutících momentů.

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{M_{k2}}{M_{k1}} [1]. \quad (4)$$

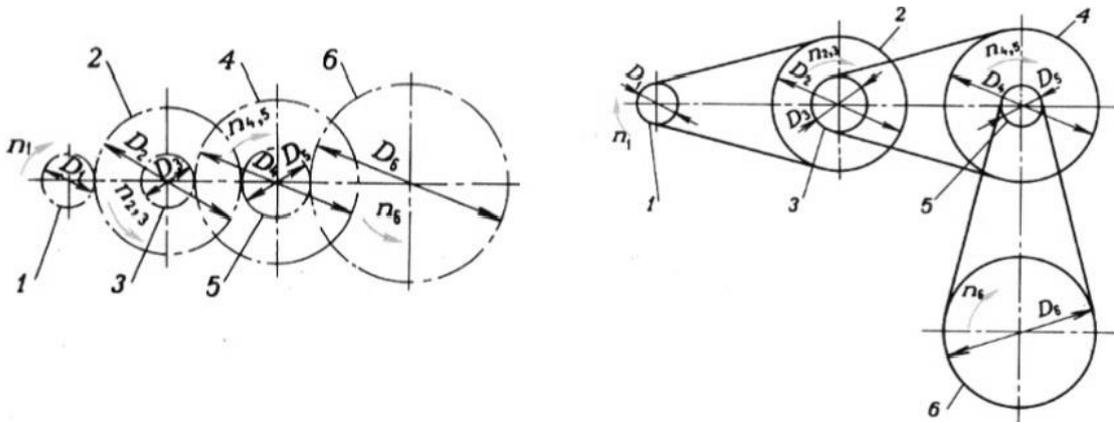
U převodů, které přenáší obvodovou sílu třením, tj. převody řemeny, je třeba uvažovat se skluzem, součinitelem skluzu  $\psi$ . Součinitel skluzu  $\psi$  bývá 0,95 až 0,99, záleží na druhu převodu.

$$n_2' = \psi \cdot n_2 [s^{-1}], \quad (5)$$

$$i_{12}' = \frac{D_2}{D_1 \cdot \psi} = \frac{i_{12}}{\psi} [1]. \quad (6)$$

Jestliže je mezi hnacím a hnaným hřídelem příliš velký převodový poměr, použijeme převod složený (obr. 2). Převodový poměr složeného převodu se vypočítá:

$$i_{1,n} = \frac{n_1}{n_n} = \frac{\omega_1}{\omega_n} = \frac{d_n}{d_{n-1}} = \frac{M_{kn}}{M_{k1}} [1], \quad (7)$$



Obr. 2. Schéma složeného převodu [2].

### 1.2.2 Účinnost převodů a jejich ztráty

Celková účinnost jednoduchého převodu je závislá na mechanické účinnosti hřídelů v ložiskách  $\eta_1$  a mechanické účinnosti při přenosu energie  $\eta_p$ . Jejich vztah se rovná:

$$\eta_{12} = \eta_1 \cdot \eta_p [1]. \quad (8)$$

Jsou-li na jednotlivých hřídelích výkony  $P_1, P_2, P_3, P_4$  lze dílčí účinnosti vyjádřit:

$$\eta_{12} = \frac{P_1}{P_2} [1], \quad \eta_{34} = \frac{P_3}{P_2} [1], \quad \eta_{56} = \frac{P_4}{P_3} [1]. \quad (9)$$

Celková účinnost převodového ústrojí je dána součinem jednotlivých účinností:

$$\eta_c = \eta_{12} \cdot \eta_{34} \cdot \eta_{56} [1]. \quad (10)$$

Přenášený výkon je teoreticky stejný, ve skutečnosti se však zmenší o ztráty převodu:

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{12} [W]. \quad (11)$$

Pak skutečný kroutící moment hnaného hřídele bude:

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

V převodech se vlivem tření v zubech a v ložiskách, broděním kol v kapalném mazivu nebo prokluzováním řemenu po řemenici vznikají ztráty. Tyto ztráty jsou závislé na provedení a stavu převodového ústrojí, na mazání, zatížení, obvodové rychlosti aj.

### 1.2.3 Silové poměry u převodů

Přenášeli-li jednoduchý převod výkon  $P$  [W] při obvodové rychlosti  $v$  [ $m \cdot s^{-1}$ ], je na hnacím i hnaném kole obvodová síla  $F$  [N] rovna:

$$F = \frac{1000 \cdot P}{v} \text{ [N]}. \quad (13)$$

Kroutící moment  $M_{k1}$ , který přenáší hnací hřídel s otáčkami  $n_1$  [ $ot \cdot s^{-1}$ ], při výkonu  $P$  [W]:

$$M_{k1} = 159,2 \cdot \frac{P}{n_1} \text{ [N.m]}. \quad (14)$$

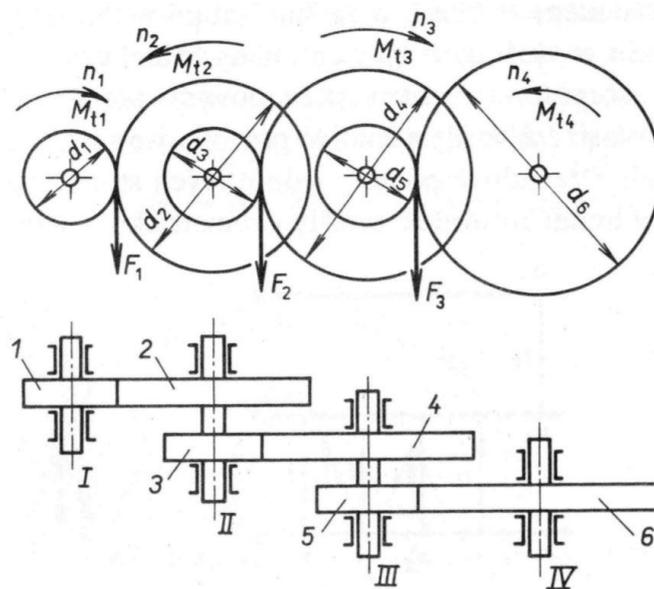
Jestliže neuvažujeme ztráty v převodovém ústrojí, je kroutící moment  $M_{k2}$  přímo úměrný poloměru hnaného kola  $r_2$  [m] a nepřímo úměrný otáčkám  $n_2$  [ $ot \cdot s^{-1}$ ].

$$\frac{M_{k2}}{M_{k1}} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{r_2}{r_1} = i_1 \text{ [1]}, \quad (15)$$

$$M_{k2} = i_1 \cdot M_{k1} \text{ [N.m]}. \quad (16)$$

U složeného převodu (obr. 3) platí:

$$M_{k2} = i_1 \cdot M_{k1}, M_{k3} = i_1 \cdot i_2 \cdot M_{k1}, M_{k4} = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \cdot M_{k1} \quad (17)$$

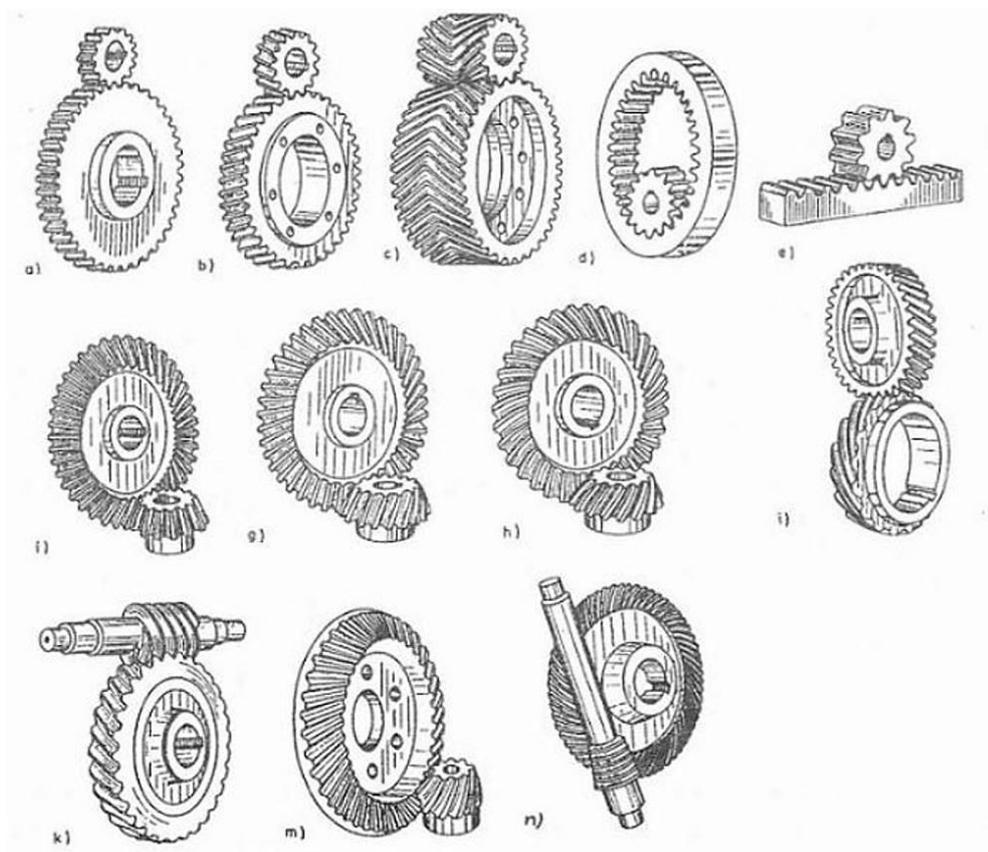


Obr. 3. Silové poměry složeného převodu [3].

## 2 OZUBENÉ PŘEVODY

Ozubené převody jsou nejrozšířenější a nejvýznamnější druh převodových mechanismů. K přenosu sil dochází bezprostředním dotykem spolu zabírajících kol. Základní stavební jednotkou pro složitější mechanismy je dvojice ozubených kol, které spolu tvoří soukolí, sestávajícího z hnacího a hnaného kola. Menší z kol se označuje jako pastorek a větší jako kolo. Úkolem soukolí je vytvoření kinematické a silové vazby mezi relativně blízkými hřídeli při požadované transformaci úhlové rychlosti a kroutícího momentu a zároveň při nejvyšší mechanické účinnosti. Existuje spousta typů ozubených kol a také spousta tvarů jejich zubů. Tyto tvary závisí na vzájemné poloze hřídelů vůči sobě [3,4,9].

### 2.1 Rozdělení ozubených kol a soukolí



Obr. 4. Typy ozubených kol a soukolí [3].

Ozubené převody (soukolí) lze dělit podle nejrůznějších hledisek:

Podle relativního pohybu základních těles:

- Soukolí valivá,
- Soukolí šroubová.

Podle vzájemné polohy os:

- osy rovnoběžné – soukolí valivá válcová:
  - s příkými zuby (obr. 4a, d, e),
  - se šikkými zuby (obr. 4b),
  - se šípovými zuby (obr. 4c).
- osy různoběžné – soukolí valivá kuželová:
  - s příkými zuby,
  - se šikkými zuby,
  - se zakřivenými zuby.
- 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 spolu zabírajících kol:

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

Podle velikosti obvodové rychlosti  $v$  se soukolí dělí na:

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

Podle velikosti převodového poměru  $i$ :

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

Ozubené mechanismy, které vznikají sériovým nebo i paralelním řazením jednoduchých převodů se rozdělují podle:

- Počtu převodových stupňů:
  - jednostupňové,
  - dvoustupňové a více stupňové.

- Podle konstrukčního provedení:
  - otevřené (nezakryté),
  - uzavřené (ve skříní).
- Podle použití:
  - silové (přenos význačných kroutících momentů),
  - kinematické (kroutící moment je zanedbatelný). [3,4,9]

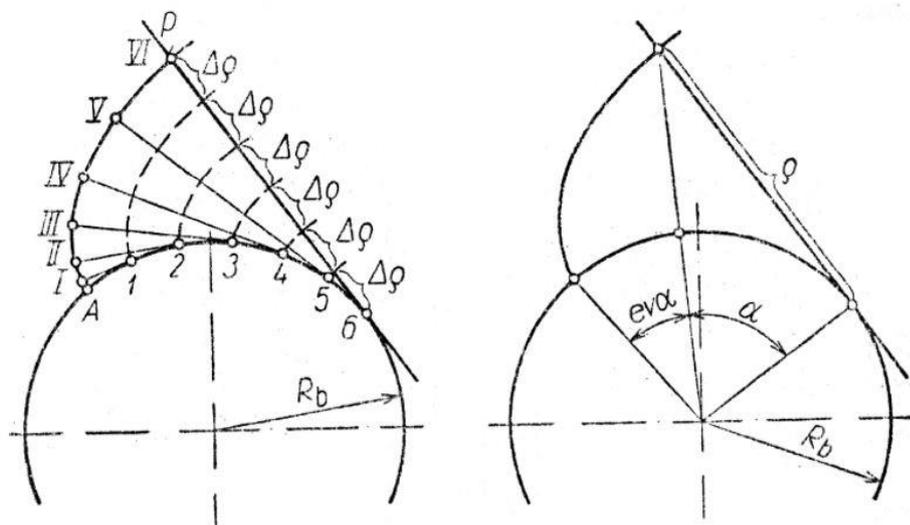
## 2.2 Profil ozubení

Ozubený věnec je v axiálním směru omezen dvěma čelními plochami, jejichž vzdálenost určuje jeho šířku. Průniková čára boční plochy zubu s čelní plochou určuje profil zubu. Podle tvaru čelní profilové křivky rozeznáváme nejčastěji ozubení:

1. Evolventní,
2. Cykloidní.

### 2.2.1 Evolventní ozubení

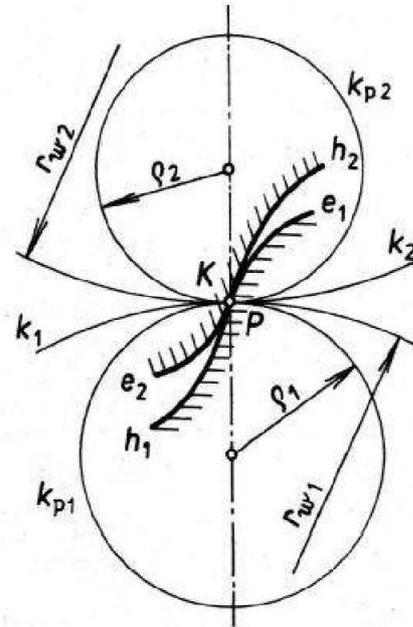
V technické praxi se výhradně uplatňuje evolventní ozubení, které se používá pro valivá soukolí čelní i kuželová. Z hlediska geometrie je evolventa křivkou vznikající jako dráha bodu přímky, která se odvaluje po kružnici. Výhoda evolventního ozubení spočívá ve větším úhlu záběru než u cykloidních. Z toho plyne nižší počet zubů, aniž by došlo k podřezání paty zubu.



Obr. 5. Evolventní profil zubu.

### 2.2.2 Cykloidní ozubení

Cykloidní ozubení se v praxi příliš nepoužívá, protože jejich výroba je pracná a drahá. Z hlediska geometrie je cykloida křivka tvořena bodem valící se kružnice po rovinné ploše. Výhody cykloidního ozubení spočívají v menším opotřebení a rovnoměrnějším chodu.



Obr. 6. Cykloidní profil boku zubu.

## 2.3 Základy teorie ozubení

Teorie ozubení prezentuje ucelený soubor základních poznatků o geometrii, kinematice a záběrových vlastnostech rovinných profilů. Používá se u valivého válcového soukolí s přímými zuby. U dalších typů soukolí se využívá pomocí tzv. porovnávacích kol [3].

### 2.3.1 Základní zákon ozubení

Hnací ozubené válcové kolo se otáčí neměnnou úhlovou rychlostí  $\omega_1$  a poskytuje hnanému kolu rovněž neměnnou úhlovou rychlost  $\omega_2$ . Křivky boků  $p_1$  a  $p_2$  dvou spolu zabírajících zubů se dotýkají v bodě A. Vlivem úhlových rychlostí ( $\omega_1$ ,  $\omega_2$ ) můžeme vyjádřit obvodové rychlosti v bodě A při otáčení kola kolem středu  $O_1$  vztahem [2]:

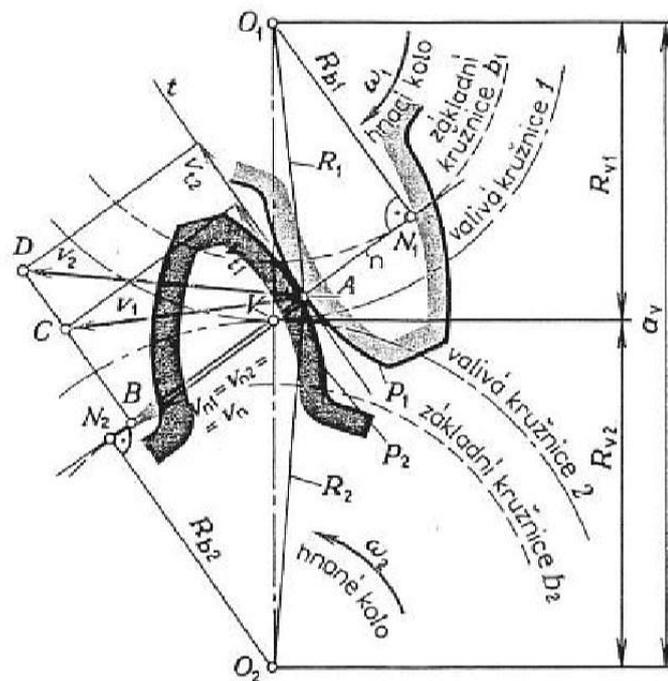
$$v_1 = R_1 \cdot \omega_1 [m \cdot s^{-2}]. \quad (18)$$

Uvažujeme-li otáčení kolem středu  $O_2$ , které přísluší druhému kolu, vyjádříme obvodovou rychlost v podobném vztahem:

$$v_2 = R_2 \cdot \omega_2 [m \cdot s^{-2}]. \quad (19)$$

Z podobnosti trojúhelníků  $\Delta AO_1N_1 \sim \Delta ABC$  a  $\Delta AO_2N_2 \sim \Delta ABD$  vyplývá vztah:

$$i_{1,2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_{b2}}{R_{b1}} = konst. \quad (20)$$



Obr. 7. Rychlostní poměry ozubených kol [2].

Základní zákon ozubení lze pro stálý převod formulovat slovy:

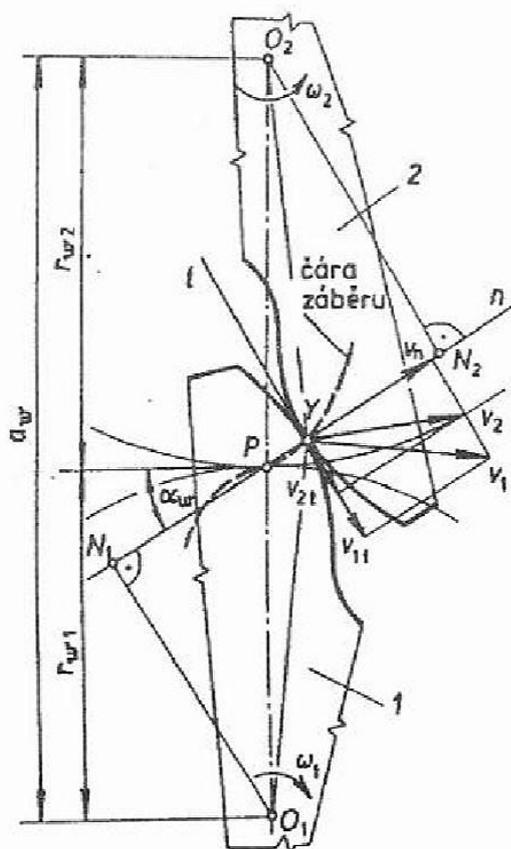
„Dva boky zubů v trvalém dotyku přenášejí otáčivý pohyb se stálým převodovým poměrem  $i$ , jestliže jejich společná normála  $n$  procházející valivým bodem  $V$  dělí úsečku  $O_1O_2$  v opačném poměru úhlových rychlostí  $\omega$  obou kol [2].“

### 2.3.2 Úhel záběru

Ostrý úhel, který svírá normála v bodě dotyku s přímkou vedenou pólem  $P$  kolmo na spojnicí středů se nazývá úhel záběru  $\alpha_w$  (obr. 8). Obecně se tento úhel záběru mění, protože normála se kýve kolem bodu  $P$ . Jen u evolventních profilů zůstává  $\alpha_w$  konstantní [3].

### 2.3.3 Čára záběru

Bod dotyku  $Y$  se během záběru posouvá, a to po spolu zabírajících profilech a vůči nehybné základové rovině. Tato trajektorie bodu  $Y$  se nazývá čára záběru (obr. 8) [3].



Obr. 8. Úhel a čára záběru [3].

### 2.3.4 Skluzová rychlost

Z rozkladu absolutních rychlostí  $v_1$  a  $v_2$  do společné normály a tečny (obr. 8) je zřejmé, že při  $v_{1n} = v_{2n}$  jsou složky ve směru tečny různé, tedy  $v_{1t} \neq v_{2t}$ . Mezi profily nastává vzájemný pohyb charakterizovaný skluzovou rychlostí  $v_k$ . Relativní odvalování pomyslných polodií je tedy provázeno klouzáním palců [3].

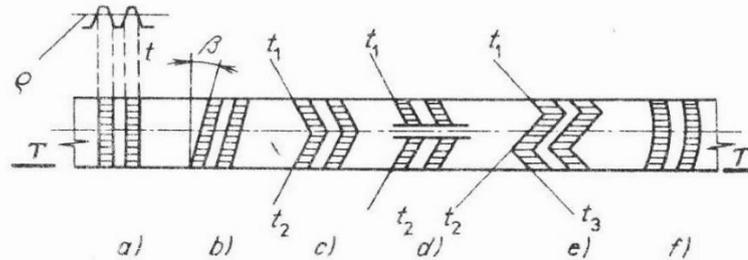
Vztah pro velikost skluzové rychlosti je:

$$v_k = PY \cdot (\omega_1 + \omega_2) [m \cdot s^{-1}]. \quad (21)$$

Při rovnoměrném otáčení palců je skluzová rychlost přímo úměrná vzdálenosti bodů dotyku od pólů. Jen v jediném okamžiku, a to při dotyku pólu, kdy  $Y \equiv P$  a  $v_k = 0$ , dochází mezi palci k čistému valení [3].

### 2.3.5 Boční křivky

Norma ČSN 01 4602 rozděluje ozubení podle průběhu bočních křivek zubů.



Obr. 9. Tvary bočních křivek [5].

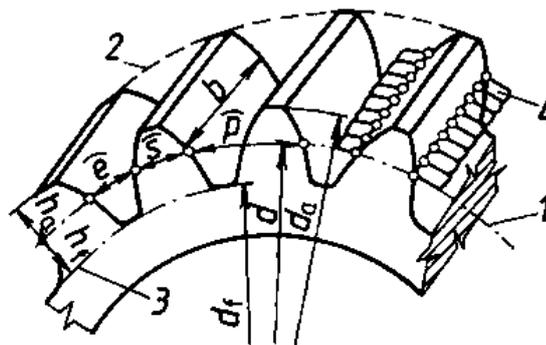
Popis obrázku (Obr. 9):

a) přímé zuby, b) šikmé zuby, c) šípové zuby, d) dvojnásobně šikmé zuby, e) dvojnásobně šípové zuby, f) kruhové zuby [5].

## 2.4 Čelní soukolí s evolventním ozubením a přímými zuby

### 2.4.1 Základní pojmy čelního ozubení

Čelní soukolí je jeden z nejvíce používaných typů ozubených převodů. Základní vztažnou plochou čelního ozubeného kola je roztečný válec (roztečná kružnice), který je u nekorigovaných kol totožný s válcem valivým. Vzájemný pohyb dvou ozubených kol se může nahradit jako bezskluzové valení dvou válců po sobě. Hlavovým a patním válcem, tedy hlavovou a patní kružnicí je ohraničeno ozubení. Část zubu mezi roztečnou kružnicí a hlavovou kružnicí se nazývá hlava zubu, mezi roztečnou a patní kružnicí je to pata zubu. Zubní mezera je ohraničena hlavovou, patní kružnicí a dvěma nestejnolehlými boky sousedních zubů [1,9].



Obr. 10. Základní údaje čelního ozubení [6].

Popis obrázku (obr. 10):

1 – roztečná kružnice, 2 – hlavová kružnice, 3 – patní kružnice, 4 – roztečný válec,  $d$  – průměr roztečné kružnice,  $d_a$  – průměr hlavové kružnice,  $d_f$  – průměr patní kružnice,  $p$  – rozteč zubů,  $s$  – tloušťka zubu,  $e$  – šířka zubové mezery,  $b$  – šířka ozubení,  $h_a$  – váška hlavy zubu,  $h_f$  – výška paty zubu

Základními rozměry ozubeného kola jsou **rozteč  $p$**  – vzdálenost dvou stejnohlých boků sousedních zubů měřená na roztečné kružnici a **průměr roztečné kružnice  $d$** .

Vzájemný vztah mezi průměrem roztečné kružnice  $d$ , počtem zubů  $z$  a roztečí  $p$  vyplývá ze srovnání obvodu roztečné kružnice:

$$\pi \cdot d = z \cdot p \text{ [m]}, \quad (22)$$

Odtud:

$$d = z \cdot \frac{p}{\pi} = z \cdot m \text{ [m]}. \quad (23)$$

Poměr mezi roztečí  $p$  a  $\pi$  se nazývá **modulem ozubení  $m$** . Je to tedy část průměru roztečné kružnice  $d$  připadající na jeden zub kola  $z$ . Modul  $m$  je základní veličina všech rozměrů ozubení, které se vyjadřují v násobcích modulu. Hodnoty modulů jsou normalizovány podle ČSN 01 4608 (tab. 1) [1].

Tab. 1. Normalizované moduly ozubení  $m$  [mm].

0,1	(0,35)	(1,125)	3,5	(11)	36
0,12	0,4	1,25	4,0	12	40
(0,14)	(0,45)	(1,375)	4,5	14	45
0,15	0,5	1,5	5,0	16	50
(0,18)	(0,55)	1,75	(5,5)	18	55
0,2	0,6	2,0	6,0	20	60
(0,22)	(0,7)	2,25	7,0	22	70
0,25	0,8	2,5	8,0	25	80
(0,28)	(0,9)	2,75	9,0	28	90
0,3	1,0	3,0	10	32	100

Hodnoty tzv. řady 1 (bez závorek) jsou upřednostňovány.

Na základě velikosti modulu  $m$  se určují i další rozměry ozubení:

Výška zubu:

$$h = 0,25 \cdot m \text{ [m]}. \quad (24)$$

Výška hlavy zubu:

$$h_a = m \text{ [m]}. \quad (25)$$

Výška paty zubu:

$$h_f = 1,25 \cdot m \text{ [m]}. \quad (26)$$

Průměr hlavové kružnice:

$$d_a = d + 2h_a = m \cdot z + 2m = m \cdot (z + 2) \text{ [m]}. \quad (27)$$

Průměr patní kružnice:

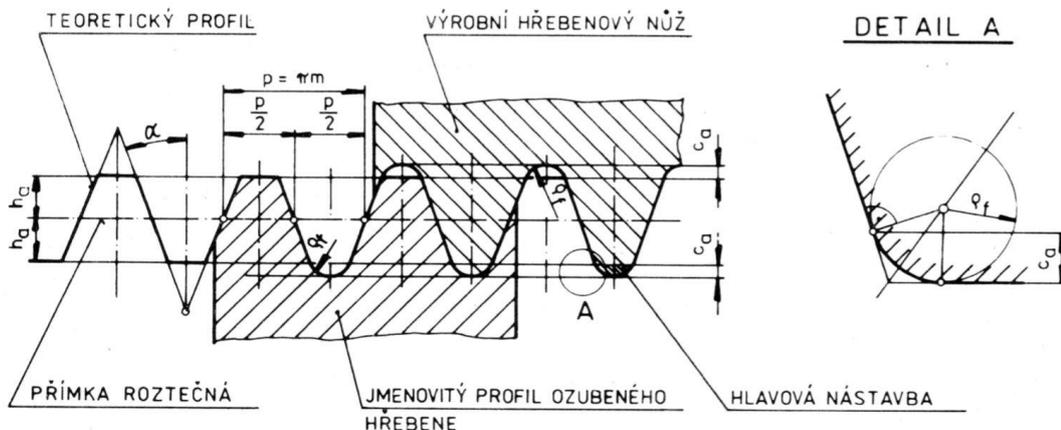
$$d_f = d - 2h_f = m \cdot z - 2 \cdot 1,25m = m \cdot (z - 2,5) \text{ [m]}. \quad (28)$$

Teoretická tloušťka zubu a zubové mezery:

$$s = e = \frac{p}{2} = \frac{\pi \cdot m}{2} \text{ [m]}. \quad (29)$$

#### 2.4.2 Základní profil ozubeného a výrobního hřebene

Ekonomické důvody při výrobě ozubených kol způsobily důslednou normalizaci ozubení. Základním normalizačním prvkem je ozubený hřeben, u kterého evolventní profily přecházejí v přímky a počet zubů neovlivňuje tvar boků [3].



Obr. 11. Základní profil ozubeného hřebene [3].

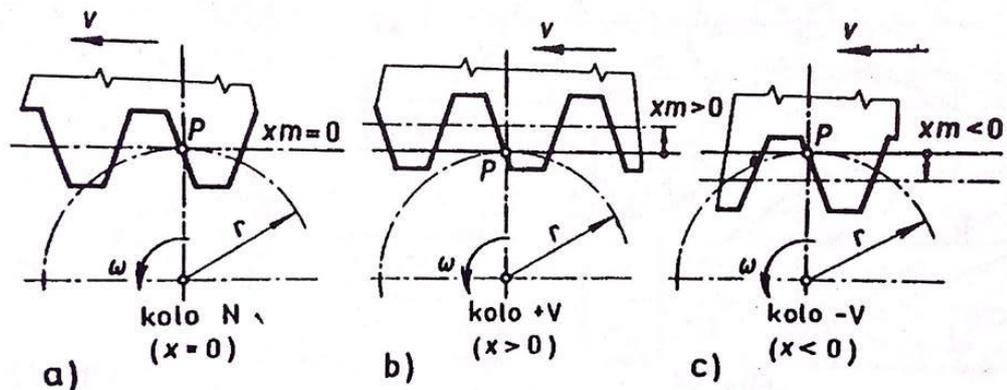
Geometrický základ tvoří tzv. profil teoretický, stejnoměrně rozložený okolo roztečné přímky. Tloušťky zubů a šířky mezer jsou stejné. Sklon boků je dán úhlem profilu  $\alpha$ , hlavová přímka ozubeného hřebene je stejná s hlavovou přímkou teoretickou. Patní přímka je posunuta o hodnotu  $c$  – radiální vůle. Výška paty  $h_f$  je pak o hodnotu  $c$  větší než výška hlavy  $h_a$ . Přechodovou křivku tvoří část poloměru  $r_f$ .

Výrobní hřeben o určitém modulu  $m$ , může sloužit k výrobě ozubení všech kol tohoto modulu, a to při libovolném počtu zubů [1].

### 2.4.3 Korekce ozubení

Jedná se o změnu tvaru ozubení, které přispívá k dosažení požadovaných vlastností, a to např. k dosažení dané vzdálenosti os, ke zmenšení skluzu, k zesílení paty apod.

Při výrobním záběru je u kola výrobní polodií vždy kružnice valivá (roztečná), zatímco u hřebene může být valivou přímkou libovolná přímka rovnoběžná s přímkou roztečnou. Všechny tyto přímky konají translační pohyb rychlostí  $v$  a na všech je zachována normalizovaná rozteč  $p$ .



Obr.12. Korekce ozubení [1].

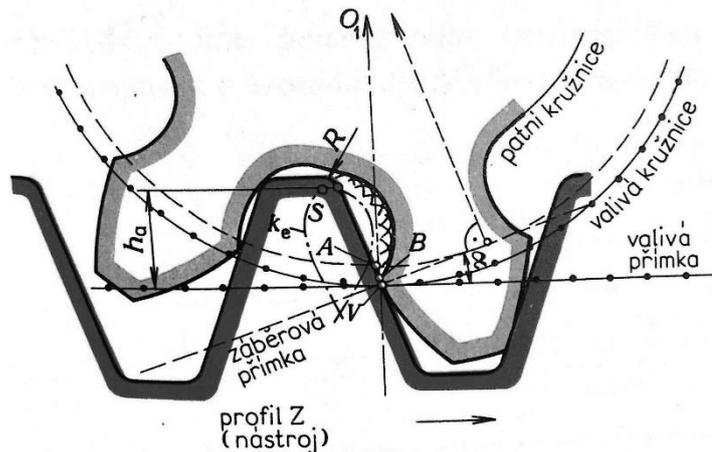
Jestliže roztečná přímka hřebene prochází pólem  $P$  a je tedy přímkou valivou, tak se tato poloha nazývá nominální. Takto vyrobené kolo (obr. 12a) se označuje jako kolo s nulovým posunutím – kolo N (kolo nekorigované).

Je-li výrobní hřeben z nominální polohy posunut, vzniká kolo s nenulovým posunutím – kolo V (kolo korigované).

Radiální posunutí hřebene  $u$  je buď kladné, vysunutí hřebene z kola (obr.12b) – kolo +V, nebo záporné, zasunutí hřebene do kola (obr. 12c) – kolo -V [1].

#### 2.4.4 Podřezání paty zubu

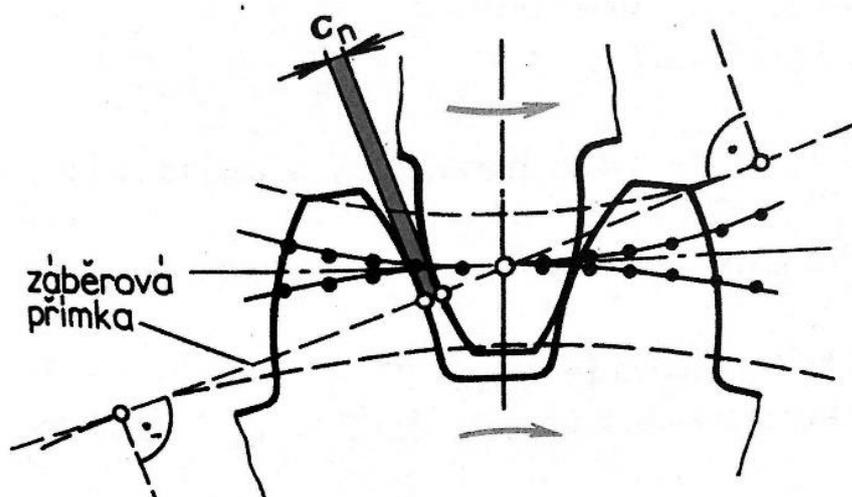
V případě že výrobní hřeben zasahuje příliš hluboko do věnce vyráběného kola, uřízne při výstupu z mezery hlava zubu výrobní hřebene část evolventy, která byla dokončena v přechodí fázi záběru. Tímto vznikne zub s podřezanou patou (obr. 13). Podřezání zubu je nežádoucí protože, zeslabuje zub v místě vetknutí a tím snižuje ohybovou pevnost [3].



Obr. 13. Podřezání paty zubu [2].

#### 2.4.5 Boční vůle v ozubení

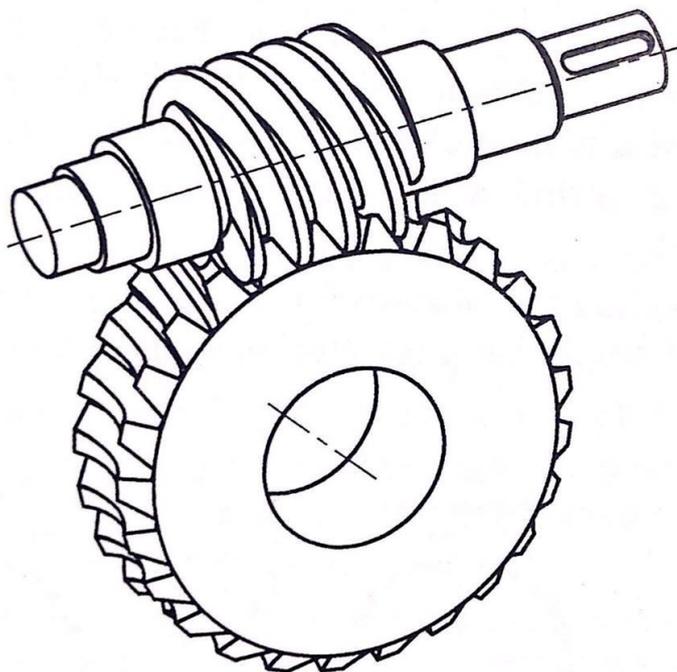
Boční vůle je nejkratší vzdálenost mezi sousedními nezatíženými boky zubů měřená na záběrové přímce. Tato boční vůle je nezbytná pro vytvoření souvislé vrstvy maziva na bocích zubů a pro eliminaci výrobních nepřesností. Boční vůle dosáhneme, když při konečném obrábění zeslabíme zuby posunutím nástroje ke kolu, vznikne tak kolo -V [2].



Obr. 14. Boční vůle [2].

## 2.5 Šneková soukolí

Šneková soukolí slouží k vytvoření kinematické a silové vazby mezi dvěma mimoběžnými hřídeli. Úhel mimoběžných os bývá nejčastěji  $90^\circ$ . Můžeme tedy šnekové soukolí považovat za zvláštní případ šroubového soukolí válcového, u kterého počet zubů jednoho kola klesl na minimum. Šířka tohoto kola několikanásobně překračuje roztečný průměr, proto ozubený člen připomíná jednochodý nebo vícechodý šroub. Tento šroub se nazývá šnek a spolu zabírající člen je šnekové kolo [1].



Obr. 15. Šnekové soukolí [7].

Pomocí šnekových soukolí je možno dosáhnout vysokých převodových poměrů a při vhodné konstrukci účinnosti až 96 %. Je však potřeba velká výrobní přesnost, kvalita povrchu ozubení a vhodné materiály kol. Běžná účinnost se pohybuje od 70 % do 90 % [7].

### 2.5.1 Rozdělení a druhy šneků

Podle tvaru těles šnekové soukolí dělíme na:

- 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 [1].

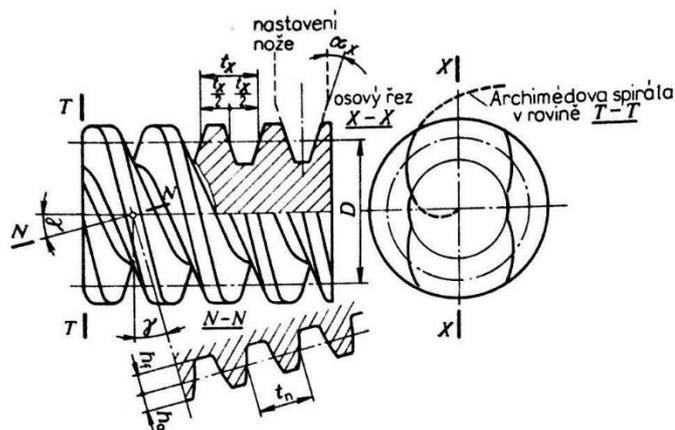
Šnek	Válcový	Válcový	Globoidní
Kolo	Globoidní	Válcový	Globoidní
Schéma			
Poznámka	Nejčastější provedení	Dotyk bodový – pro zcela malé výkony	Nejlépeší, ale drahé

Obr. 16. Rozdělení šnekových soukolí [2].

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

### 2.5.1.1 Šnek spirální (Archimédův)

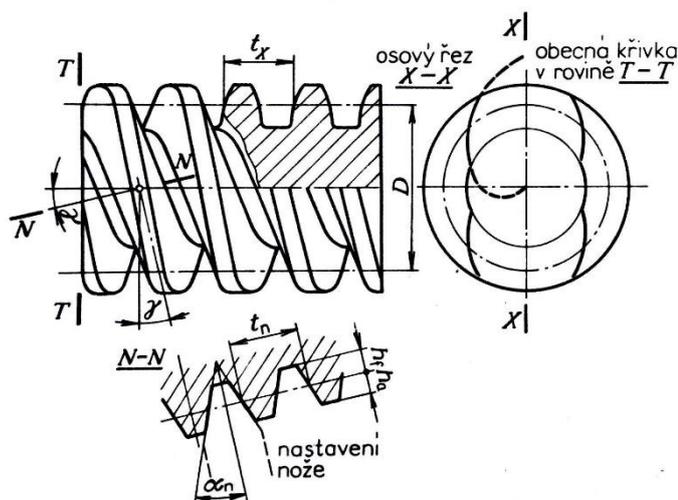
Těleso šneku je válec. Základní profil je totožný s profilem šneku v osové rovině  $X - X$ . Zuby se řezou na soustruhu, břit nože je totožný se zubovou mezerou základního profilu. Vyrábí se pouze jako jednochodý a jeho výroba je nevhodná [2].



Obr. 17. Šnek spirální (Archimédův) [2].

### 2.5.1.2 Šnek obecný

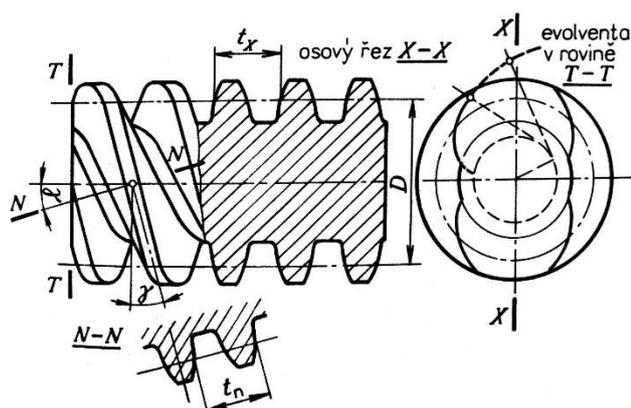
Těleso šneku je válec. Profil zubní mezery v normálové rovině  $N - N$ , tedy rovině kolmé ke šroubovici, je stejný s tvarem zubní mezery základního profilu. Vyrábí se na soustruhu, kdy břit nože má tvar mezery základního profilu, nebo frézováním čepovou, popřípadě kotoučovou frézou. Tento typ je nejčastější [2].



Obr. 18. Šnek obecný [2].

### 2.5.1.3 Šnek evolventní

Křivka boku zubu je v čelní rovině evolventa. Profil boku zubu šneku v osové rovině má tvar hyperboly. V normálové rovině má tvar obecné vypouklé křivky. Vyrábí se pomocí dvou soustružnických nožů, určených pro boky závitů. Může se také frézovat a brousit odvalem. Používají se pro velké úhly stoupání, tzn. pro vícechodé šneky. Výroba je také nevhodná jako u šneků spirálních [2].

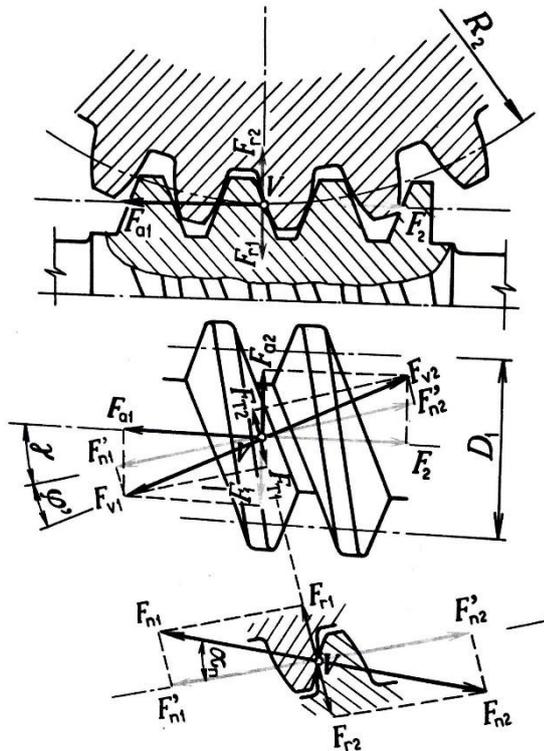


Obr. 19. Šnek evolventní [2].

### 2.5.2 Silové a převodové poměry

Všechny vzájemné silové účinky mezi šnekem a kolem jsou koncentrovány ve valivém bodě V. 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  $F_1$  [2].



Obr. 20. Silové poměry ve šnekovém soukolí [2].

Obvodová síla šneku je stejná s axiální silou kola  $F_1$ :

$$F_1 = |F_{a2}| = \frac{2 \cdot M_{k1}}{D_1} \cdot \eta_{11} \text{ [N]}, \quad (30)$$

kde

$$M_{k1} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_1} \text{ [N} \cdot \text{m]}, \quad (31)$$

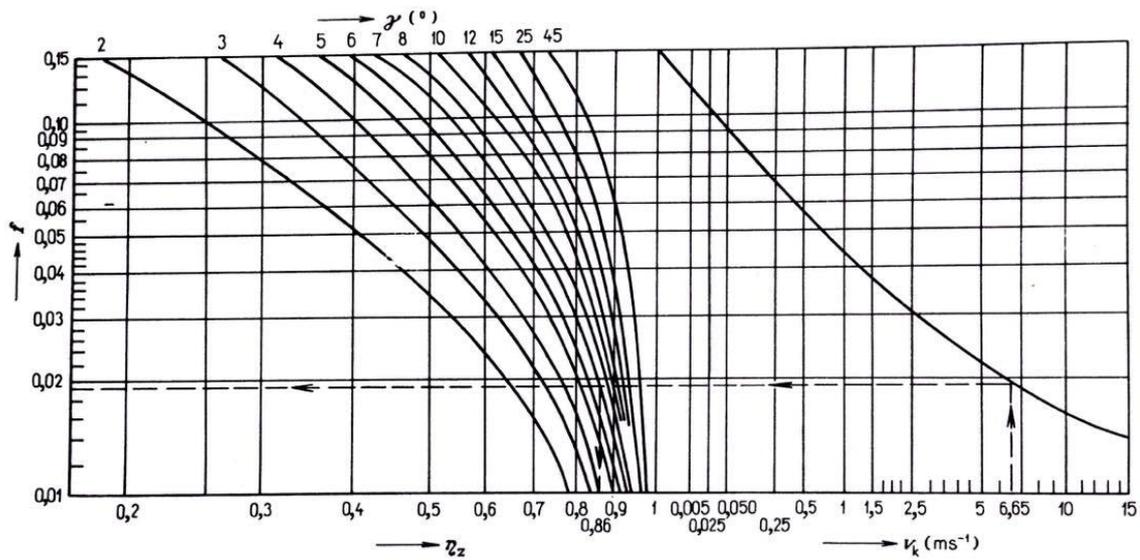
$\eta_{11}$  – účinnost ložisek šneku.

Obvodová síla kola je stejná s axiální silou šneku  $F_2$ :

$$F_2 = |F_{a1}| = \frac{F_1}{\text{tg}(\gamma + \phi')} \text{ [N]}, \quad (32)$$

kde

$$\text{tg} \phi' = \frac{f}{\cos \alpha_n} \text{ [}^\circ\text{]}. \quad (33)$$



Obr. 21. Diagram účinnosti pro šneková soukolí s válcovým šnekem [2].

Radiální síla kola je stejná s radiální silou šneku  $F_{r2}$ :

$$F_{r2} = |F_{r1}| = F_2 \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_n \cdot \cos \varphi'}{\cos(\gamma + \varphi')} = F_1 \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_n \cdot \cos \varphi'}{\sin(\gamma + \varphi')} [N], \quad (34)$$

Výsledná radiální síla šneku zatěžující ložiska:

$$F_{v1} = \sqrt{F_1^2 + F_{r1}^2} [N]. \quad (35)$$

Výsledná radiální síla kola zatěžující ložiska:

$$F_{v2} = \sqrt{F_2^2 + F_{r2}^2} [N]. \quad (36)$$

Převodové číslo:

$$i_{1,2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{D_2}{D_1} \cdot \cotg \gamma = \frac{M_{k2}}{M_{k1} \cdot \eta_{1,2}} [1]. \quad (37)$$

Účinnost:

$$\eta_{1,2} = \frac{P_2}{P_1} = \eta_{11} \cdot \eta_{12} \cdot \eta_b \cdot \eta_z [1], \quad (38)$$

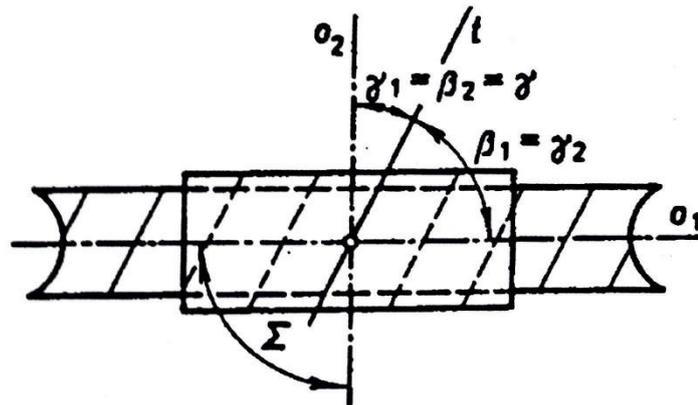
$\eta_{11,12}$  – účinnost ložisek šneku, popř. kola, u jednoho páru valivých ložisek

$\eta_b$  – účinnost brodění a těsnění

$\eta_z$  – účinnost ozubení [2].

### 2.5.3 Soukolí šneková s válcovým šnekem

Jedná se o nejčastější typ šnekových převodů silových. Dotyk v ozubení je teoreticky křivkový. Vytváří se výrobou ozubení šnekového kola odvalovacím způsobem pomocí šroubové frézy, která kopíruje tvar šneku. Ozubení šnekového soukolí je udáváno ozubením šneku, které je geometricky určeno boční plochou jeho zubů [1].



Obr. 22. Úhly sklonu a úhly stoupání [1].

Oproti šroubovému soukolí válcového s úhly  $\beta_1$  a  $\beta_2$  se u šnekového soukolí s úhlem  $\Sigma = 90^\circ$  zavádí úhel jediný, tj. úhel  $\gamma$ , který odpovídá:

- u šneku úhlu stoupání, tj.  $\gamma = \gamma_1 [^\circ]$ ,
- u šnekového kola úhlu sklonu, tj.  $\gamma = \beta_2 [^\circ]$ .

Toto zjednodušení plyne z doplňkovosti úhlu sklonu a úhlů stoupání:

$$\gamma_1 + \beta_1 = 90^\circ = \gamma_2 + \beta_2, \quad (39)$$

a ze vztahu (obr. 23):

$$\beta_1 + \beta_2 = 90^\circ. \quad (40)$$

### 2.5.4 Geometrie šneku

Pomocí geometrie je šnek určen počtem zubů  $z_1$  (chodů), průměrem roztečného válce  $d_1$ , délkou roztečného válce  $l_1$ , druhem ozubení a parametry základního profilu:  $m, \alpha, h_a, c, r_f$ . Tyto hodnoty jsou běžně:  $\alpha = 20^\circ$  (nebo  $15^\circ$ ),  $h_a = 1$ ,  $c = 0,25$  (nebo  $0,2$  a  $0,3$ ),  $r_f = 0,38$ , modul  $m$  – podle normalizované řady. Ozubení se vyrábí zásadně bez posunutí (bez

korekce), tj.  $x_1 = 0$ . Plášť roztečného válce protíná boční plochy zubů ve šroubovicích s úhlem stoupání  $\gamma$ , vzhledem ke směru stoupání šroubovic dělíme šneky na pravé a levé. Na šneku sledujeme tři rovinné řezy:

- osový (index x)
- normálový (index n), který může být veden kolmo na:
  - střední šroubovici mezery,
  - střední šroubovici zubu
- čelní, případně příčný (index t)

Střední šroubovicí zubů, popř. mezery se rozumí šroubovice na roztečném válci o úhlu stoupání  $\gamma$ , která rozděljuje na polovinu tloušťku zubu, případně šířku mezery.

Tyto řezy nám dávají tři rozteče  $p_x$ ,  $p_n$ ,  $p_t$ , tři moduly  $m_x$ ,  $m_n$ ,  $m_t$  a tři úhly profilu  $\alpha_x$ ,  $\alpha_n$ ,  $\alpha_t$ .

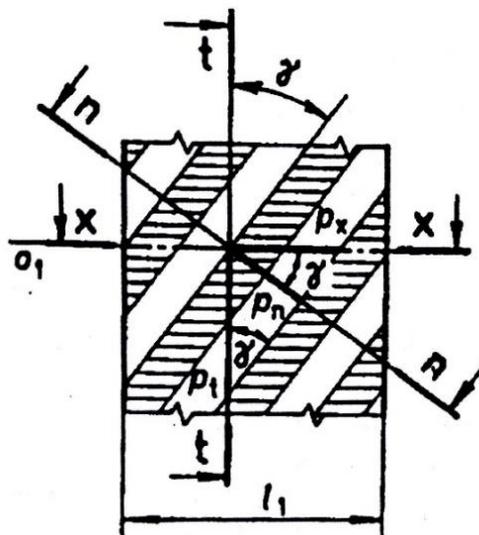
Vztahy mezi roztečemi vyplývají z rozvinutého pláště roztečného válce (obr. 23):

$$p_n = p_t \cdot \cos \gamma, \quad p_t = \frac{p_x}{\operatorname{tg} \gamma} = \frac{p_n}{\sin \gamma}. \quad (41)$$

Podobné vztahy platí i pro moduly a úhly profilu:

$$m_n = m_x \cdot \cos \gamma, \quad m_t = \frac{m_x}{\operatorname{tg} \gamma} = \frac{m_n}{\sin \gamma} [1], \quad (42)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_n = \operatorname{tg} \alpha_x \cdot \cos \gamma, \quad \operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha_x}{\operatorname{tg} \gamma} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\sin \gamma} [^\circ]. \quad (43)$$



Obr. 23. Rozvinutý plášť roztečného válce [1].

Pro průměr roztečného válce platí:

- ozubení spirální:

$$d_1 = m_t \cdot z_1 = \frac{m_x \cdot z_1}{\operatorname{tg} \gamma} [m], \quad (44)$$

- ozubení obecné:

$$d_1 = m_t \cdot z_1 = \frac{m_n \cdot z_1}{\sin \gamma} [m]. \quad (45)$$

### 2.5.5 Geometrie šnekového kola

Geometricky je šnekové kolo určeno pomocí počtu zubů  $z_2$ , součinitelem posunutí  $x_2 = x$ , druhem ozubení a geometrickými prvky spolu zabírajícího šneku, šířkou věnce  $b_2$  a hlavovým převýšením  $v = v^* \cdot m$ . Hodnota  $v^*$  lze volit dle (tab. 2), jestliže máme malé  $z_2$ , může hodnota  $v^* = 1$  vést ke špičatým zubům [1].

Tab. 2. Hodnoty poměrného hlavového převýšení  $v^*$  [1].

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

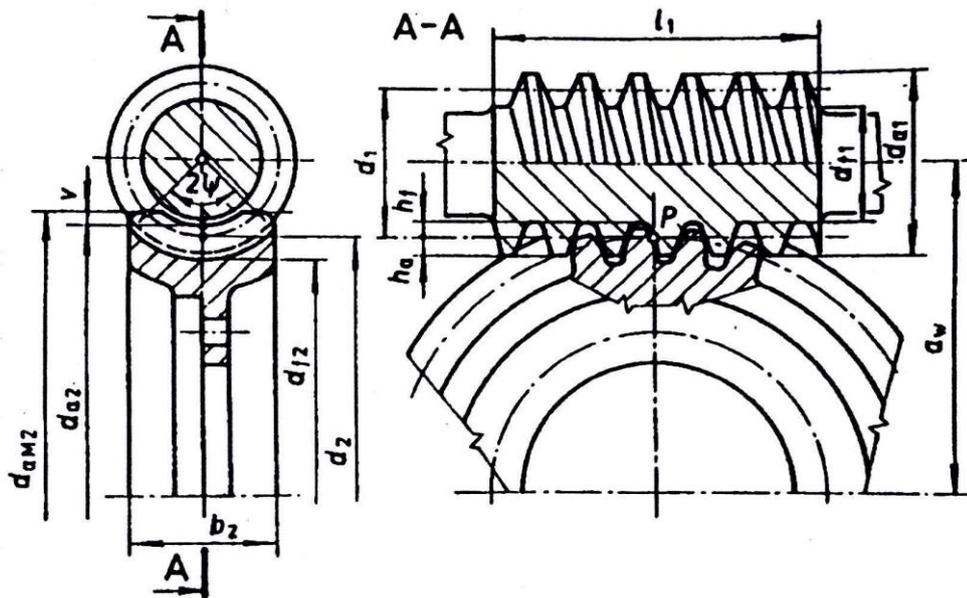
Ve středním příčném řezu, tzv. hlavním řezu A – A (obr. 24), vystupují určující veličiny. Pro průměr roztečné kružnice platí:

- Ozubení spirální:

$$d_2 = m_x \cdot z_2 [m], \quad (46)$$

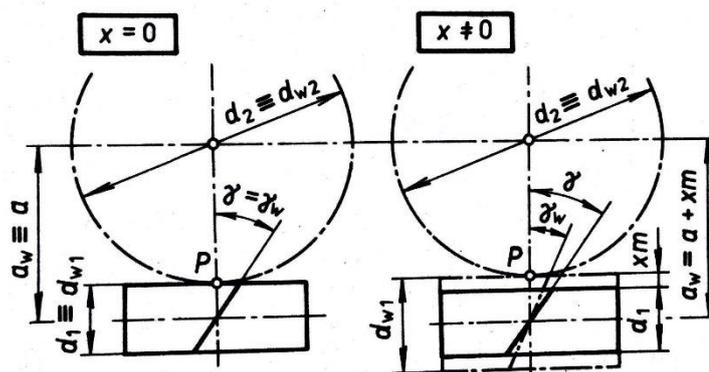
- Ozubení obecné:

$$d_2 = \frac{m_n \cdot z_2}{\cos \gamma} [m]. \quad (47)$$



Obr. 24. Základní geometrické prvky šneků [3].

Ozubení šnekového kola se vyrábí pomocí šroubové frézy, která je tvarem přesná se šnekem. Vzájemná poloha při výrobě kola bez posunutí a kola s posunutím je na obr. 25. V prvním případě je fréza vůči kolu v poloze nominální, tzn. roztečný válec  $d_1$  se dotýká roztečné kružnice kola  $d_2$  v bodě P. V druhém případě je fréza z nominální polohy radiálně posunuta o hodnotu  $x \cdot m$  ( $x > 0$  vysunutí) [3].



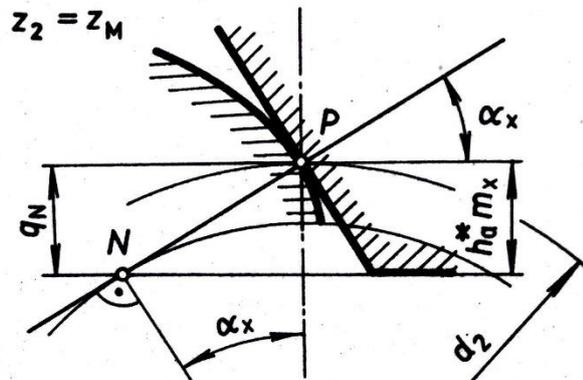
Obr. 25. Výroba kola bez posunutí a kola s posunutím [3].

U zubů šnekového kola mohou vzniknout nebezpečí:

- podřezání paty zubu
- špičatosti zubu

### 2.5.6 Nebezpečí podřezání paty zubu a špičatosti zubu

Sleduje se v řezu A – A (obr. 26), který u šnekového soukolí s ozubením spirálním připomíná záběr rovinného evolventního kola s hřebenem.



Obr. 26. Teoretický mezní stav [1].

Na obr. 26 je teoretický mezní stav této dvojice s nulovým posunutím ( $x = 0$ ), pro kolo bez podřezání tedy plyne podmínka:

$$q_N = \frac{m_x \cdot z_2}{2} \cdot \sin^2 \alpha_x \geq h_a^* \cdot m_x [m], \quad (48)$$

kterou můžeme upravit na tvar:

$$z_2 \geq z_M = \frac{2h_a^*}{\sin^2 \alpha_x} [1], \quad (49)$$

kde  $q_N$  je vzdálenost interferenčního bodu N od úrovně pólu P [1].

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

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

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

Praktický mezní počet zubů:

$$z'_M = \left(1 + \frac{\kappa}{h_a^*}\right) \cdot z_M [1], \quad (50)$$

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

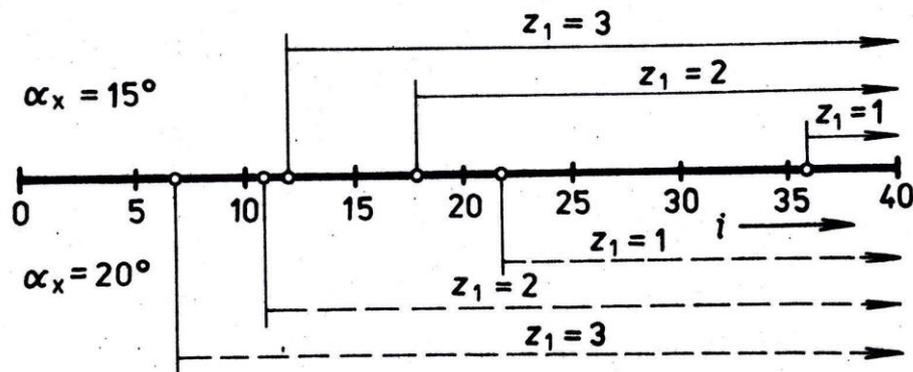
$$z'_M = 22 \text{ pro } \alpha_x = 20^\circ \text{ a } z'_M = 36 \text{ pro } \alpha_x = 15^\circ.$$

Jestliže je  $z_2 < z_M$ , vyjádří se praktický minimální součinitel posunutí z rovnice:

$$x_{min} = h_a^* \cdot \frac{z_M' \cdot z_2}{z_M} [m]. \quad (51)$$

Odvozené výrazy  $z_M$ ,  $z_M'$  a  $x_{min}$  pro šnekové soukolí s ozubením spirálním se přejímají i pro ozubení obecné.

Převodové poměry  $i$ , které lze realizovat při daném  $z_1$ , aniž by kolu s nulovým posunutím hrozilo podříznutí, nám udává obr. 27.



Obr. 27. Diagram převodových poměrů  $i$  pro úhly profilů  $15^\circ$  a  $20^\circ$  [1].

V místě, kde hlavová globoidní plocha přechází v hlavový válec, dochází k nebezpečí špičatosti zubu. Řez proložený tímto místem vede k dvojici hřeben a náhradní kolo, pro které se otázka špičatosti zubů řeší obvyklým způsobem.

### 2.5.7 Geometrické charakteristiky soukolí

Jelikož se za provozu ukládá šnek vůči kolu do stejné polohy, kterou při výrobě zaujímal fréza, lze obr. 25 považovat za schéma šnekového soukolí bez posunutí a s posunutím.

Pro osovou vzdálenost šnekového soukolí platí obecný vztah:

$$a_w = 0,5(d_1 + d_2) + x \cdot m = a + x \cdot m [m], \quad (52)$$

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

Obecný vztah lze upravit pro:

- ozubení spirální:

$$a_w = \frac{m_x}{2} \cdot (q + z_2 + 2x) = \frac{m_x}{2} \cdot \left( \frac{z_1}{\operatorname{tg} \gamma} + z_2 + 2x \right) [m], \quad (53)$$

- ozubení obecné:

$$a_w = \frac{m_n}{2} \cdot \left( q + \frac{z_2}{\cos \gamma} + 2x \right) = \frac{m_n}{2} \cdot \left( \frac{z_1}{\sin \gamma} + \frac{z_2}{\cos \gamma} + 2x \right) [m]. \quad (54)$$

Při výrobním i provozním záběru leží pól relativního pohybu (bod P) na roztečné kružnici kola, která vždy plní funkci kružnice šroubové, tj.  $d_{w2} = d_2$ . U soukolí s posunutím vystupuje na šneku jako nový kinematický útvar šroubový válec šneku o průměru:

$$d_{w1} = d_1 + 2x \cdot m [m]. \quad (55)$$

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

- ozubení spirální:

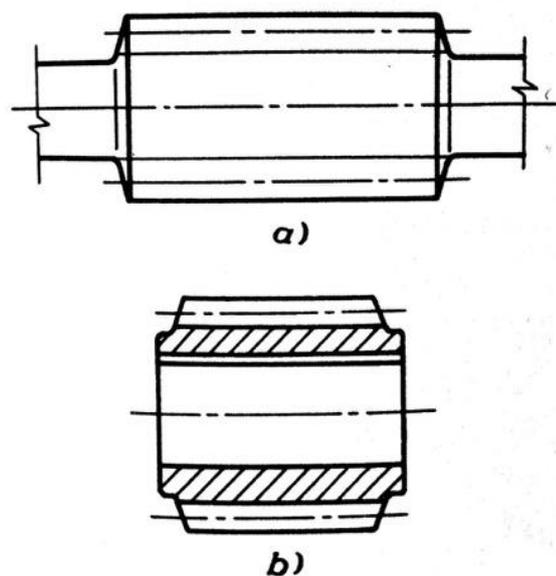
$$x = \frac{\bar{a}_w}{m_x} - \frac{q + z_2}{2} = \frac{\bar{a}_w}{m_x} - \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{z_1}{\operatorname{tg} \gamma} + z_2 \right) [m], \quad (56)$$

- ozubení obecné:

$$x = \frac{\bar{a}_w}{m_n} - \frac{q}{2} - \frac{z_2}{\cos \gamma} = \frac{\bar{a}_w}{m_n} - \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{z_1}{\sin \gamma} + \frac{z_2}{\cos \gamma} \right) [m]. \quad (57)$$

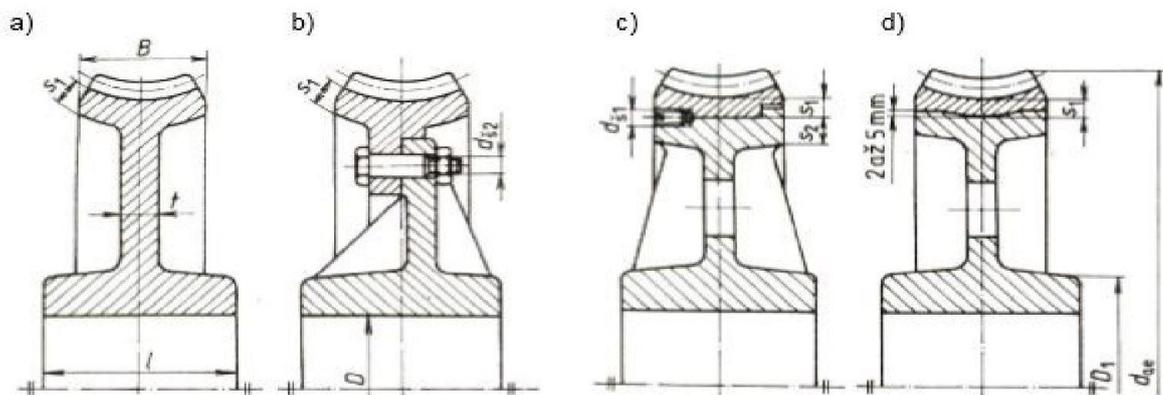
### 2.5.8 Konstrukce šneků a šnekových kol

Ve většině případů se šnek vyrábí jako součást hřídele (obr.28a). Ve výjimečných případech se vyrábí jako nasazený na hřídel (obr.28b), toto spojení se pak provádí pomocí pera.



Obr. 28. Provedení šneků [2].

Konstrukce šnekových kol je podobná jako u kol čelních, skládají se z náboje, disku a věnce. Jestliže je šnekové kolo ze šedé litiny, vyrábí se jako odlitek z jednoho kusu (obr. 29a). Šneková kola bronzová se vyrábí dělené, z ekonomických důvodů. (obr. 29b, c, d). Věnc je vyroben z bronzu, disk a náboj z oceli (šedé litiny, oceli na odlitky), Spojení se provádí pomocí šroubů (obr. 29b), nalisováním (obr. 29c) nebo odstředivým litím (obr. 29d). [2,9]



Obr. 29. Konstrukce šnekových kol [2].

### 2.5.9 Výhody a nevýhody šnekových soukolí

Výhody šnekových soukolí:

- vhodné pro větší převodové poměry, běžně  $i_{1,2} = 60 \div 70$ , někdy 100 i více,
- tichý chod při libovolném počtu otáček,
- možnost dosažení samosvornosti.

Nevýhody šnekových soukolí:

- menší účinnost než u valivých soukolí, cca 45 až 90 %, závisí na úhlu stoupání, přesnosti výroby, montáže a na materiálu kol,
- při malé účinnosti dochází ke zahřívání soukolí – nutnost chlazení,
- výroba ozubení je dražší a náročnější,
- nízká životnost vlivem opotřebení [2].

## 2.6 Materiály ozubených kol

Základním materiálem pro kola silových převodů je ocel, méně častá jsou kola ze šedé litiny, z barevných kovů a z plastů. Pro zlepšení mechanických vlastností kol (např. vysoké povrchové tvrdosti zubů), můžeme dosáhnout vhodným tepelným, resp. chemicko-tepelným zpracováním (povrchové kalení, zušlechťování, cementování atd.) [3].

### 2.6.1 Ocelová kola

Dělí se podle tvrdosti povrchu zubů:

- Kola s tvrdostí  $HB \leq 350$ ,

Tato kola se používají při přenosu relativně klidného zatížení malé a střední velikosti. Potřebné mechanické vlastnosti se docilují normalizačním žiháním konstrukčních ocelí např. 1.0050, 1.0060, 1.0070 a ušlechtilých ocelí 1.0503 a 1.1203 nebo zušlechťováním nízkolegovaných ocelí slitinových např. 1.5122, 1.5024. Výrobně jsou tato kola levná a nekladou zvláštní požadavky na přesnost a tuhost uložení. Zuby bývají odolné vůči křehkému lomu a doporučuje se, aby tvrdost u pastorku byla vyšší než u kola [3].

- Kola s tvrdostí  $HB \geq 350$ .

Používají se pro přenos klidného i proměnného zatížení o středních až velmi vysokých hodnotách. Jejich vysoké únosnosti se dosahuje vhodným druhem tepelného zpracování, především kalením vhodných ušlechtilých ocelí jako jsou 1.0535, 1.5122, 1.7102, 1.7707 atd., cementováním ocelí o nižším obsahu uhlíku např. 1.3521, 1.2162, nebo nitridováním ocelí slitinových s přísadou Al, Cr a V, např. 1.8504, 1.8162. Tvrdé boky zubů špatně zabíhají a kola z těchto materiálů jsou mimořádně náročná na přesnost výroby. Dosažení přesné výroby je komplikováno tepelným zpracováním, které se provádí až po výrobě – řezání zubů bývá příčinou větších či menších deformací ozubeného věnce. Pro obnovení přesných rozměrů a tvarů zubů musíme provést nákladnou dokončovací operaci, tj. broušení, lapování aj [3].

### 2.6.2 Oceli na odlitky

Používají se pro výrobu kol velkých rozměrů. Zpravidla se upravují normalizačním žiháním nebo zušlechťováním. Kola vystavená klidnému zatížení o malé nebo střední velikosti je možno použít oceli 42 2631 a 42 2651, při větších oceli 42 2661. Oceli slitinové např. 42 2720 a 42 2750 se doporučují pro kola při vysokých zatíženích proměnného charakteru a tyto oceli umožňují i povrchové kalení zubů [3,9].

### 2.6.3 Šedá litina

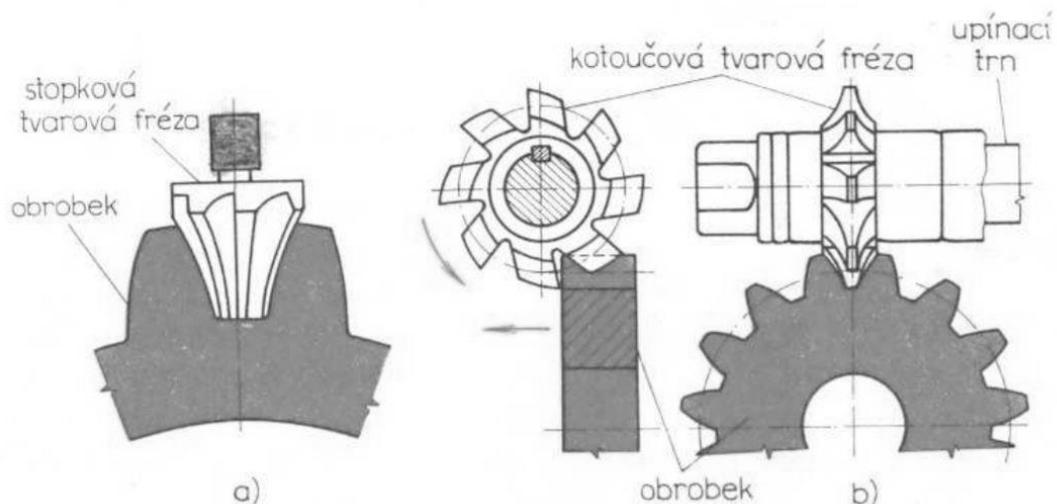
Je vhodná pro kola větších rozměrů, které pracují při menším klidném zatížení a při malých obvodových rychlostech. Zuby z šedé litiny mají poměrně nízkou pevnost v ohybu a špatně snášejí rázy. Jejich výhodou je dobrá pevnost na dotyk a proti zadírání, zároveň nejsou tak náročné na mazání, proto se často používají v otevřených převodech. Litiny 42 2421 nebo 42 2424 je možné použít pro malá zatížení, pro střední jsou to legované litiny 42 2428, 42 2432 a 42 2435. Legovaná litina je oproti oceli na odlitky levnější a lépe se odlévá [3].

## 2.7 Výroba ozubených kol

Pro výrobu ozubených kol se používá mnoho různých metod. Tyto metody se dělí na třískové a netřískové (odlévání, kování). Netřískové metody se používají spíše pro výrobu polotovárů, které se dále obrábějí některou třískovou metodou [5].

### 2.7.1 Obrábění tvarovým nástrojem

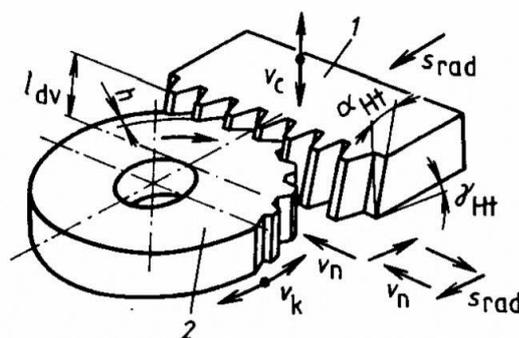
Ozubení vzniká postupným odstraňováním přebytečného materiálu v zubových mezerách nástrojem, který má stejný tvar jako zubová mezera. To znamená, že pro každý modul a počet zubů je tvar zubové mezery odlišný, proto lze použít jen jeden nástroj na jeden modul. Jako nástroj se nejčastěji používá kotoučová nebo stopková fréza. Po vytvoření jedné zubové mezery je potřeba pootočit obrobek dělicím přístrojem o jednu rozteč, aby se mohla vyrábět další mezera. Tato metoda je spíše vhodná pro kusovou výrobu, v sériové je málo produktivní [5,10].



Obr. 30. Obrábění tvarovým nástrojem.

### 2.7.2 Obrábění obrážením

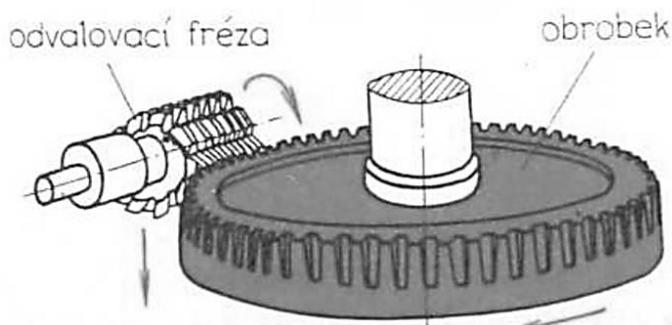
Nejjednodušší způsob je pomocí nože ve tvaru zubové mezery. Postup výroby je podobný jako u předchozí metody, akorát místo frézky použijeme obrážekku. Tento způsob je ale málo produktivní a přesný. Vyšší přesnost dosáhneme použitím hřebenového nože nebo obrážecího kola. Hlavní řezný pohyb nástroje je přímočarý vratný ve směru sklonu zubů, vedlejší pohyb je takový, že se obráběné kolo odvaluje po nástroji. Evolventa boku zubů kola vznikne odvalem boku zubů nástroje po obvodu obrobku. Obrážecí kolo má podobný tvar jako kolo ozubené. Kinematika obrázení je stejná, jako u obrázení hřebenovým nožem [5,9].



Obr. 31. Obrábění hřebenovým nožem.

### 2.7.3 Odvalovací frézování

Je to nejvýhodnější způsob k výrobě ozubených kol, kterým lze vyrábět jen evolventní ozubení. Jako nástroj se používá odvalovací fréza, která se za stálého otáčení odvaluje po obrobku. Zuby frézy jsou uspořádány do šroubovice. Fréza se nejprve otáčí mimo obrobek a postupně přejíždí po celé šířce ozubeného kola. Tím odebírá materiál a vytváří zubové mezery. Ozubení tak nevzniká po jednotlivých zubech, ale po několika zubech zároveň [5].



Obr. 32. Princip frézování odvalovacím způsobem.

## 2.8 Provoz a údržba ozubených kol

### 2.8.1 Poškození zubů

Pro správnou konstrukci, volbu materiálu a výpočet ozubeného převodu musím znát příčiny poškození zubů. Rozlišujeme tři druhy porušení:

- Lom zubů
- Porušení boků zubů
- Zadírání

#### 2.8.1.1 Lom zubů silovým namáháním

- Silový lom v patě zubu

Vlivem rázů v převodu (vylomení zubu), dochází k silovému lomu v patě zubu. Tomuto nežádoucímu jevu můžeme zabránit tak, že ochráníme převod proti přetížení [2].

- Únavový lom v patě zubu

Vzniká opakovaným přetížením nad mez únavové pevnosti. Velkou roli hraje volba nevhodného materiálu, tepelné zpracování nebo způsob výroby, ale především vrubový účinek v patě zubu, tzn. malé zaoblení, rýhy, trhlinky nebo jamky v patě zubu. Pomocí zvýšením únosnosti v patě zubu, např. zušlechtním nebo kalením, můžeme tomuto jevu zabránit [2].

- Lom špičky zubu

Způsobuje ho nerovnoměrně rozložené zatížení podél šířky zubu. Vzniká např. chybou os, chybou směru zubů nebo silnější pružné přetvoření hřídele pastorku. Zabránit můžeme odstraněním uvedených chyb už při výrobě kol [2].

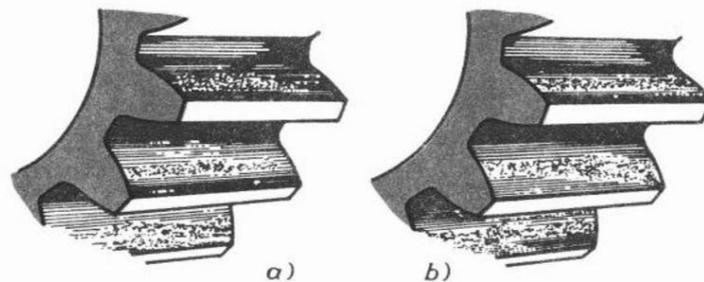
- Odprýskávání vrstviček

Vzniká na hlavě zubu u kalených ozubených kol při rázovém zatížení. Použitím houževnatějších materiálů nebo omezením rázové síly, můžeme tento jev eliminovat [2].

#### 2.8.1.2 Porušení boků zubů opotřebením

Po záběhu zubů má být povrch jejich boků polomatný bez rýh a jamek. Po překročení dovoleného Hertzova tlaku se začnou v oblasti roztečného válce vydrolovat drobné částičky. Tímto vydrolováním se vytvářejí jamky, tzv. pitting (obr. 33). Tvoření pittingů se považuje

za nepřijatelné tehdy, jestliže se počet jamek zvětšuje nebo se jamky rozměrově zvětšují. Zlepšením jakosti povrchu boku zubů, snížením tření v zubech, zvýšením mazacího tlaku nebo použitím hustějšího oleje, zabráníme vytváření jamek. Na obrázku vidíme počáteční stádium (obr.33a) a pokročilé stádium (obr.33b) tvorby pittingu [2].

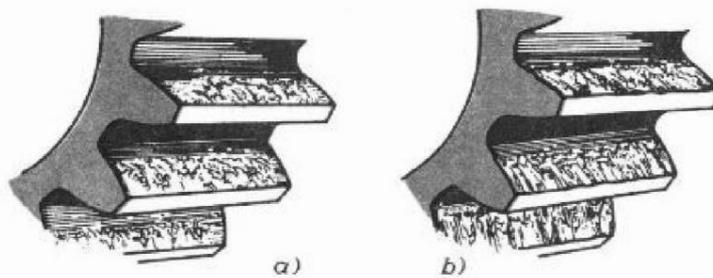


Obr. 33. Tvorba pittingu na bocích zubů [2].

### 2.8.1.3 Zadírání a otěr zubů

Při nepříznivé kombinaci zatížení, kluzné rychlosti, tření boků, kvality povrchu a teploty oleje se může olejový film protrhnout. Nastane kovový styk zubů. Z důvodu velkého kluzného tření se boky velmi zahřívají a zdrsňují. Výstupky se svaří a opět se odtrhnou, přitom se oba boky zubů poškodí a opět zacelí. Počáteční známky se objevují na hlavě zubu, jelikož je tam největší kluzná rychlost. Nebezpečí zadření lze zmírnit použitím materiálů vzdorujících vysokým teplotám a mazáním tlakovým olejem.

Otěr se projevuje odřením boků zubů, nastane-li smíšené nebo suché tření. Nadměrné opotřebení, zvláště je-li nerovnoměrně rozděleno po boku zubu, může vyřadit převod z provozu. Otěru můžeme zabránit kalenými zuby nebo použitím oleje o vyšší viskozitě. Počáteční stádium můžeme vidět viz níže (obr. 34a), pokročilé stádium (obr. 34b). [2]



Obr. 34. Zadírání boků zubů [2].

### 2.8.2 Zvýšení únosnosti ozubených kol

Únosnost ozubených kol lze zvýšit pomocí:

- Kalení – zvýší se třikrát až desetkrát valivá pevnost boků zubů. Kromě cementování přichází v úvahu nitridování, kalení plamenem a indukční kalení.
- Měkké nitridování – značné zvýšení valivé pevnosti nekalených ocelových kol, i pomocí tenké nitridační vrstvy.
- Kuličkování – podstatné zvýšení únosnosti zubu v ohybu kuličkováním přechodu paty zubu.
- Únosnější tvary zubů:
  - Evolventní ozubení s větším úhlem záběru
  - Zvýšené evolventní ozubení
  - Konkávní ozubení ve dvojici konkávních proti konvexním bokům – Novikovo ozubení
- Příznivější rozložení zatížení podle šířky zubů:
  - Osově samostavitelný pastorek nebo kolo podle síly v ozubení.
  - Přizpůsobení sklonu zubu zkroucení a průhybu pastorku při zatížení.
  - Odlehčení konců zubů bočním zakřivením nebo stranovým sražením zubů
  - Dokonalý záběh boků zubů s aktivním olejem nebo zlepšení záběhu fosfátováním 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 [2].

### 2.8.3 Hlučnost ozubených kol

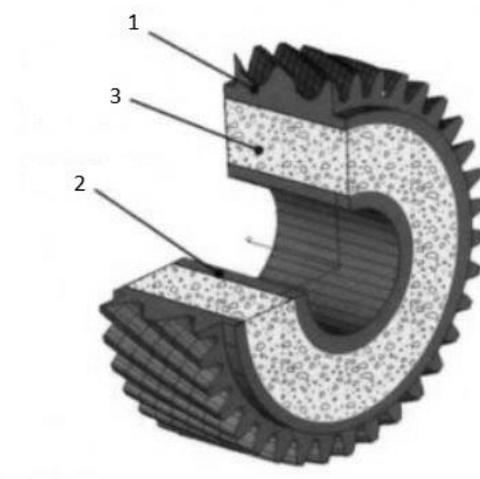
Pro zlepšování životního a pracovního prostředí musíme řešit problém hlučnosti převodů. Byla provedena už spousta výzkumů, bohužel dodnes nejsou známy všechny příčiny hlučnosti. Velikost tohoto problému dokazuje i skutečnost, že ani největší dodržování všech výrobních postupů a tolerancí nedává záruku klidného chodu kol.

V provozu se zuby zatížením deformují, což se projevuje jako chyba rozteče. Chyby rozteče způsobují nerovnoměrný přenos pohybu. Z toho vyplývající úhlová zrychlení nebo zpoždění vyvolávají dynamické síly v ozubení a kolísání kroutícího momentu. Tyto přídavné síly a

momenty způsobují kmitání součástí převodů, která leží ve slyšitelné frekvenci a jsou příčinou hlučnosti ozubení. Dále to mohou být třecí síly v bocích zabírajících zubů, které vyvolávají kmity, nebo především valivá ložiska.

Způsoby omezení hlučnosti:

- boční zakřivení zubů, dochází ke zmírnění záběrového rázu,
- volba počtu zubů kol v prvočíslech, vyloučí se periodické sčítání určitých chyb ozubení,
- použití šikmých a zakřivených zubů, zatížení a odlehčení zubů nastává postupně,
- použití kol s velkým počtem zubů a malým modulem, zvýšení součinitele trvání záběru,
- použití jiného materiálu ozubených kol s tlumící schopností, např. plasty,
- vyztužení převodových skříní výztuhami, např. žebry,
- tuhé hřídele,
- minimální vůle v ložiskách. [2]



Obr. 35. Tišší a lehčí ozubené kolo [11].

Popis obrázku (obr. 35):

1 – ocelový ozubený věnec, 2 – ocelový náboj, 3 – výztuž z epoxidové pryskyřice

Takto provedena ozubená kola dosáhla snížení hmotnosti o 40 % a současně snížení hladiny hluku o 15 dB. Došlo však ke snížení únosnosti kol na 80 % oproti ozubeným kolům z oceli. Tato kola se používají především u málo zatížených pohonů např. ve vzduchotechnice, v textilních, papírenských či tiskařských strojích [11].

#### 2.8.4 Mazání ozubených převodů

Abychom snížili tření mezi boky zubů a ochladili převod, používáme mazání ozubených soukolí příslušným mazivem. Správná volba maziva má velký význam. Nejčastěji se mažou ozubená soukolí mazacím olejem, který dobře zatéká mezi zuby, odvádí teplo, snadno se vyměňuje a jsou při něm malé ztráty tření. Základním prvkem při volbě druhu maziva je jeho viskozita a odolnost proti stárnutí [2].

Pro mazání ozubených kol průmyslových převodovek se doporučují:

- trvanlivý olej K 12 s kinematickou viskozitou  $114 \cdot 10^{-6} \text{m}^2 \cdot \text{s}^{-2}$  při 50 °C,
- trvanlivý olej T 5 s kinematickou viskozitou  $(47 \text{ až } 51) \cdot 10^{-6} \text{m}^2 \cdot \text{s}^{-2}$  při 50 °C.

Hladina oleje v převodovce se plní do středu olejoznaku. Teplota oleje 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.

#### 2.8.5 Montáž a obsluha ozubených převodů

Při montáži převodů se provádí:

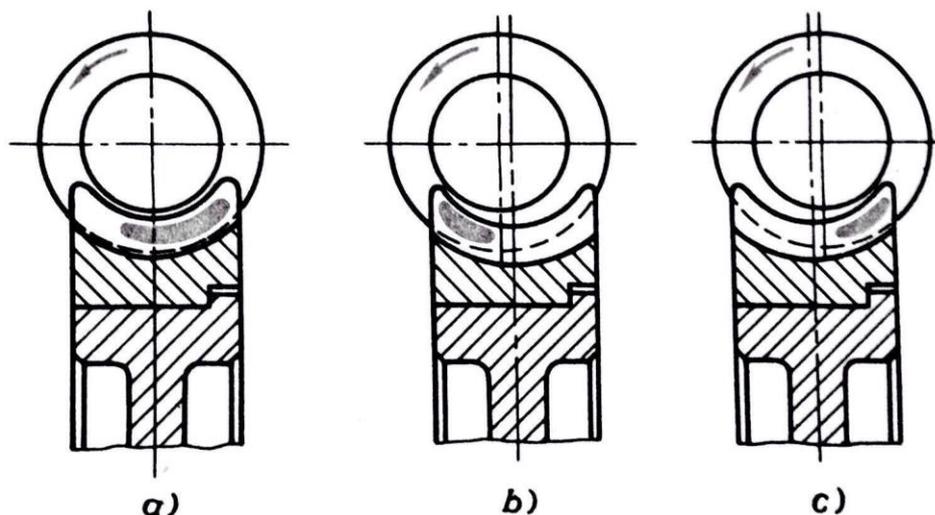
- nasazení a připevnění ozubeného kola na hřídel,
- namontování ložisek na hřídel a montáž hřídelů s nalisovanými ložisky nebo naliso-  
vání hřídelů s ozubenými koly do ložisek v tělesech skříní,
- seřízení záběru ozubených kol a jejich kontrola správného seřízení.

Kola se nasazují pomocí lisu, v přípravku nebo pomocí vodícího trnu. Demontáž se provádí taktéž lisem nebo stahováký [2].

Velký význam při montáži má poloha hnacího a hnaného hřídele. Osy hřídelů čelních ozubených kol musí být rovnoběžné a musí být dodržena vypočtená vzdálenost os.

Pro zajištění správného záběru při montáži šnekového převodu a převodu šroubovými koly, je nutnost dodržení velikosti úhlu os hřídelů a vzdálenost os. Záběr šnekového soukolí se kontroluje barvou (obr. 36). Celý smontovaný převod se musí snadno otáčet a v každé poloze kola musí být rozběhový kroutící moment stejný. Vůle v záběru šnekového převodu způsobuje tzv. *mrtvý chod*. Mrtvý chod je největší úhel pootočení šneku, při němž ještě nedojde

k pootočení šnekového kola. Tento úhel se zjišťuje úhloměrem s číselníkovým úchylkoměrem [2].



Obr. 36. Kontrola záběru šnekových převodů barvou [2].

Popis obrázku (obr. 36):

a) správný záběr, b), c) šnek je mimo osu šnekového kola

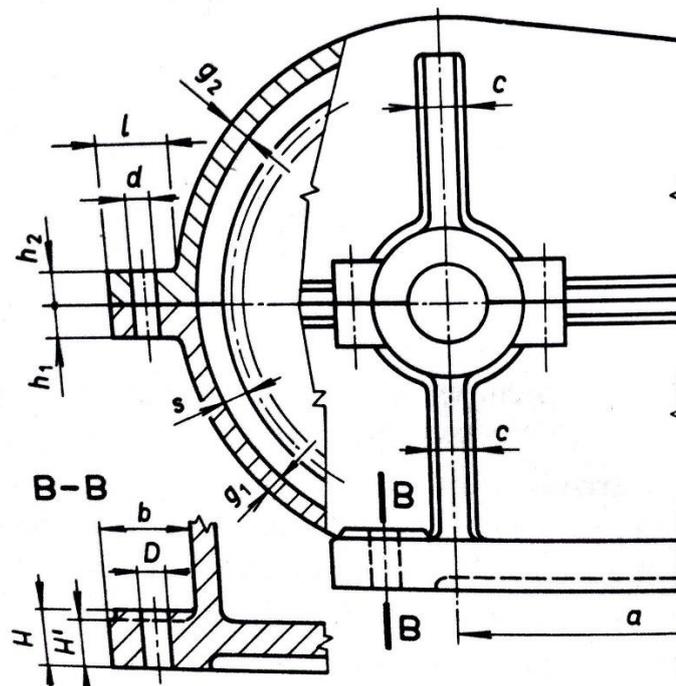
### 2.8.6 Zkoušení a zabíhání ozubených soukolí

V celku smontovaná převodovka se jako první naplní předepsaným množstvím oleje. Aby se vyrovnalo zvýšení tlaku při zahřátí, musí mít odvodušnění. Montér se posléze musí přesvědčit, jestli čistič, plstěné vložky atd. v odvodušňovacích šroubech nekladou příliš velký odpor průchodu vzduchu. Každý převod se musí podrobit zkouškám při plném zatížení za provozních podmínek. Zkoušky při plném zatížení i funkční zkoušky se provádějí podle platných podmínek. Výsledky zkoušek pro každou převodovku jsou doloženy naměřenými hodnotami a charakteristikami [2].

### 3 PŘEVODOVÉ SKŘÍNĚ A POJISTNÉ SPOJKY

#### 3.1 Převodové skříně

Podle způsobu výroby se skříně převodovek dělí na lité a svařované. Materiál pro lité skříně se nejčastěji používá šedá litina 42 2415 nebo 42 2418, pro svařované je to ocel 1.0036, 1.0028 a 1.0036. Jelikož hmotnost převodovky je závislá na hmotnosti skříně, je třeba rozměrům skříně věnovat velkou pozornost [1].



Obr. 37. Rozměry pro litinovou skříň [1].

Základní hodnotou je *osová vzdálenost a [mm]*, u vícešupňových osová vzdálenost posledního stupně. Doporučeny jsou tyto vztahy:

$$g_1 = 0,025 \cdot a + 1 \text{ mm}, \quad g_2 = 0,02 \cdot a + 1 \text{ mm} \text{ [mm]}, \quad (58)$$

$$s = 1,25 \cdot g_1, \quad h_1 = 1,5 \cdot g_1, \quad h_2 = 1,5 \cdot g_2 \text{ [mm]}, \quad (59)$$

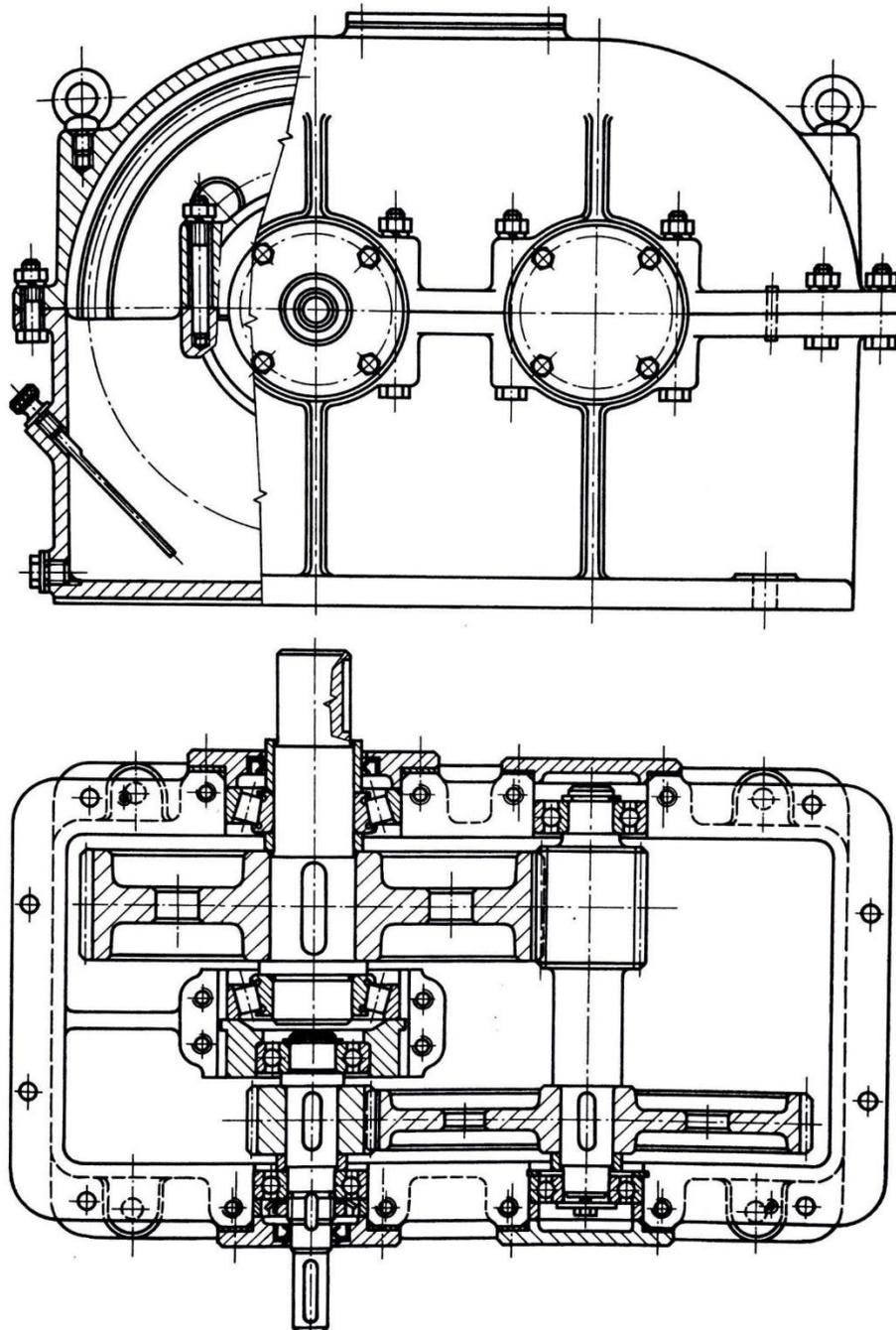
$$H = 2,35 \cdot g_1, \quad H' = 0,8 \cdot H \text{ [mm]}, \quad (60)$$

$$d = 0,03 \cdot a + 6 \text{ mm}, \quad D = 0,038 \cdot a + 12 \text{ mm} \text{ [mm]}, \quad (61)$$

$$l = (2,2 \text{ až } 2,5) \cdot d, \quad b = (2,2 \text{ až } 2,5) \cdot D \text{ [mm]}, \quad (62)$$

$$c = 0,85 \cdot g_1 \text{ [mm]}. \quad (63)$$

Minimální tloušťka stěny u litinové skříně je 7 až 8 mm, u svařované 5 mm. Tuhost zvyšujeme pomocí žeber. Skříně jsou dělené, zpravidla jednou dělicí rovinou. Spodek a víko skříně se spojují přírubami a spojovacími šrouby. Hlavní šrouby mají být umístěny co nejblíže k ložiskům. Vzájemná poloha spodku a víka skříně se zajišťuje pomocí dvou polohových kolíků. Každá skříň má být opatřena otvorem pro plnění olejem, olejoznakem, vypouštěcím otvorem oleje a odvzdušňovací zátkou. Pro manipulaci se skříň opatřuje závěsnými oky nebo nálitky [1].



Obr. 38. Příklad konstrukce dvoustupňové převodovky [1].

## 3.2 Pojistné spojky

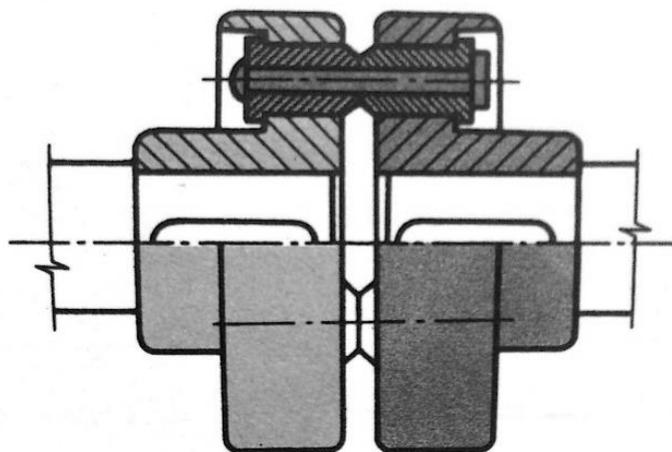
Pro zabránění přetížení strojů a následné trvalé deformace se do mechanismů zařazují pojistné spojky. Tyto spojky nejsou schopny při přetížení přenášet zvýšený kroutící moment, a proto dojde buď k porušení spojujícího členu, nebo k vzájemnému prokluzu hnací a hnané části pojistné spojky.

Podle ČSN 02 6400 se rozdělují na:

- spojky s rozrušitelnými prvky,
- spojky vysmekovací,
- spojky prokluzovací [8].

### 3.2.1 Pojistná spojka se střížnými kolíky

Dvě stejné poloviny spojky jsou nasazeny pomocí per na hřídelích. V kotoučích jsou otvory pro pouzdra, v nichž jsou kolíky zajištěné proti vypadnutí. Střížné kolíky bývají ocelové. Při přetížení se kolíky přestříhnou – nahradí se novými. Nevýhodou jsou ztrátové časy při výměně kolíků. Používají se pro přenos velkých kroutících momentů [8].

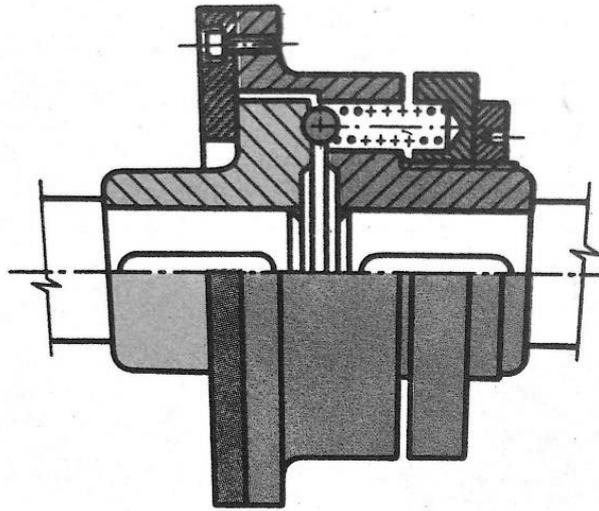


Obr. 39. Pojistná spojka se střížnými kolíky [8].

### 3.2.2 Vysmekovací kuličková spojka

Mezi dvě poloviny spojky je vsazen určitý počet kuliček. V náboji jedné části spojky jsou otvory pro pružiny, které tlačí kuličky do mělkých vybrání druhé části spojky. Kroutící mo-

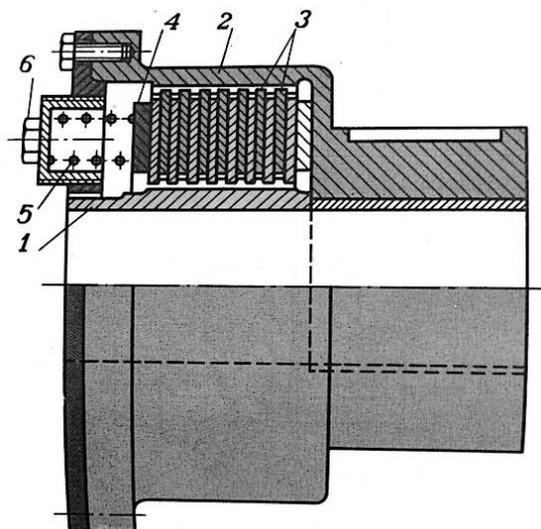
ment přenáší kuličky. Při přetížení překoná osová síla kuliček tlak pružin a dojde k protáčení obou částí spojky. Kuličky bývají kalené. Tlak pružin lze měnit stavitelným kroužkem se závitem. Používají se pro menší a střední kroutící momenty [8].



Obr. 40. Vysmekovací kuličková spojka [8].

### 3.2.3 Prokluzovací lamelová spojka

Kroutící moment se přenáší třením lamel (3), přitlačovaných k sobě pružinami (5) a opírají se o tlačné kotouče (4). Při překročení dovoleného kroutícího momentu, začne spojka prokluzovat. Třecí plochy jsou mazány olejem. Používá se pro stroje, které budou během provozu nárazově přetěžovány jen krátkodobě. Velikost kroutícího moment lze seřídit stavěcími šrouby (6).



Obr. 41. Prokluzovací lamelová spojka [8].

## **II. PRAKTICKÁ ČÁST**

## 4 CÍL BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

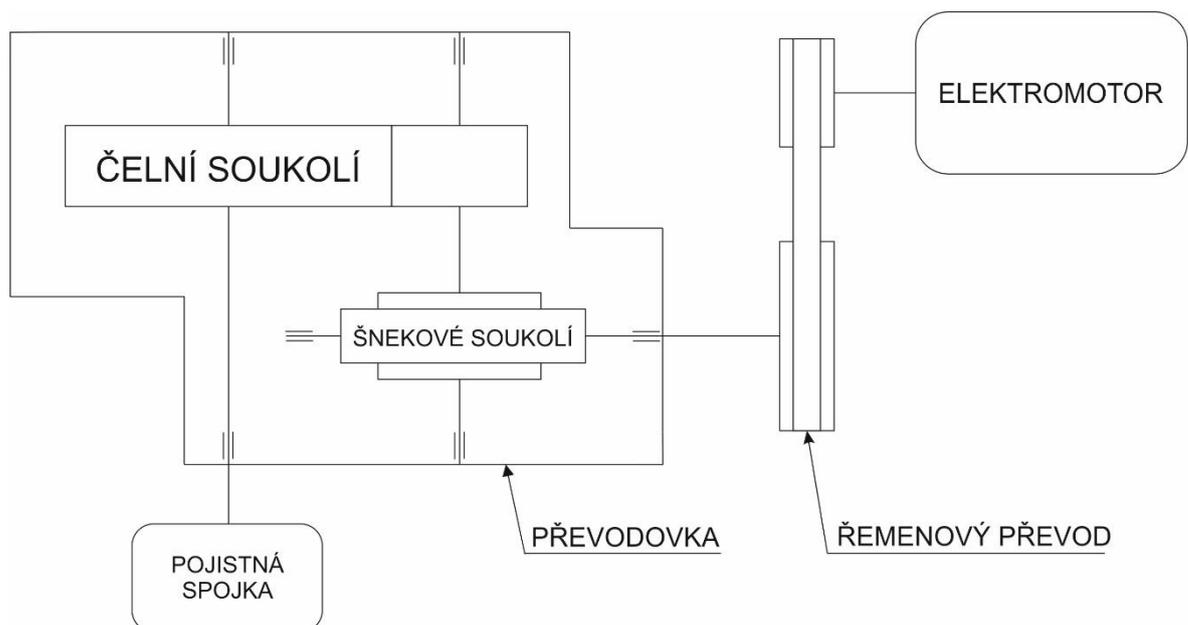
Cílem mé bakalářské práce je navrhnout pohon výrobního stroje, který obsahuje šnekovou převodovku a pojistnou spojku. Otáčky z motoru jsou do převodovky přivedeny pomocí řemenového převodu a výstupní otáčky jsou zajištěny pojistnou spojkou.

Zadané hodnoty:

- Celkový převodový poměr  $i_c = 160$
- Výkon  $P = 5 \text{ kW}$
- Výstupní otáčky  $n_4 = 20 \text{ ot/min}$

Volím hodnoty:

- Trvanlivost ložisek  $L_H = 50\,000 \text{ hod.}$
- Účinnost páru ozubení  $\eta = 0,9$



Obr. 42. Schéma pohonu výrobního stroje.

## 5 ŘEMENOVÝ PŘEVOD

### 5.1 Výběr motoru

Z katalogu [12] volím nevýbušný, nízkonapěťový trojfázový, asynchronní dvoupólový motor s vysokou účinností IE3, s označením **SIEMENS 1LE1023 – 1CA0**, který má tyto parametry:

- Jmenovitý výkon  $P_N = 7500 \text{ W}$
- Otáčky  $n_N = 3555 \text{ ot/min}$
- Účinnost  $\eta_{(N)} = 0,895$

Skutečný výkon elektromotoru:

$$P_{SK} = P_N \cdot \eta_{(N)} = 7500 \cdot 0,895 = 6712,5 \text{ W}$$

Skutečný výkon elektromotoru je vyšší než výkon potřebný = zvolený motor **VYHOVUJE**.

### 5.2 Určení převodových poměrů a otáček

Celkový převodový poměr  $i_c = 160$ .

$$i_c = 160 \rightarrow i_{1,2} = 40, \quad i_{3,4} = 4$$

$$n_4 = 20 \text{ ot/min}$$

$$n_{2,3} = n_4 \cdot i_{3,4} = 20 \cdot 4 = 80 \text{ ot/min}$$

$$n_1 = n_{2,3} \cdot i_{1,2} = 80 \cdot 40 = 3200 \text{ ot/min}$$

### 5.3 Výpočet řemenového převodu

Výpočtový výkon:

$$P_1 = P \cdot c_2 = 6712,5 \cdot 1,2 = 8055 \text{ W}$$

=> volím  $c_2 = 1,2$  dle [6].

Z diagramu pro určení průřezu klínového řemene volím typ řemene **SPZ** [6].

Výpočtový průměr malé řemenice:

=> volím  $d_p = 80 \text{ mm}$ , který spadá do intervalu (63 – 100 mm), dle [6].

Převodový poměr řemenového převodu:

$$i_{0,1} = \frac{n_N}{n_1} = \frac{3555}{3200} = 1,11$$

Výpočtový průměr velké řemenice:

$$D_p = i_{\text{r}} \cdot d_p = 1,11 \cdot 80 = 88,8 \text{ mm} \doteq 90 \text{ mm}$$

Výpočtová délka klínového řemene:

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

$$0,7 \cdot (90 + 80) \leq A \leq 2 \cdot (90 + 80)$$

$$119 \leq A \leq 340$$

=> z výpočtu volím **A = 250 mm**.

$$L_p \approx 2 \cdot A + 1,57 \cdot (D_p + d_p) + \frac{(D_p + d_p)^2}{4 \cdot A} = 2 \cdot 250 + 1,57 \cdot (90 + 80) + \frac{(90 + 80)^2}{4 \cdot 250}$$

$$= 795,8 \text{ mm}$$

=> podle [6] volím délku řemene **L<sub>p</sub> = 800 mm ČSN 02 3114**.

Osová vzdálenost řemenic:

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

$$p = 0,25 \cdot L_p - 0,393 \cdot (D_p + d_p) = 0,25 \cdot 800 - 0,393 \cdot (90 + 80) = 133,19 \text{ mm}$$

$$q = 0,125 \cdot (D_p - d_p)^2 = 0,125 \cdot (90 - 80)^2 = 12,5 \text{ mm}$$

$$A \approx p + \sqrt{p^2 - q} = 133,19 + \sqrt{133,19^2 - 12,5} = 266,33 \text{ mm}$$

=> volím **A = 280 mm**.

Úhel opásání malé řemenice:

$$\beta = 180^\circ - 60^\circ \cdot \frac{D_p - d_p}{A} = 180^\circ - 60^\circ \cdot \frac{90 - 80}{280} = 177^\circ 51'$$

=> Dle [6] volím **β = 177°**.

Jmenovitý výkon řemene:

=> Volím **P<sub>RB</sub> = 3158 W**, **c<sub>1</sub> = 0,995**, **c<sub>2</sub> = 1,2**, **c<sub>3</sub> = 0,860**, **c<sub>4</sub> = 0,933**, **c<sub>5</sub> = 1**.

$$P_R = P_{RB} \cdot c_1 \cdot c_3 \cdot c_4 \cdot c_5 = 3158 \cdot 0,995 \cdot 0,86 \cdot 0,933 \cdot 1 = 2521 \text{ W}$$

Počet klínových řemenů:

$$z = \frac{P_1 \cdot c_2}{P_R} = \frac{8\,055 \cdot 1,2}{2521} = 3,83$$

=> Z výpočtu volím **ŘEMEN SPZ – 813 L<sub>a</sub> ČSN 02 3112 – 4 ks** [6].

Obvodová rychlost:

$$v = \frac{d_p \cdot n_1}{19\,100} = \frac{80 \cdot 3200}{19\,100} = 13,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Ohybová frekvence:

$$f = \frac{2000 \cdot v}{L_p} = \frac{2000 \cdot 13,4}{800} = 33,5 \text{ s}^{-1}$$

Obvodová síla:

$$F = \frac{102 \cdot P_1 \cdot 9,81}{v} = \frac{102 \cdot 8,055 \cdot 9,81}{13,4} = 601 \text{ N}$$

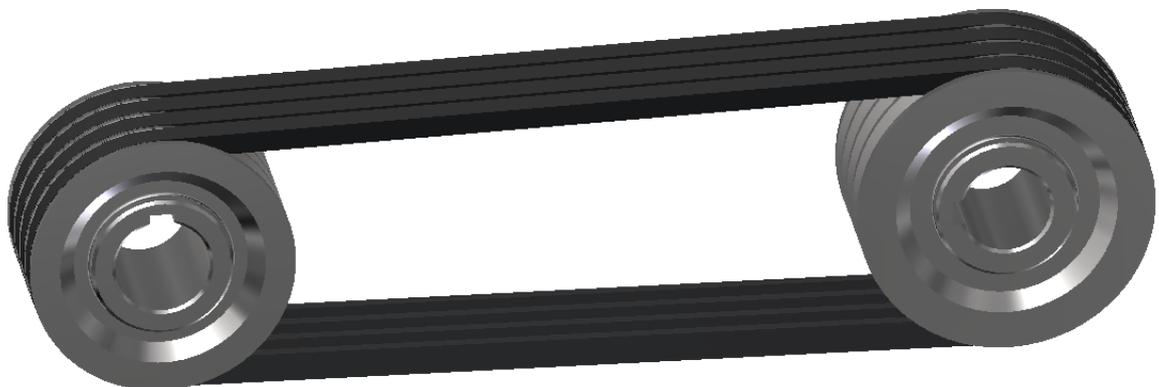
Pracovní předpětí řemene:

$$F_u = (1,5 \div 2) \cdot F = 1,8 \cdot 601 = 1082 \text{ N}$$

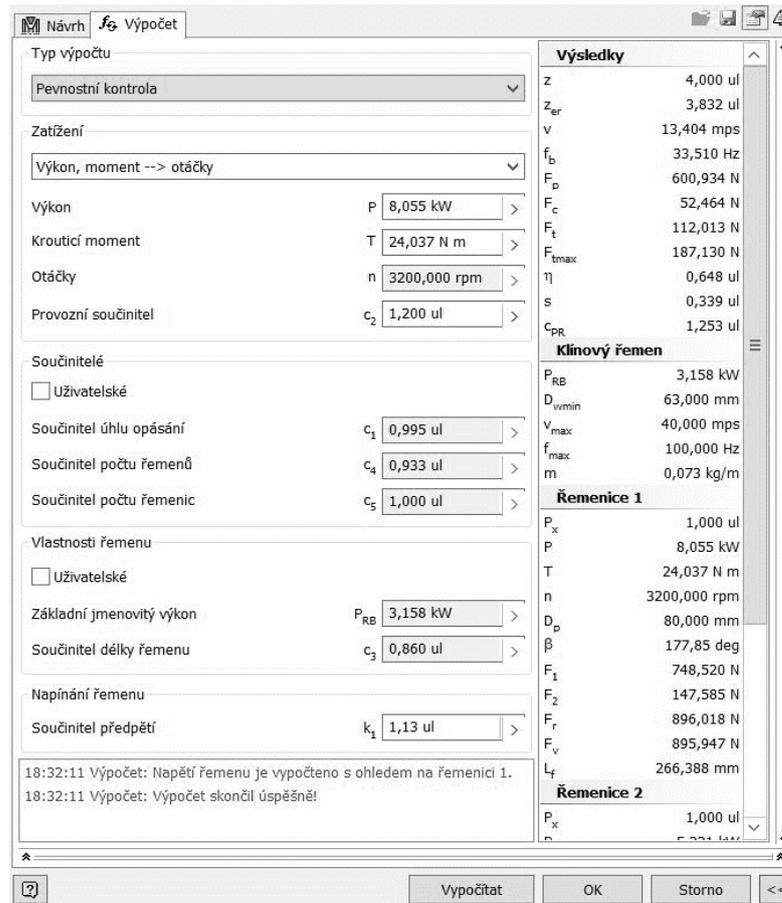
Meze seřízení osové vzdálenosti:

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

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



*Obr. 43. Model řemenového převodu.*

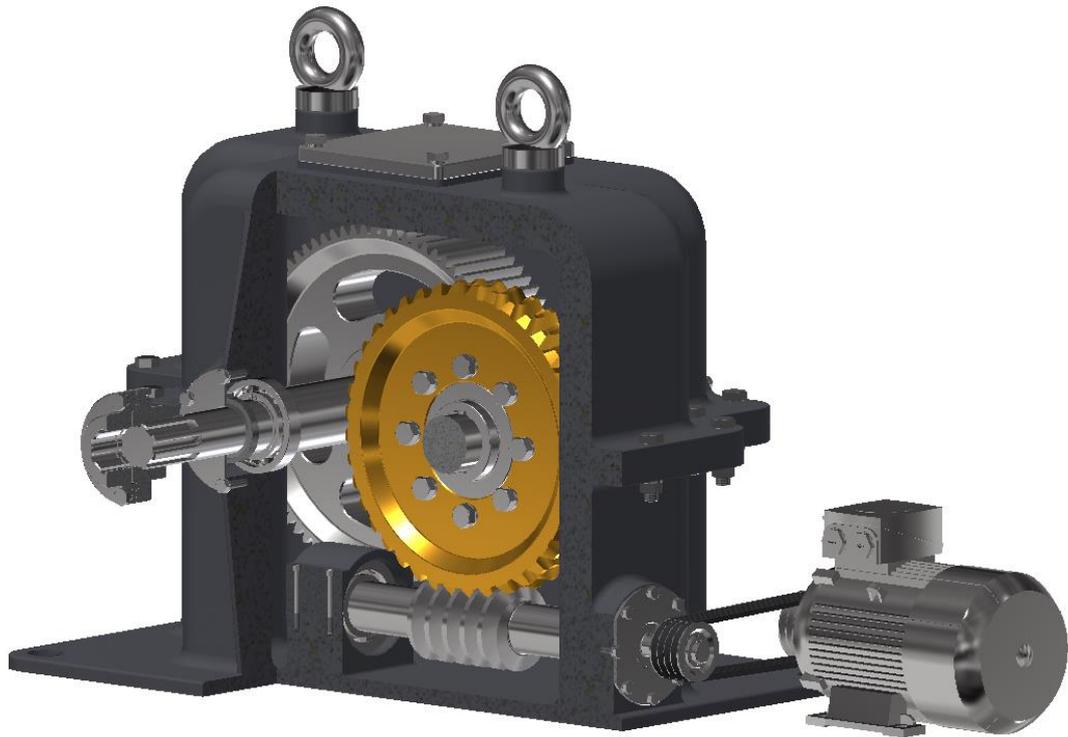


Obr. 44 Výpočet řemenic v programu Autodesk Inventor 2018.

Tab. 3. Vlastnosti řemene v programu Autodesk Inventor 2018.

Zobrazovaný název		Úzký klínový řemen DIN 7753
Velikost		SPZ 800
Počet řemenů	z	4,000 ul
Úhel klínu	$\alpha$	40,00 deg
Šířka	b	9,700 mm
Výška	h	8,000 mm
Výpočtová šířka	$b_w$	8,500 mm
Výpočtová délka	$L_d$	800,000 mm
Vnější délka	$L_e$	813,000 mm
Vnitřní délka	$L_i$	762,735 mm
Součinitel délky	$c_3$	0,860 ul
Odsazení vnější čáry	$H_w$	2,069 mm
Odsazení nosných vláken	a	0,000 mm
Minimální doporučený výpočtový průměr řemenice	$D_{wmin}$	63,000 mm
Maximální frekvence ohybů	$f_{max}$	100,000 Hz
Maximální rychlost řemenu	$v_{max}$	40,000 mps
Měrná hmotnost	m	0,073 kg/m
Základní jmenovitý výkon	$P_{RB}$	3,158 kW

## 6 PŘEVODOVKA



Obr. 45. Model pohonu se šnekovou převodovkou a pojistnou spojkou.

### 6.1 Určení kroutících momentů a výkonů

Kroutící momenty:

$$M_{k1} = \frac{P_1 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_1} = \frac{8055 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 3200} \cdot 1000 = 24\,037 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{k2,3} = \frac{P_{2,3} \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_{2,3}} = \frac{7249,5 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 80} \cdot 1000 = 865\,345 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{k4} = \frac{P_4 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_4} = \frac{6525 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 20} \cdot 1000 = 3\,115\,458 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

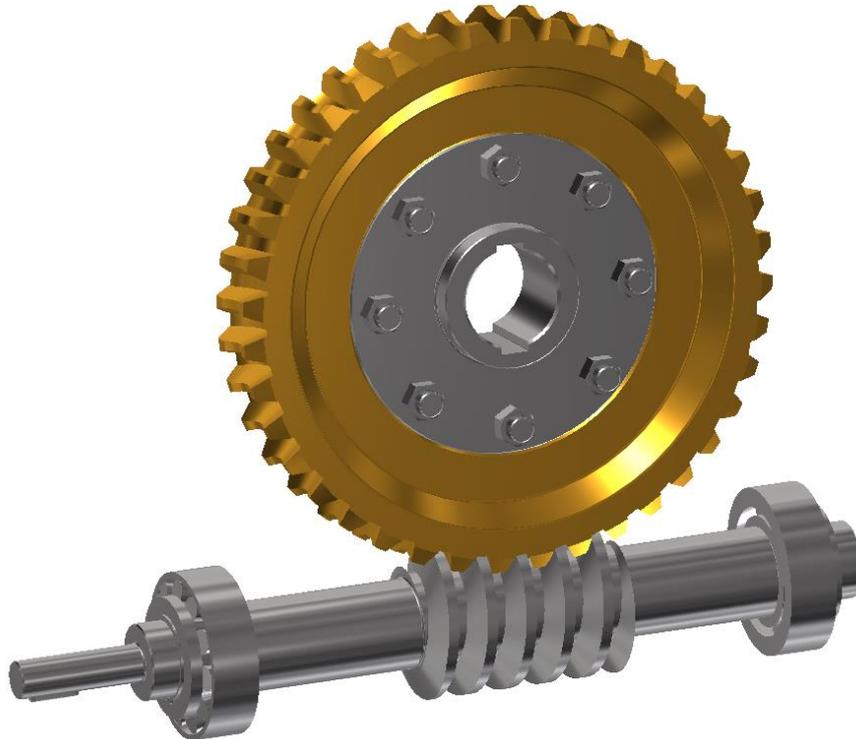
Přenášené výkony:

$$P_1 = 8\,055 \text{ W}$$

$$P_{2,3} = P_1 \cdot \eta_0 = 8\,055 \cdot 0,9 = 7249,5 \text{ W}$$

$$P_4 = P_{2,3} \cdot \eta_0 = 7249,5 \cdot 0,9 = 6525 \text{ W}$$

## 6.2 Šnekové soukolí



Obr. 46. Model šnekového soukolí.

### 6.2.1 Parametry šnekového soukolí

Počet zubů šneku:

=> volím počet chodů šneku  $z_1 = 1$ .

Počet zubů šnekového kola:

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

Modul:

$$m_{n1,2} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_{k1} \cdot \eta_{11} \cdot \eta_z}{\pi \cdot \psi_m \cdot c_1 \cdot z_1}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 24\,037 \cdot 0,9 \cdot 0,8}{\pi \cdot 8 \cdot 2 \cdot 1}} = 8,83 \text{ mm}$$

=> volím  $\psi_m = 8$ ,  $c_1 = 2 \text{ MPa}$ ,  $\eta_{11} = 0,9$ ,  $\eta_z = 0,8$  [6].

=> z výpočtu volím modul  $\mathbf{m_{n1,2} = 10 \text{ mm}}$  ČSN 01 4608, dle [6].

Úhel záběru:

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

Úhel stoupání šroubovice:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{z_1}{q} = \frac{1}{10} = 0,1 \Rightarrow \gamma = 5,7^\circ$$

Normálová rozteč:

$$p_n = \pi \cdot m_{n1,2} = \pi \cdot 10 = 31,42 \text{ mm}$$

Osový modul:

$$m_{x1,2} = \frac{m_{n1,2}}{\cos \gamma} = \frac{10}{\cos 5,7^\circ} = 10,05 \text{ mm}$$

Úhel záběru v osovém řezu:

$$\operatorname{tg} \alpha_x = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \gamma} = \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 5,7^\circ} = 0,365 \Rightarrow \alpha_x = 20^\circ$$

Osová rozteč:

$$p_x = \pi \cdot m_{x1,2} = \pi \cdot 10,05 = 31,57 \text{ mm}$$

Stoupání šroubovice:

$$L = z_1 \cdot p_x = 1 \cdot 31,57 = 31,57 \text{ mm}$$

Minimální délka šneku:

$$l_{min} = 2 \cdot m_{x1,2} \cdot (1 + \sqrt{z_2}) = 2 \cdot 10,05 \cdot (1 + \sqrt{40}) = 147 \text{ mm}$$

=> volím délku šneku  $l = 170 \text{ mm}$ .

Průměry roztečných kružnic:

$$D_1 = \frac{m_{x1,2} \cdot z_1}{\operatorname{tg} \gamma} = \frac{10,05 \cdot 1}{\operatorname{tg} 5,7^\circ} = 100,5 \text{ mm}$$

$$D_2 = m_x \cdot z_2 = 10,05 \cdot 40 = 402 \text{ mm}$$

Osová vzdálenost:

$$a = 0,5 \cdot (D_1 + D_2) = 0,5 \cdot (100,5 + 402) = 251,25 \text{ mm}$$

Výška hlavy zubu:

$$h_a = m_{n1,2} = 10 \text{ mm}$$

Hlavová vůle:

$$c_a = 0,2 \cdot m_{n1,2} = 0,2 \cdot 10 = 2 \text{ mm}$$

Výška paty zubu:

$$h_f = m_{n1,2} + c_a = 10 + 2 = 12 \text{ mm}$$

Výška zubu:

$$h = h_a + h_f = 10 + 12 = 22 \text{ mm}$$

Průměry hlavových kružnic:

$$D_{a1} = D_1 + 2 \cdot h_a = 100,5 + 2 \cdot 10 = 120,5 \text{ mm}$$

$$D_{a2} = D_2 + 2 \cdot h_a = 402 + 2 \cdot 10 = 422 \text{ mm}$$

Průměry patních kružnic:

$$D_{f1} = D_1 - 2 \cdot h_f = 100,5 - 2 \cdot 12 = 76,5 \text{ mm}$$

$$D_{f2} = D_2 - 2 \cdot h_f = 402 - 2 \cdot 12 = 378 \text{ mm}$$

## 6.2.2 Síly v ozubení šnekového soukolí

Obvodová síla šneku = axiální síla šnekového kola:

$$F_{o1} = F_{a2} = \frac{2 \cdot M_{k1}}{D_1} = \frac{2 \cdot 24\,037}{100,5} = 478,3 \text{ N}$$

Sklužová rychlost:

$$v_k = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \frac{\pi \cdot n_1 \cdot D_1}{\cos 5,7^\circ} = \frac{\pi \cdot \frac{3200}{60} \cdot 0,1005}{\cos 5,7^\circ} = 16,9 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

=> z diagramu volím  $f = 0,0105$

$$\text{tg } \varphi' = \frac{f}{\cos \alpha_n} = \frac{0,0105}{\cos 20^\circ} = \varphi' = 0,64^\circ$$

Obvodová síla šnekového kola = axiální síla šneku:

$$F_{o2} = F_{a1} = \frac{F_{o1}}{\text{tg } (\gamma + \varphi')} = \frac{478,3}{\text{tg } (5,7^\circ + 0,64^\circ)} = 4\,305 \text{ N}$$

Radiální síla šnekového kola = radiální síla šneku:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{o1} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_n \cdot \cos \varphi'}{\sin(\gamma + \varphi')} = 478,3 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos 0,64^\circ}{\sin(5,7^\circ + 0,64^\circ)} = 1\,568 \text{ N}$$

Výsledné síly:

$$F_{v1} = \sqrt{F_{o1}^2 + F_{r1}^2} = \sqrt{478,3^2 + 1\,568^2} = 1\,639 \text{ N}$$

$$F_{v2} = \sqrt{F_{o2}^2 + F_{r2}^2} = \sqrt{4\,305^2 + 1\,568^2} = 4\,581 \text{ N}$$

### 6.2.3 Volba materiálu šnekového soukolí

Šnek – materiál ocel 1.1141 (12 020)

=> volím  $k_{Mo1} = 260 \text{ MPa}$ ,  $r_{o1} = 0,18$ ,  $\kappa_o = 1$ ,  $k_{d1} = 30 \text{ MPa}$ ,  $r_{d1} = 0,17$ ,  $\kappa_d = 1$

Šnekové kolo – materiál cínový bronz CuSn10

=> volím  $k_{Mo2} = 62 \text{ MPa}$ ,  $r_{o2} = 0,38$ ,  $\kappa_o = 1$ ,  $k_{d2} = 8 \text{ MPa}$ ,  $r_{d2} = 0,35$ ,  $\kappa_d = 1$

### 6.2.4 Kontrola šnekového soukolí na ohyb a otláčení (dotyk)

Kontrola na ohyb:

$$\cos \psi = \frac{D_{a1} - 2 \cdot m_{n1,2}}{D_{a1}} = \frac{120,5 - 2 \cdot 10}{120,5} = 0,834 = \psi = 33^\circ 29'$$

$$\operatorname{arc} \psi = \psi^\circ \cdot \frac{\pi}{180} = 33^\circ 29' \cdot \frac{\pi}{180} = 0,584$$

$$b_o = \operatorname{arc} \psi \cdot (D_{a1} + 2 \cdot 0,25 \cdot m) = 0,584 \cdot (120,5 + 2 \cdot 0,25 \cdot 10) = 73,3 \text{ mm}$$

$$F_{Do1} = \frac{m_{n1,2} \cdot b_o \cdot k_{Mo1} \cdot r_{o1}}{\kappa_o} = \frac{10 \cdot 73,3 \cdot 260 \cdot 0,18}{1} = 34\,304,4 \text{ N}$$

$$F_{Do2} = \frac{m_{n1,2} \cdot b_o \cdot k_{Mo2} \cdot r_{o2}}{\kappa_o} = \frac{10 \cdot 73,3 \cdot 62 \cdot 0,38}{1} = 17\,269,4 \text{ N}$$

$F_{v1} < F_{Do1}$ ,  $F_{v2} < F_{Do2}$  => **soukolí vyhovuje na ohyb**

Kontrola na otláčení (dotyk):

$$b_d = D_{a1} \cdot \sin \psi = 120,5 \cdot \sin 33^\circ 29' = 66,5 \text{ mm}$$

$$F_{Dd1} = \frac{D_2^{0,8} \cdot b_d \cdot k_{d1} \cdot r_{d1}}{\kappa_d} = \frac{402^{0,8} \cdot 66,5 \cdot 30 \cdot 0,17}{1} = 41\,093 \text{ N}$$

$$F_{Dd2} = \frac{D_2^{0,8} \cdot b_d \cdot k_{d2} \cdot r_{d2}}{\kappa_d} = \frac{402^{0,8} \cdot 66,5 \cdot 8 \cdot 0,35}{1} = 22\,561 \text{ N}$$

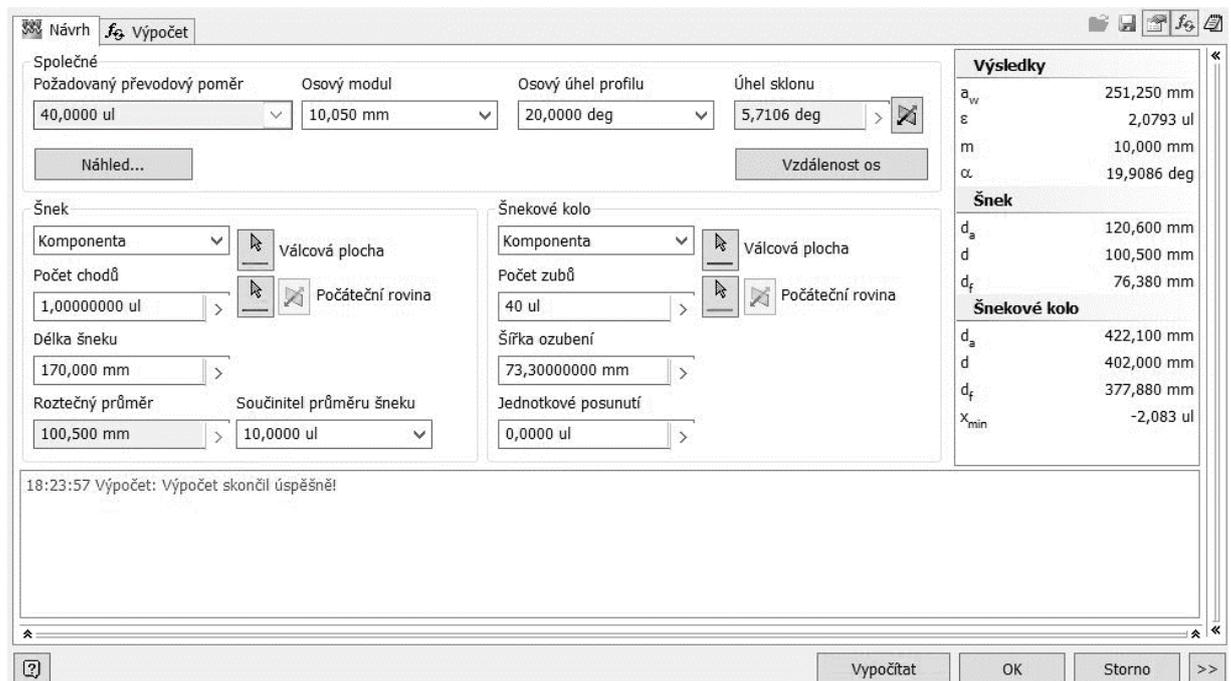
$F_{v1} < F_{Dd1}, F_{v2} < F_{Dd2} \Rightarrow$  **soukolí vyhovuje na otláčení (dotyk)**

Kontrola dovoleného přenášeného výkonu:

$$v_2 = \pi \cdot D_2 \cdot n_{2,3} = \pi \cdot \frac{402}{1000} \cdot 1,33 = 1,68 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$P_D = F_D \cdot v_2 = 22\,561 \cdot 1,68 = 37\,902 \text{ W}$$

$P_D > P_1 \Rightarrow$  **soukolí vyhovuje**



Obr. 47. Návrh šnekového soukolí v programu Autodesk Inventor 2018.

Obr. 48. Výpočet šnekového soukolí v programu Autodesk Inventor 2018.

Tab. 4. Společné parametry šnekového soukolí v Autodesk Inventor 2018.

Převodový poměr	$i$	40,0000 ul
Modul	$m$	10,000 mm
Osový modul	$m_x$	10,050 mm
Úhel sklonu	$\gamma$	5,7106 deg
Úhel profilu	$\alpha$	19,9086 deg
Součinitel průměru šneku	$q$	10,0000 ul
Vzdálenost os	$a_w$	251,250 mm
Osová rozteč zubů	$p_x$	31,5730 mm
Rozteč zubů	$p_n$	31,4163 mm
Základní rozteč	$p_b$	29,669 mm
Stoupání šroubovice	$p_z$	31,573 mm
Délka šneku	$b_1$	170,000 mm
Šířka kola	$b_2$	73,300 mm
Osový úhel profilu	$\alpha_x$	20,0000 deg
Základní úhel sklonu	$\beta_b$	5,3683 deg
Součinitel trvání záběru	$\epsilon$	2,0793 ul
Součinitel záběru profilu	$\epsilon_a$	1,8472 ul
Součinitel záběru kroku	$\epsilon_\beta$	0,2322 ul
Mezní úchylka úhlu os	$F_\beta$	0,0120 mm
Zaručená boční vůle	$j_{nmin}$	0,081 mm
Mezní úchylka vzdálenosti os	$f_a$	0,045 mm

## 6.3 Čelní soukolí



Obr. 49. Model čelního soukolí.

### 6.3.1 Parametry čelního soukolí

Volba počtu zubů pastorku:

=> volím počet zubů pastorku  $z_3 = 20$

Počet zubů čelního kola:

$$i_{3,4} = \frac{z_4}{z_3} \Rightarrow z_4 = i_{3,4} \cdot z_3 = 4 \cdot 20 = 80$$

Modul:

$$m_{3,4} = 0,86 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{k2,3}}{\psi \cdot c \cdot z_3}} = 0,86 \cdot \sqrt[3]{\frac{865\,345}{20 \cdot 8 \cdot 20}} = 5,56 \text{ mm}$$

=> volím  $\psi = 20$ ,  $c = 8 \text{ MPa}$ ,  $z_3 = 20$  [6]

=> z výpočtu volím modul  $\mathbf{m_{3,4} = 6 \text{ mm}}$  ČSN 01 4608, dle [4, str.159]

Výška hlavy zubu:

$$h_a = m_{3,4} = 6$$

Výška paty zubu:

$$h_f = 1,25 \cdot m_{3,4} = 1,25 \cdot 6 = 7,5 \text{ mm}$$

Výška zubu:

$$h = h_a + h_f = 6 + 7,5 = 13,5 \text{ mm}$$

Rozteč:

$$p = \pi \cdot m_{3,4} = \pi \cdot 6 = 18,85 \text{ mm}$$

Šířka ozubení:

$$b = \psi \cdot m_{3,4} = 20 \cdot 6 = 120 \text{ mm}$$

Úhel záběru:

$$\alpha = 20^\circ$$

Průměry roztečných kružnic:

$$D_3 = m_{3,4} \cdot z_3 = 6 \cdot 20 = 120 \text{ mm}$$

$$D_4 = m_{3,4} \cdot z_4 = 6 \cdot 80 = 480 \text{ mm}$$

Průměry hlavových kružnic:

$$D_{a3} = D_3 + 2 \cdot h_a = 120 + 2 \cdot 6 = 132 \text{ mm}$$

$$D_{a4} = D_4 + 2 \cdot h_a = 480 + 2 \cdot 6 = 492 \text{ mm}$$

Průměr patních kružnic:

$$D_{f3} = D_3 - 2 \cdot h_f = 120 - 2 \cdot 7,5 = 105 \text{ mm}$$

$$D_{f4} = D_4 - 2 \cdot h_f = 480 - 2 \cdot 7,5 = 465 \text{ mm}$$

Osová vzdálenost:

$$a = 0,5 \cdot (D_3 + D_4) = 0,5 \cdot (120 + 480) = 300 \text{ mm}$$

### 6.3.2 Síly v ozubení čelního soukolí

$$F_{o3} = \frac{2 \cdot M_{k2,3}}{D_3} = \frac{2 \cdot 865\,345}{120} = 14\,423 \text{ N}$$

$$F_{o4} = \frac{2 \cdot M_{k4}}{D_4} = \frac{2 \cdot 3\,115\,458}{480} = 12\,981 \text{ N}$$

### 6.3.3 Volba materiálu čelního soukolí

Pastorek – materiál ocel 1.1141 (12 020)

$$\Rightarrow \text{volím } \sigma_{Do3} = 240 \text{ MPa}, r_{o3} = 0,37, y_{o3} = 6,2, \sigma_{Dd3} = 31 \text{ MPa}, r_{d3} = 0,35,$$

$$y_{d3} = 1,7$$

Ozubené kolo – materiál 42 2660

$$\Rightarrow \text{volím } \sigma_{Do4} = 90 \text{ MPa}, r_{o4} = 0,45, y_{o4} = 3,5, \sigma_{Dd4} = 28 \text{ MPa}, r_{d4} = 0,42, y_{d4} = 1,7$$

### 6.3.4 Kontrola čelního soukolí na ohyb a otláčení (dotyk)

Kontrola na ohyb:

$$c_{o3} = \frac{\sigma_{Do3} \cdot r_{o3}}{y_{o3}} = \frac{240 \cdot 0,37}{6,2} = 14,32$$

$$c_{o4} = \frac{\sigma_{Do4} \cdot r_{o4}}{y_{o4}} = \frac{90 \cdot 0,45}{3,5} = 11,57$$

Kontrola na otláčení (dotyk):

$$U = \left( \frac{m_{3,4}}{10} \right)^{0,2} = \left( \frac{6}{10} \right)^{0,2} = 0,902$$

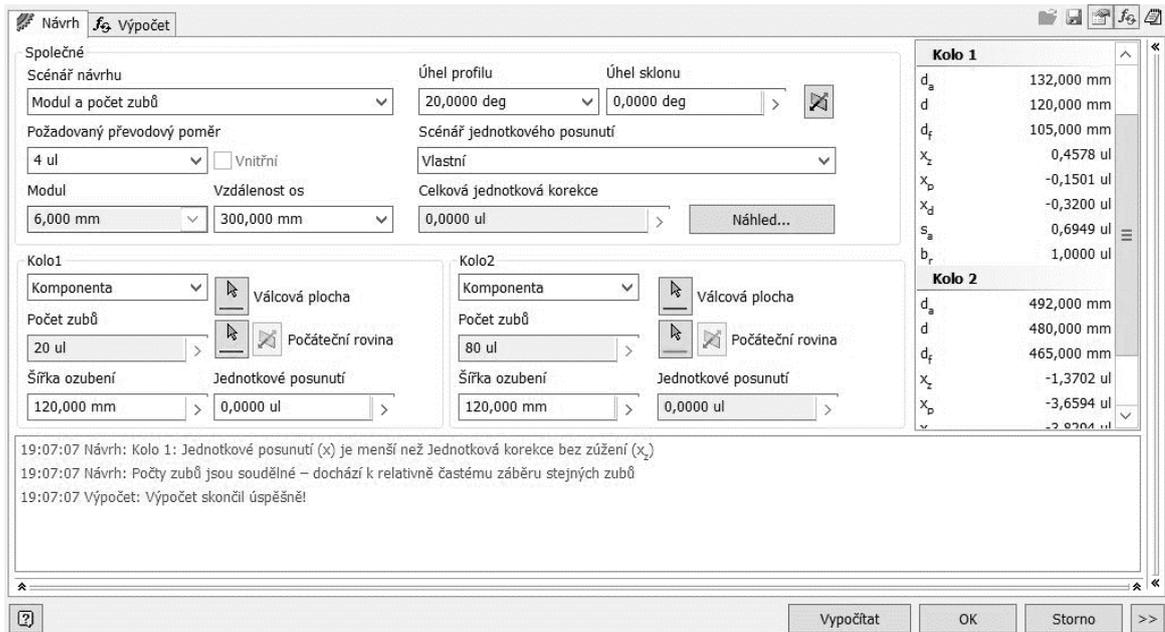
$$c_{d3} = \frac{\sigma_{Dd3} \cdot r_{d3}}{U \cdot y_{d3}} = \frac{31 \cdot 0,35}{0,902 \cdot 1,7} = 7,07$$

$$c_{d4} = \frac{\sigma_{Dd4} \cdot r_{d4}}{U \cdot y_{d4}} = \frac{28 \cdot 0,42}{0,902 \cdot 1,7} = 7,66$$

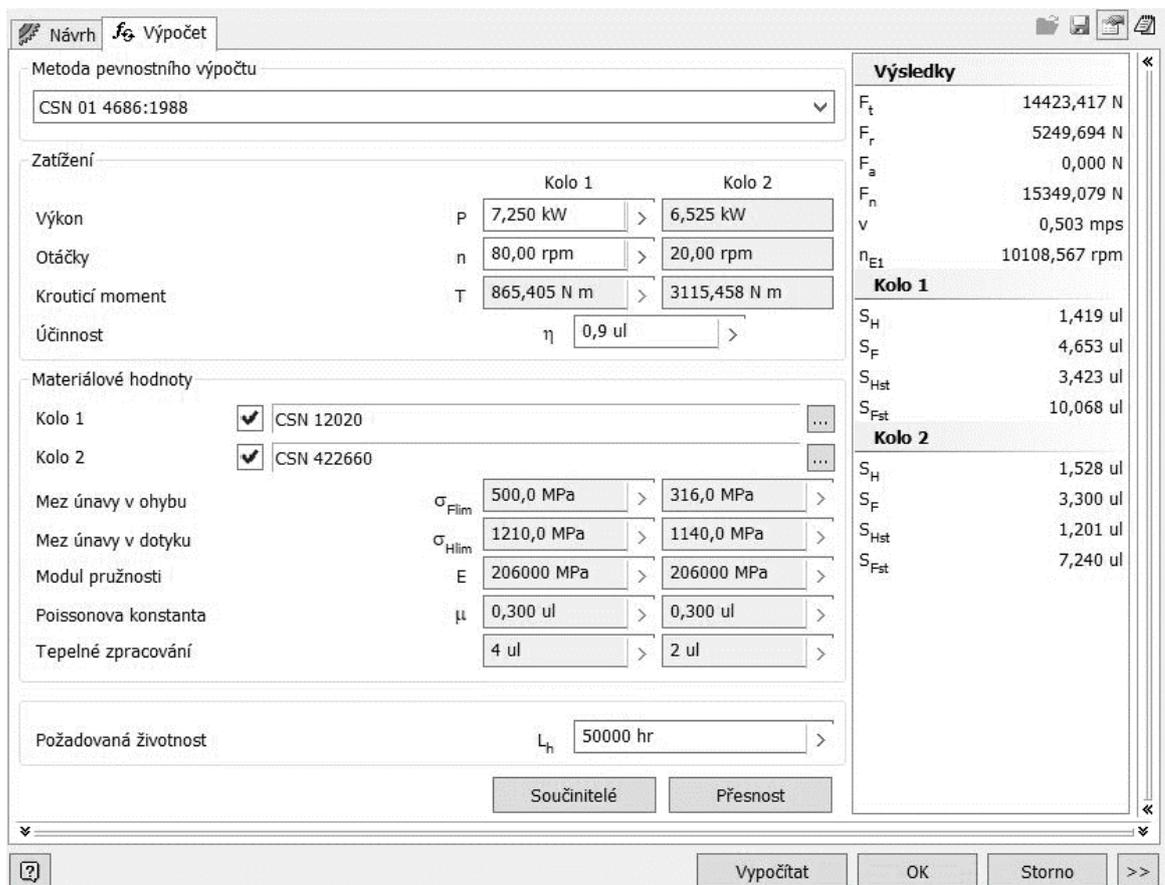
Dovolené zatížení:

$$F_D = c_{min} \cdot \psi \cdot \pi \cdot m_{3,4}^2 = 7,07 \cdot 20 \cdot \pi \cdot 6^2 = 15\,991 \text{ N}$$

$$F_D > F_{o3}, F_D > F_{o4} \Rightarrow \text{soukolí vyhovuje na ohyb a otláčení (dotyk)}$$



Obr. 50. Návrh čelního soukolí v programu Autodesk Inventor 2018.

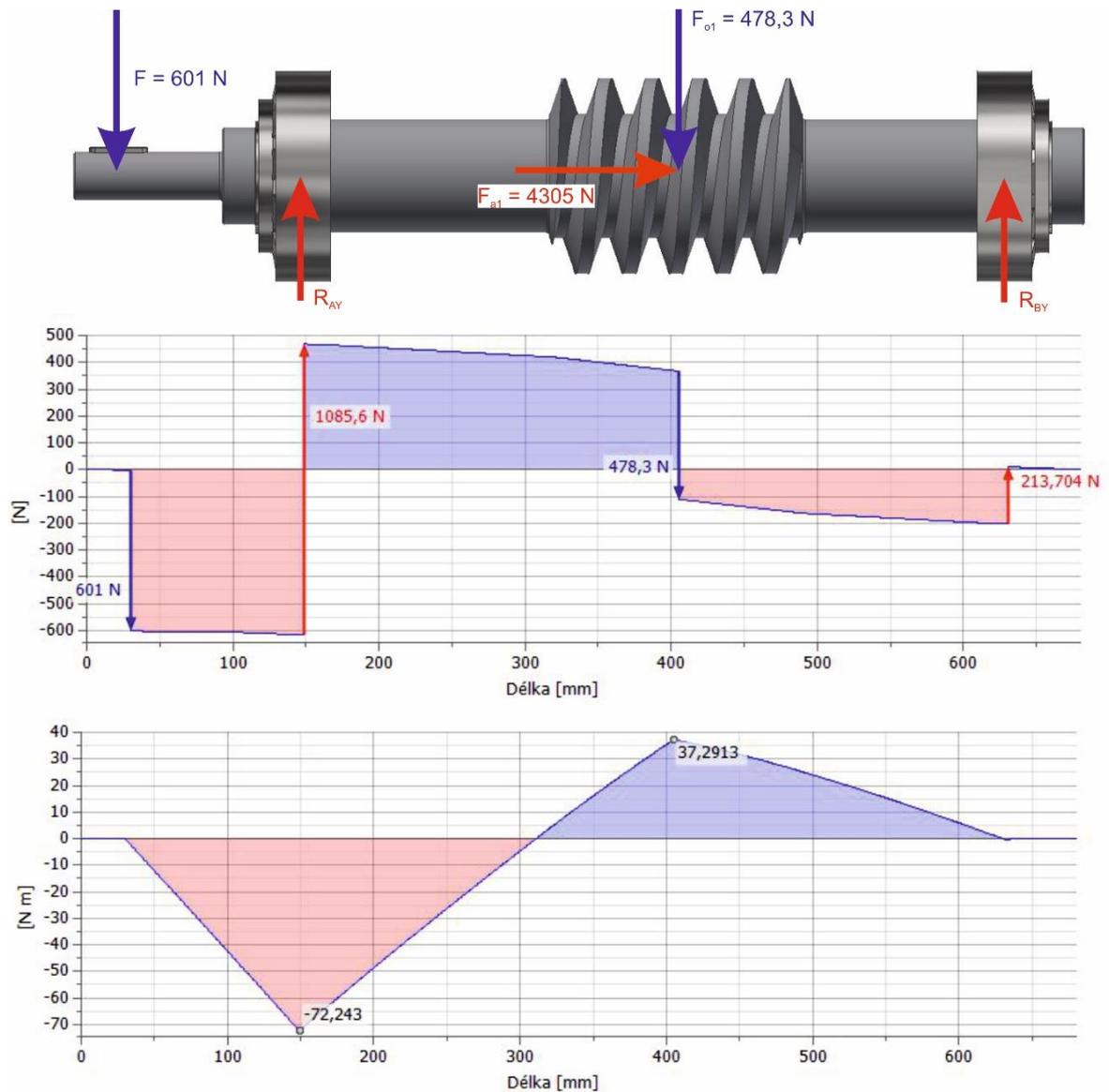


Obr. 51. Výpočet čelního soukolí v programu Autodesk Inventor 2018.

## 6.4 Návrh hřídelí, per a ložisek

Průběhy sil a ohybových momentů byly zjištěny pomocí programu Autodesk Inventor 2018.

### 6.4.1 Hnací hřídel



Obr. 52. Průběh sil a ohybových momentů na hnacím hřídeli.

Získané hodnoty:

$$R_{Ay1} = 1085,6 \text{ N}$$

$$R_{By1} = 213,7 \text{ N}$$

$$M_{omax1} = 72\,243 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

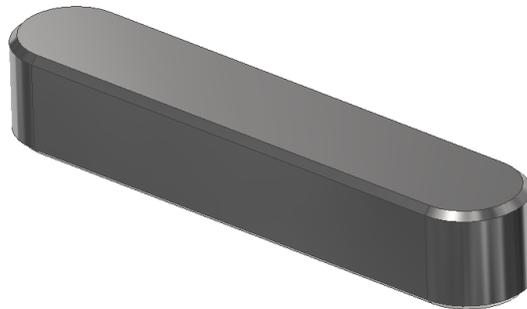
Minimální průměr hřídele:

$$M_{ored1} = \sqrt{M_{omax1}^2 + 0,75 \cdot M_{k1}^2} = \sqrt{72\,243^2 + 0,75 \cdot 24\,037^2} = 75\,182 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{ored1}}{\pi \cdot \sigma_{D0}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 75\,182}{\pi \cdot 115}} = 18,8 \text{ mm}$$

=> volím minimální průměr hřídele  $d_1 = 30 \text{ mm}$ .

#### 6.4.1.1 Pero pod řemenicí



Obr. 53. Model pera pod řemenicí.

Výpočet pera pod řemenicí:

$$W_k = 0,2 \cdot d_1^3 = 0,2 \cdot 30^3 = 5400 \text{ mm}^3$$

$$\tau_k = \frac{M_{k1}}{W_k} = \frac{24\,037}{5\,400} = 4,5 \text{ MPa}$$

$$\tau_k \leq \tau_{Dk} \Rightarrow \text{pero vyhovuje}$$

$$l = \frac{2 \cdot M_{k1}}{t_1 \cdot b \cdot p_D} = \frac{2 \cdot 24\,037}{2,9 \cdot 8 \cdot 115} = 18 \text{ mm}$$

=> volím pero s označením **PERO 8e7 x 7 x 40 ČSN 02 2562**.

#### 6.4.1.2 Ložiska na hnací hřídeli

$$L_{10} = \frac{n_1 \cdot 3\,600 \cdot L_h}{10^6} = \frac{53,3 \cdot 3\,600 \cdot 50\,000}{10^6} = 9\,594 \text{ mil. ot.}$$

$$C = F_r \cdot \sqrt[3]{L_{10}} = 1085,6 \cdot \sqrt[3]{9594} = 33\,318 \text{ N}$$

=> předběžně volím kuželíkové **LOŽISKO 32312** dle ČSN 02 4705.



Obr. 54. Model ložiska na hnačím hřídeli.

Parametry ložiska:

$d = 60 \text{ mm}$ ,  $D = 130 \text{ mm}$ ,  $B = 46 \text{ mm}$ ,  $C = 140\,000 \text{ N}$ ,  $C_o = 134\,000 \text{ N}$

$$F_a = 4305 \text{ N}$$

$$F_r = 1085.6 \text{ N}$$

$$e = 0,4 \cdot \operatorname{tg} \alpha = 0,4 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 0,15$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{4305}{1085,6} = 3,96 > e$$

=>  $X = 0,4$ ,  $Y = 0,4 \cdot \operatorname{cotg} 20^\circ$

$$P_r = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0,4 \cdot 1085,6 + (0,4 \cdot \operatorname{cotg} 20^\circ) \cdot 4305 = 5083 \text{ N}$$

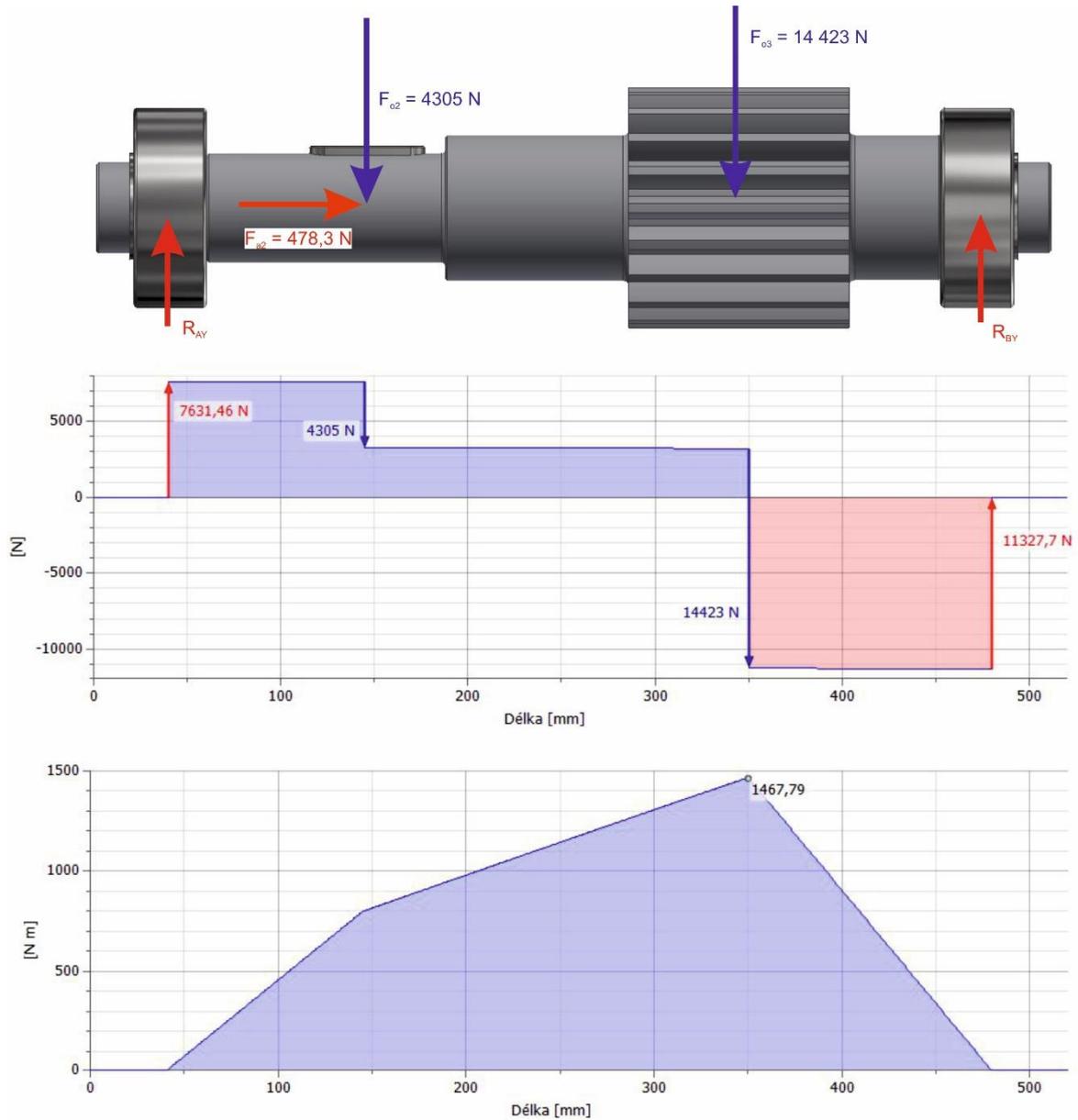
$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_r}\right)^{10/3} = \left(\frac{140\,000}{5083}\right)^{10/3} = 63\,099 \text{ mil. ot.} \Rightarrow \text{ložisko vyhovuje}$$

$$L_h = \frac{L_{10} \cdot 10^6}{n_1 \cdot 3\,600} = \frac{63\,099 \cdot 10^6}{53,3 \cdot 3\,600} = 328\,846 \text{ hod.} \Rightarrow \text{ložisko vyhovuje}$$

$$C_v = P_r \cdot \sqrt[3]{\frac{L_h \cdot n_1 \cdot 3,6}{1000}} = 5083 \cdot \sqrt[3]{\frac{50000 \cdot 53,3 \cdot 3,6}{1000}} = 108\,007 \text{ N}$$

$C_v < C \Rightarrow$  **ložisko vyhovuje**

## 6.4.2 Předlohový hřídel



Obr. 55. Průběh sil a ohybových momentů na předlohovém hřídeli.

Získané hodnoty:

$$R_{Ay2} = 7631,5 \text{ N}$$

$$R_{By2} = 11327,7 \text{ N}$$

$$M_{omax2} = 1467790 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

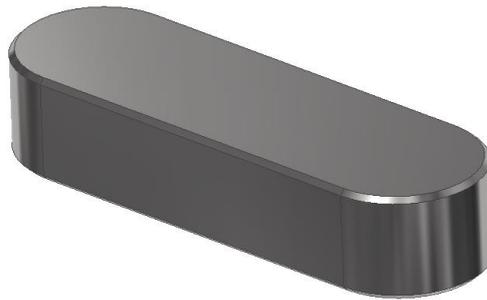
Minimální průměr hřídele:

$$M_{ored2} = \sqrt{M_{omax2}^2 + 0,75 \cdot M_{k2}^2} = \sqrt{1467790^2 + 0,75 \cdot 865345^2} = 1648036 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{ored2}}{\pi \cdot \sigma_{Do}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1648036}{\pi \cdot 115}} = 52,7 \text{ mm}$$

=> volím minimální průměr hřídele  $d_2 = 55 \text{ mm}$ .

#### 6.4.2.1 Pero pod šnekovým kolem



Obr. 56. Model pera pod šnekovým kolem

Výpočet pera pod šnekovým kolem:

$$W_k = 0,2 \cdot d_2^3 = 0,2 \cdot 75^3 = 84\,375 \text{ mm}^3$$

$$\tau_k = \frac{M_{k2}}{W_k} = \frac{865\,345}{84\,375} = 10,3 \text{ MPa}$$

$$\tau_k \leq \tau_{Dk} \Rightarrow \text{pero vyhovuje}$$

$$l = \frac{2 \cdot M_k}{t_1 \cdot b \cdot p_D} = \frac{2 \cdot 865\,345}{5,3 \cdot 22 \cdot 115} = 129 \text{ mm}$$

=> volím pero s označením **PERO 22e7 x 14 x 70 ČSN 02 2562 – 2ks.**

#### 6.4.2.2 Ložiska na předlohovém hřídeli

$$L_{10} = \frac{f_1 \cdot 3\,600 \cdot L_h}{10^6} = \frac{1,33 \cdot 3\,600 \cdot 50\,000}{10^6} = 239,4 \text{ mil. ot.}$$

$$C = F_r \cdot \sqrt[3]{L_{10}} = 11327,7 \cdot \sqrt[3]{239,4} = 70\,337 \text{ N}$$

=> předběžně volím soudečkové ložisko dvouřadé **LOŽISKO 22311** dle ČSN 02 4705.



Obr. 57. Model ložiska na předloho-  
vém hřídeli.

Parametry ložiska:

$$d = 55 \text{ mm}, D = 120 \text{ mm}, B = 43 \text{ mm}, C = 150\,000 \text{ N}, C_o = 122\,000 \text{ N}$$

$$F_a = 478,3 \text{ N}$$

$$F_r = 11327,7 \text{ N}$$

$$e = 0,4 \cdot \operatorname{tg} \alpha = 0,4 \cdot \operatorname{tg} 15^\circ = 0,4$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{478,3}{11327,7} = 0,04 < e$$

$$\Rightarrow X = 1, Y = 0$$

$$P_r = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1 \cdot 11327,7 + 0 \cdot 478,3 = 11\,327,7 \text{ N}$$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_r}\right)^{10/3} = \left(\frac{150\,000}{11327,7}\right)^{10/3} = 5493 \text{ mil. ot.} \Rightarrow \text{ložisko vyhovuje}$$

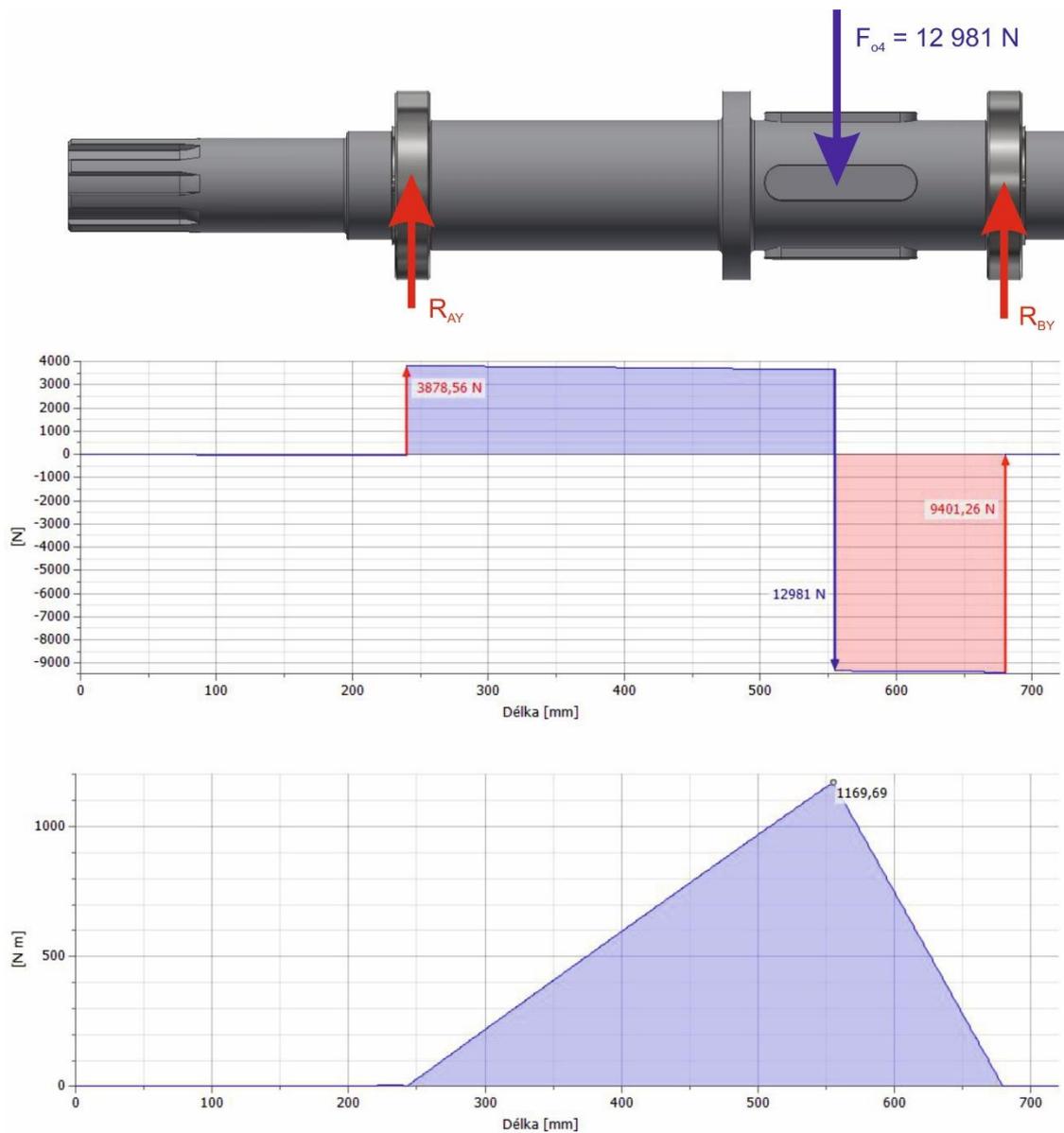
$$L_h = \frac{L_{10} \cdot 10^6}{f_1 \cdot 3\,600} = \frac{5493 \cdot 10^6}{1,33 \cdot 3\,600} = 1147243 \text{ hod.} \Rightarrow \text{ložisko vyhovuje}$$

$$C_v = P_r \cdot \sqrt[3]{\frac{L_h \cdot n_1 \cdot 3,6}{1000}} = 11327,7 \cdot \sqrt[3]{\frac{50000 \cdot 1,33 \cdot 3,6}{1000}} = 70\,337 \text{ N}$$

$$C_v < C \Rightarrow \text{ložisko vyhovuje}$$

## 6.4.3 Hnaný hřídel

Volím materiál 1.0060 (11 600).



Obr. 58. Průběh sil a ohybových momentů na hnaném hřídeli.

Získané hodnoty:

$$R_{Ay3} = 3878,6\text{ N}$$

$$R_{By3} = 9401,3\text{ N}$$

$$M_{o\max3} = 1169690\text{ N}\cdot\text{mm}$$

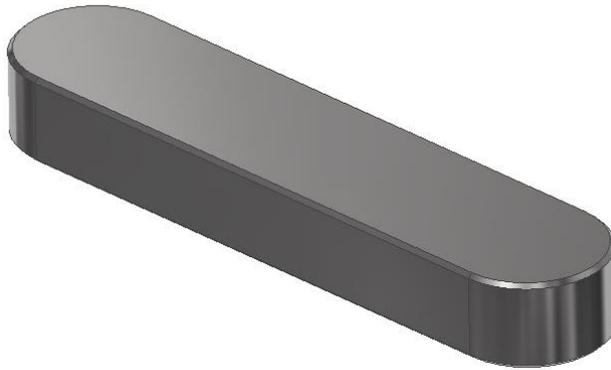
Minimální průměr hřídele:

$$M_{ored3} = \sqrt{M_{omax3}^2 + 0,75 \cdot M_{k3}^2} = \sqrt{1169690^2 + 0,75 \cdot 3115458^2} = 2940703 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{ored2}}{\pi \cdot \sigma_{D0}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2940703}{\pi \cdot 115}} = 63,9 \text{ mm}$$

=> volím minimální průměr hřídele  $d_3 = 65 \text{ mm}$ .

#### 6.4.3.1 Pero pod čelním kolem



Obr. 59. Model pera pod čelním kolem

Výpočet pera pod čelním kolem:

$$W_k = 0,2 \cdot d_2^3 = 0,2 \cdot 90^3 = 145\,800 \text{ mm}^3$$

$$\tau_k = \frac{M_{k2}}{W_k} = \frac{3115458}{145800} = 21,4 \text{ MPa}$$

$$\tau_k \leq \tau_{Dk} \Rightarrow \text{pero vyhovuje}$$

$$l = \frac{2 \cdot M_k}{t_1 \cdot b \cdot p_D} = \frac{2 \cdot 3115458}{5,5 \cdot 25 \cdot 115} = 394 \text{ mm}$$

=> volím pero s označením **PERO 25e7 x 14 x 110 ČSN 02 2562 – 4ks.**

#### 6.4.3.2 Ložiska na hnaném hřídeli

$$L_{10} = \frac{f_3 \cdot 3\,600 \cdot L_h}{10^6} = \frac{0,33 \cdot 3\,600 \cdot 50\,000}{10^6} = 59,4 \text{ mil. ot.}$$

$$C = F_r \cdot \sqrt[3]{L_{10}} = 9401,3 \cdot \sqrt[3]{59,4} = 36\,682 \text{ N}$$

=> předběžně volím kuličkové **LOŽISKO 6215** dle ČSN 02 4630.



Obr. 60. Model ložiska na hnaném hřídeli.

Parametry ložiska:

$d = 75 \text{ mm}$ ,  $D = 130 \text{ mm}$ ,  $B = 25 \text{ mm}$ ,  $C = 51\,000 \text{ N}$ ,  $C_o = 40\,500 \text{ N}$

$$F_a = 0 \text{ N}$$

$$F_r = 9401,3 \text{ N}$$

$$e = 0,4$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{0}{9401,3} = 0 < e$$

=>  $X = 1$ ,  $Y = 0$

$$P_r = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1 \cdot 9401,3 + 0 \cdot 0 = 9401,3 \text{ N}$$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_r}\right)^{10/3} = \left(\frac{51000}{9401,3}\right)^{10/3} = 280,5 \text{ mil. ot.} \Rightarrow \text{ložisko vyhovuje}$$

$$L_h = \frac{L_{10} \cdot 10^6}{f_3 \cdot 3600} = \frac{280,5 \cdot 10^6}{0,33 \cdot 3600} = 236\,111 \text{ hod.} \Rightarrow \text{ložisko vyhovuje}$$

$$C_v = P_r \cdot \sqrt[3]{\frac{L_h \cdot n_1 \cdot 3,6}{1000}} = 9401,3 \cdot \sqrt[3]{\frac{50000 \cdot 0,33 \cdot 3,6}{1000}} = 36\,682 \text{ N}$$

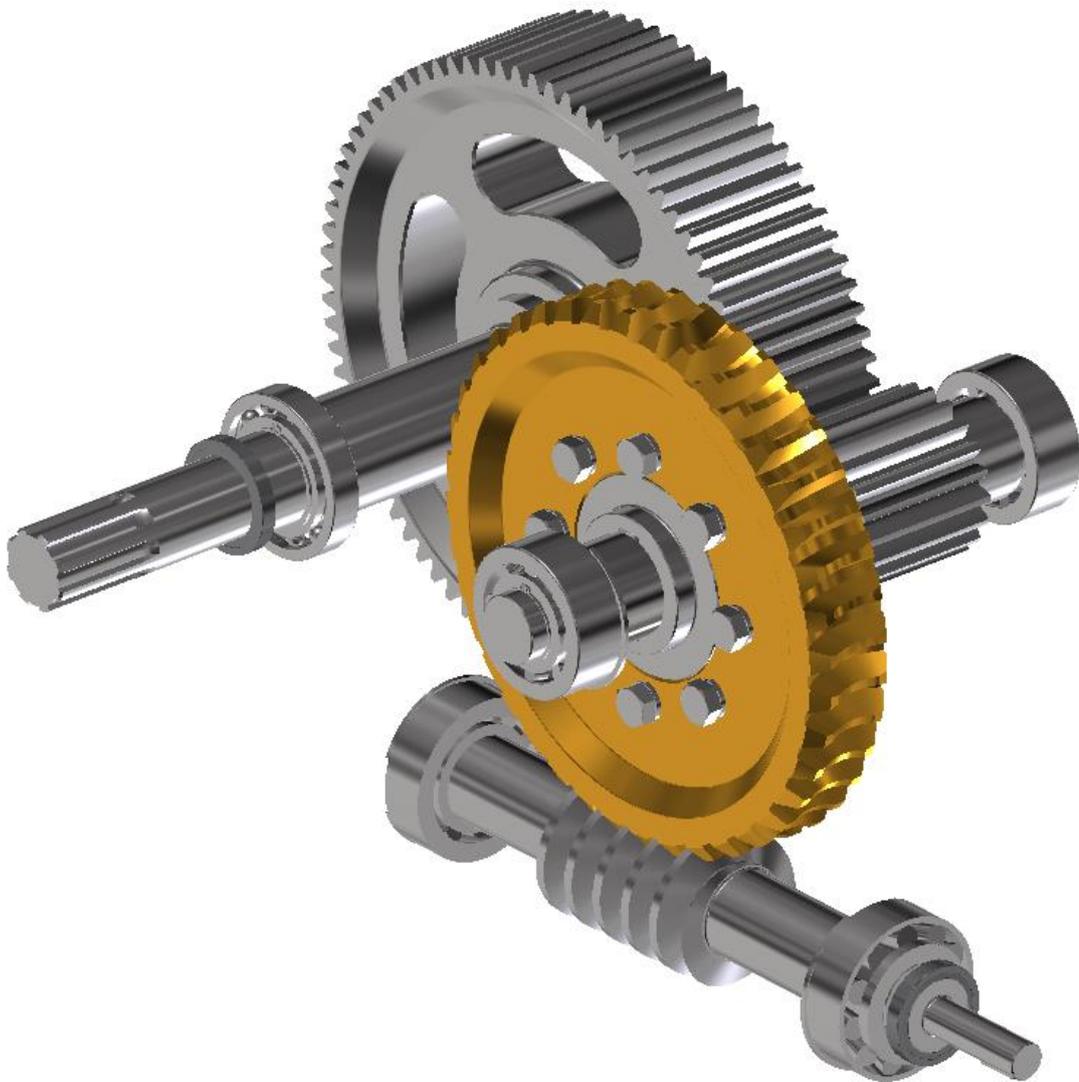
$C_v < C \Rightarrow$  **ložisko vyhovuje**

### 6.4.3.3 Délka drážkování pod pojistnou spojkou

Průměr konce hřídele =>  $d_3 = 65 \text{ mm}$ , volím podle [6] **ROVNOBOKÉ DÁŽKOVÁNÍ 8 x 56g7 x 65a11 x 8f7 ČSN ISO 01 4942.**

$$l = \frac{\frac{4 \cdot M_k}{D_d + d_d}}{0,75 \cdot N \cdot \frac{D_d - d_d}{2} \cdot p_d} = \frac{\frac{4 \cdot 2940703}{65 + 56}}{0,75 \cdot 8 \cdot \frac{65 - 56}{2} \cdot 100} = 36 \text{ mm}$$

=> volím délku drážkování  $l = 80 \text{ mm}$ .



Obr. 61. Model šnekového a čelního soukolí.

## 7 POJISTNÁ SPOJKA



Obr. 62. Model pojistné spojky.

Materiál pojistné spojky volím 1.0050 (11 500).

Průměr hřídele pod spojkou:

$$\tau_{Dk} = \frac{M_k}{W_k} \Rightarrow d_s = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k4} \cdot \eta}{\pi \cdot \tau_{Dk}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 3\,115\,458 \cdot 0,8}{\pi \cdot 70}} = 56,6 \text{ mm}$$

=> volím  $d_s = 65 \text{ mm}$ .

Roztečný průměr spojky:

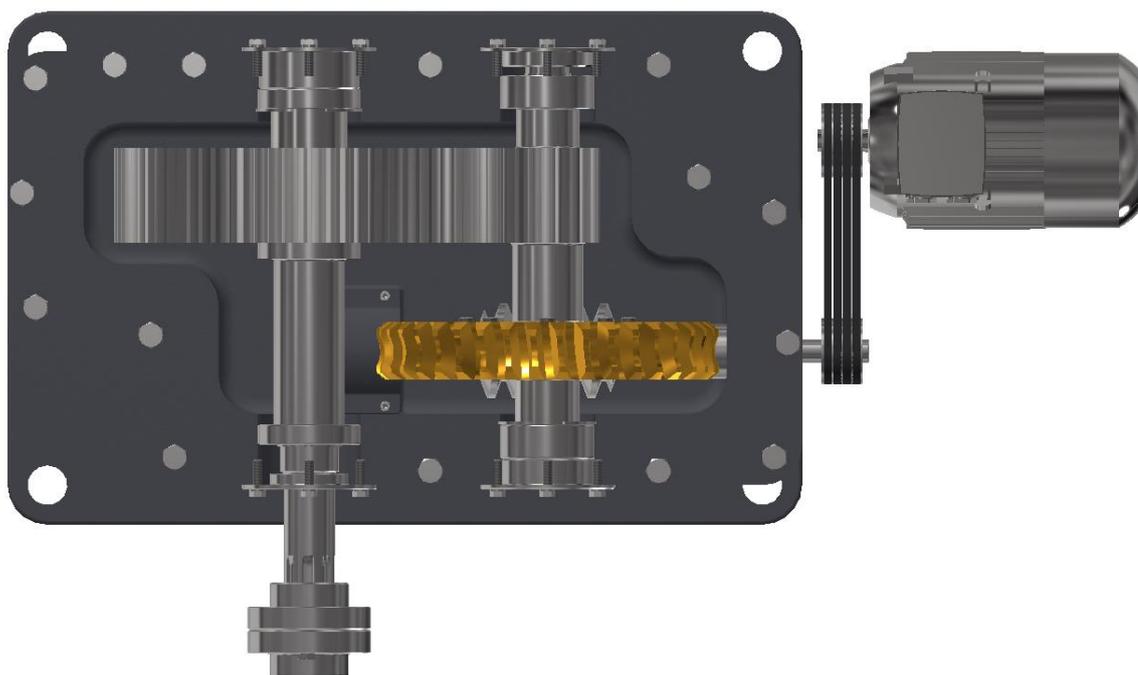
$$D_s = 2 \cdot d_s = 2 \cdot 65 = 130 \text{ mm}$$

Návrh střížného kolíku:

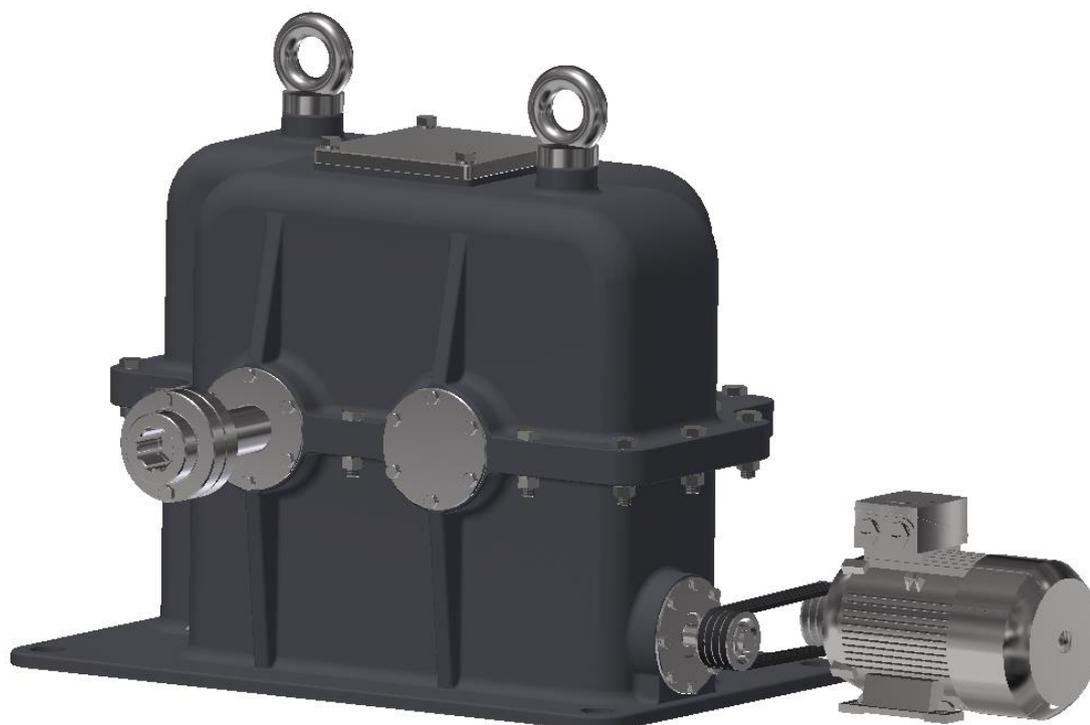
$$F_k = \frac{2 \cdot M_{k4} \cdot \eta}{130} = \frac{2 \cdot 3\,115\,458 \cdot 0,8}{130} = 38\,344 \text{ N}$$

$$\tau_{Ds} \geq \frac{F_k}{S} \Rightarrow d_k = \sqrt{\frac{4 \cdot F_k}{\pi \cdot \tau_{Ds} \cdot n}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 38\,344}{\pi \cdot 600 \cdot 2}} = 6 \text{ mm}$$

=> volím podle [6] **KOLÍK 8 x 40 B ISO 2338 – St.**



*Obr. 63. Model pohonu výrobního stroje.*



*Obr. 64. Kompletní model pohonu, pojistné spojky a elektromotoru.*

## 8 MONTÁŽ PŘEVODOVKY

Pohon výrobního stroje se skládá z dvoustupňové převodovky, ve které první převodový stupeň tvoří šnekové soukolí s válcovým šnekem a globoidním šnekovým kolem. Druhý převodový stupeň tvoří čelní soukolí se zuby přímými. Hnací hřídel, na kterém je vyrobený šnek, je umístěn pod spolu zabírající šnekové kolo. Tato hřídel je uložena v jednořadých kuželíkových ložiskách, které přenášejí i axiální síly. Ložiska jsou proti posunu zajištěna hřídelovými kroužky. Na předlohovém hřídeli je nasunuto globoidní šnekové kolo, které přenáší kroutící moment pomocí dvou těsných per a je zajištěno proti pousnutí distančním kroužkem. Pastorek vyrobený na předlohovém hřídeli, je uložen ve dvouřadých soudečkových ložiskách, zajištěných taktéž pomocí pojistných kroužků. Ozubené kolo, spolu zabírající s pastorkem, je nasazeno na hnaném hřídeli a zajištěno proti posunutí druhým distančním kroužkem. Kroutící moment se přenáší pomocí čtyř per, umístěných pod tímto kolem. Hnaný hřídel je ve skříni uložen pomocí dvou kuličkových ložisek, zajištěných pojistnými kroužky. Dělicí rovinu skříně tvoří osa předlohového a hnaného hřídele. Na horní skříni se nacházejí dva závěsné šrouby pro lepší manipulaci. Olejznak pro kontrolu hladiny oleje se spolu s vypouštěcím šroubem nachází na skříni spodní. Horní a spodní skříň jsou spolu pevně sešroubovány. Na stranách skříně jsou pomocí šroubů připevněna víka. Průchozí víka na hnacím a hnaném hřídeli jsou proti unikání oleje utěsněny těsněním.

## 9 MAZÁNÍ PŘEVODOVKY

Při mazání šnekových převodovek se používá olej s vysokou viskozitou a únosností mazacího filmu. Zvolen byl olej ISO VG 460, sloužící pro velké zatížení se středními rychlostmi. Tento typ syntetického oleje se nesmí míchat s oleji minerálními.

Převodovka je tímto olejem naplněna po osu šneku, čímž je zajištěn přísun oleje do míst záběru. Čelní ozubené kolo taktéž brodí v olejové lázni a zajišťuje dostatečné mazání. Valivá ložiska jsou mazána rozstříkem oleje.

## ZÁVĚR

Práce je zaměřena na ozubené převody, konkrétně čelní soukolí s přímými zuby a soukolí šnekové s globoidním šnekem, které je v těchto převodech nejefektivnější.

V teoretické části je popsáno rozdělení mechanických převodů a jejich základní výpočtové vztahy. Dále je práce zaměřena na konstrukci, výběr nejvhodnějších materiálů a samostatnou výrobu těchto převodů. Nezbytnou částí je i popis provozu a údržby převodů, kde jsou objasněna možná poškození zubů, nebo také jejich obsluha a montáž. V neposlední řadě popisuje konstrukci převodových skříní a zabývá se i pojistnými hřídelovými spojkami.

Praktická část obsahuje samotný návrh a výpočet pohonu výrobního stroje, který tvoří řemenový pohon, dvoustupňová převodovka a pojistná kolíková spojka. Na základě zadání byl jako první zvolen nevybušný trojfázový, asynchronní dvoupólový motor s vysokou účinností IE3, s označením SIEMENS 1LE1023 – 1CA0. Z parametrů motoru byl navržen vhodný řemenový převod a následně dvoustupňová převodovka. První převodový stupeň převodovky tvoří šnekové soukolí s válcovým šnekem a globoidním kolem, druhý je tvořen čelním soukolím s přímými zuby. Tento celý dvoustupňový převod je uložen v převodové skříní. V poslední fázi praktické části byla navržena pojistná kolíková spojka.

Výsledkem návrhů je vytvořený model a jeho výrobní dokumentace v programu Autodesk Inventor 2018. V tomto programu byla pro konstrukci a výpočet využita moderní metoda a to, funkce modulu Design Accelerator, pomocí kterého byly srovnané vypočítané výsledky.

Tyto výsledky jsou si velice podobné. Dále byla použita funkce generátoru hřídelí, přes kterou byly zjištěny hodnoty sil a momentů působících na hřídelích. Výsledky z této funkce se také přiblížily hodnotám získaných z vlastního výpočtu.

Práce obsahuje technické výpočty, obrázky, tabulky, výkresy a názorné obrázky modelů využitých v modelu pohonu.

**SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY**

- [1] KOCHMAN, Josef a Alfred BOLEK. *Části strojů*. 5. přeprac. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1990, 707 s. Technický průvodce. ISBN 80-03-00426-8.
- [2] KŘÍŽ, Rudolf. *Stavba a provoz strojů*. Praha: SNTL - Státní nakladatelství technické literatury, 1978, 174 s. Řada strojírenské literatury.
- [3] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: mechanické převody*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1999, 174 s. ISBN 8001019349.
- [4] 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
- [5] HELLER, Josef a Zdeněk HUŠKA: *Strojní součásti II: pro střední průmyslové školy strojírenské*. 1. vyd. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1986, 120 s.
- [6] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008, xiv, 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [7] PEŠÍK, Lubomír. *Části strojů: stručný přehled*. Vyd. 4., dopl. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2010, 2 sv. (226, 236 s.). ISBN 978-80-7372-573-0.
- [8] KŘÍŽ, Rudolf. *Stavba a provoz strojů*. Praha: SNTL, 1977, 323 s. Řada strojírenské literatury. ISBN (váz.).
- [9] KEMKA, V., BARTÁK, J., MILČÁK, P., ŽITEK, P. *Stavba a provoz strojů, stroje a zařízení*. Informatorium, Praha, 2009, ISBN 978-80-7333-075-0.
- [10] LUKOVICS, Imrich, Libuše SÝKOROVÁ a František VOLEK. *Části a mechanismy strojů*. V Brně: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta technologická ve Zlíně, 2000, 185 s. ISBN 80-214-1566-5.

## Internetové zdroje:

- [11] TIŠŠÍ A LEHČÍ OZUBENÁ KOLA. *MM Průmyslové spektrum*. [online]. Praha: MM Publishing, 2011 [cit. 2011-09-20] Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/tissi-a-lehci-ozubena-kola.html>
- [12] SIEMENS. *Elektromotory: Katalog D 81.1 SIMOTICS (2016)*. [online]. Dostupné z: [http://stest1.etnetera.cz/ad/current/content/data\\_files/technika\\_pohonu/motory/nizkonapetove\\_standardni\\_motory/D81\\_1-2016\\_cz.pdf](http://stest1.etnetera.cz/ad/current/content/data_files/technika_pohonu/motory/nizkonapetove_standardni_motory/D81_1-2016_cz.pdf)

**SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK**

$a$	[mm]	osová vzdálenost
$A$	[mm]	osová vzdálenost řemenic
$B$	[mm]	šířka ložiska
$b$	[mm]	šířka ozubení, šířka pera
$b_d$	[mm]	koeficient při kontrole v otačení
$b_o$	[mm]	koeficient při kontrole v ohybu
$c$	[-]	materiálový součinitel
$c$	[N]	základní únosnost dynamická
$c_a$	[mm]	hlavová vůle
$c_o$	[N]	základní únosnost statická
$c_{d3}$	[N]	únosnost zubu pastorku v tlaku
$c_{d4}$	[N]	únosnost zubu kola v tlaku
$c_{o3}$	[N]	únosnost zubu pastorku v ohybu
$c_{o4}$	[N]	únosnost zubu kola v ohybu
$c_{min}$	[N]	minimální únosnost
$c_v$	[N]	vypočítaná únosnost ložiska
$c_1$	[-]	součinitel úhlu opásání
$c_2$	[-]	součinitel provozního zatížení
$c_3$	[-]	součinitel délky klínového řemene
$D$	[mm]	průměr roztečné kružnice, vnější průměr ložiska
$D_a$	[mm]	průměr hlavové kružnice
$D_f$	[mm]	průměr patní kružnice
$D_p$	[mm]	výpočtový průměr velké řemenice
$D_s$	[mm]	roztečný průměr na spojce

$d$	[mm]	vnitřní průměr ložiska, minimální průměr hřídele
$d_k$	[mm]	průměr kolíku
$d_p$	[mm]	výpočtový průměr malé řemenice
$d_s$	[mm]	průměr pod spojkou
$d_w$	[mm]	průměr šroubového válce šneku
$e$	[-]	porovnávací koeficient
$F_a$	[N]	axiální síla
$F_D$	[N]	dovolená síla
$F_{Dd}$	[N]	dovolená síla při kontrole na otláčení
$F_{Do}$	[N]	dovolená síla při kontrole na ohyb
$F_N$	[N]	síla napínající řemen
$F_o$	[N]	obvodová síla
$F_r$	[N]	radiální síla
$F_{\ddot{r}}$	[N]	síla od řemenice
$F_k$	[N]	síla působící na kolík
$F_v$	[N]	výsledná síla
$f$	[s <sup>-1</sup> ]	ohybová frekvence
$f$	[-]	koeficient tření
$h$	[mm]	výška zubu
$h_a$	[mm]	výška hlavy zubu
$h_f$	[mm]	výška paty zubu
$i$	[-]	převodový poměr
$i_c$	[-]	celkový převodový poměr
$i_{\ddot{r}}$	[-]	převodový poměr řemenice
$k_o$	[-]	materiálový součinitel při ohybu

$k_d$	[-]	materiálový součinitel při otlačení
$k$	[-]	bezpečnost
$l$	[mm]	délka pera
$l_{min}$	[mm]	minimální délka šneku
$L_p$	[mm]	délka klínového řemene
$L_h$	[hod.]	trvanlivost ložisek
$M_k$	[N·mm]	krouticí moment
$M_{kdov}$	[N·mm]	dovolený krouticí moment
$M_{omax}$	[N·mm]	maximální ohybový moment
$M_{ored}$	[N·mm]	ohybový moment redukovaný
$m$	[mm]	modul
$m_n$	[mm]	normálový modul
$m_t$	[mm]	čelní modul
$m_x$	[mm]	osový modul
$n$	[min <sup>-1</sup> ]	otáčky
$n_N$	[min <sup>-1</sup> ]	jmenovité otáčky motoru
$o$	[mm]	obvod roztečné kružnice
$P$	[W]	výkon
$P_D$	[W]	dovolený výkon
$P_N$	[W]	jmenovitý výkon
$P_r$	[N]	zatížení ložiska
$P_{SK}$	[W]	skutečný výkon
$p$	[MPa]	tlak
$p$	[mm]	rozteč zubů
$p_n$	[mm]	normálová rozteč

$p_t$	[mm]	čelní rozteč
$p_x$	[mm]	osová rozteč
$p_d$	[MPa]	dovolený tlak
$q$	[-]	součinitel velikosti šneku
$R$	[mm]	poloměr
$R_A$	[N]	reakce v místě A
$R_B$	[N]	reakce v místě B
$r_o$	[-]	rychlostní součinitel pro ohyb
$r_d$	[-]	rychlostní součinitel pro otláčení
$s$	[mm]	tloušťka zubu
$t_1$	[mm]	tloušťka pera v náboji
$U$	[-]	koeficient
$v$	[m · s <sup>-1</sup> ]	obvodová rychlost
$v^*$	[-]	hlavové převýšení
$W_k$	[mm <sup>3</sup> ]	průřezový modul v krutu
$X$	[-]	koeficient
$x$	[mm]	vzdálenost
$Y$	[-]	koeficient
$y$	[mm]	vzdálenost
$y_o$	[-]	tvarový součinitel pro ohyb
$y_d$	[-]	tvarový součinitel pro otláčení
$z$	[-]	počet klínových řemenů, počet zubů
$z_M$	[-]	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, vrubový součinitel
$\gamma$	[°]	úhel stoupání
$\eta$	[-]	účinnost
$\eta_{(PN)}$	[-]	účinnost motoru
$\pi$	[-]	Ludolfovo číslo
$\sigma$	[MPa]	normálové napětí
$\sigma_{Do}$	[MPa]	dovolené napětí v ohybu
$\tau$	[MPa]	tečné napětí
$\tau_{Dk}$	[MPa]	dovolené napětí v krutu
$\psi$	[-]	skluz, poměrná šířka
$\omega$	[rad · s <sup>-1</sup> ]	úhlová rychlost
$\varphi$	[°]	úhel tření
$\kappa$	[-]	rozměrový součinitel

## SEZNAM OBRÁZKŮ

<i>Obr. 1. Rozdělení převodů [2].</i>	12
<i>Obr. 2. Schéma složeného převodu [2].</i>	14
<i>Obr. 3. Silové poměry složeného převodu [3].</i>	15
<i>Obr. 4. Typy ozubených kol a soukolí [3].</i>	16
<i>Obr. 5. Evolventní profil zubu.</i>	18
<i>Obr. 6. Cykloidní profil boku zubu.</i>	19
<i>Obr. 7. Rychlostní poměry ozubených kol [2].</i>	20
<i>Obr. 8. Úhel a čára záběru [3].</i>	21
<i>Obr. 9. Tvary bočních křivek [5].</i>	22
<i>Obr. 10. Základní údaje čelního ozubení [6].</i>	22
<i>Obr. 11. Základní profil ozubeného hřebene [3].</i>	24
<i>Obr. 12. Korekce ozubení [1].</i>	25
<i>Obr. 13. Podřezání paty zubu [2].</i>	26
<i>Obr. 14. Boční vůle [2].</i>	26
<i>Obr. 15. Šnekové soukolí [7].</i>	27
<i>Obr. 16. Rozdělení šnekových soukolí [2].</i>	28
<i>Obr. 17. Šnek spirální (Archimédův) [2].</i>	28
<i>Obr. 18. Šnek obecný [2].</i>	29
<i>Obr. 19. Šnek evolventní [2].</i>	29
<i>Obr. 20. Silové poměry ve šnekovém soukolí [2].</i>	30
<i>Obr. 21. Diagram účinnosti pro šneková soukolí s válcovým šnekem [2].</i>	31
<i>Obr. 22. Úhly sklonu a úhly stoupání [1].</i>	32
<i>Obr. 23. Rozvinutý plášť roztečného válce [1].</i>	33
<i>Obr. 24. Základní geometrické prvky šneků [3].</i>	35
<i>Obr. 25. Výroba kola bez posunutí a kola s posunutím [3].</i>	35
<i>Obr. 26. Teoretický mezní stav [1].</i>	36
<i>Obr. 27. Diagram převodových poměrů i pro úhly profilů 15° a 20° [1].</i>	37
<i>Obr. 28. Provedení šneků [2].</i>	38
<i>Obr. 29. Konstrukce šnekových kol [2].</i>	39
<i>Obr. 30. Obrábění tvarovým nástrojem.</i>	41
<i>Obr. 31. Obrábění hřebenovým nožem.</i>	42
<i>Obr. 32. Princip frézování odvalovacím způsobem.</i>	42

<i>Obr. 33. Tvorba pittingu na bocích zubů [2].</i>	44
<i>Obr. 34. Zadírání boků zubů [2].</i>	44
<i>Obr. 35. Tišší a lehčí ozubené kolo [11].</i>	46
<i>Obr. 36. Kontrola záběru šnekových převodů barvou [2].</i>	48
<i>Obr. 37. Rozměry pro litinovou skříň [1].</i>	49
<i>Obr. 38. Příklad konstrukce dvoustupňové převodovky [1].</i>	50
<i>Obr. 39. Pojistná spojka se střížnými kolíky [8].</i>	51
<i>Obr. 40. Vysmekovací kuličková spojka [8].</i>	52
<i>Obr. 41. Prokluzovací lamelová spojka [8].</i>	52
<i>Obr. 42. Schéma pohonu výrobního stroje.</i>	54
<i>Obr. 43. Model řemenového převodu.</i>	57
<i>Obr. 44 Výpočet řemenic v programu Autodesk Inventor 2018.</i>	58
<i>Obr. 45. Model pohonu se šnekovou převodovkou a pojistnou spojkou.</i>	59
<i>Obr. 46. Model šnekového soukolí.</i>	60
<i>Obr. 47. Návrh šnekového soukolí v programu Autodesk Inventor 2018.</i>	64
<i>Obr. 48. Výpočet šnekového soukolí v programu Autodesk Inventor 2018.</i>	65
<i>Obr. 49. Model čelního soukolí.</i>	66
<i>Obr. 50. Návrh čelního soukolí v programu Autodesk Inventor 2018.</i>	69
<i>Obr. 51. Výpočet čelního soukolí v programu Autodesk Inventor 2018.</i>	69
<i>Obr. 52. Průběh sil a ohybových momentů na hnacím hřídeli.</i>	70
<i>Obr. 53. Model pera pod řemenicí.</i>	71
<i>Obr. 54. Model ložiska na hnacím hřídeli.</i>	72
<i>Obr. 55. Průběh sil a ohybových momentů na předlohovém hřídeli.</i>	73
<i>Obr. 56. Model pera pod šnekovým kolem</i>	74
<i>Obr. 57. Model ložiska na předlohovém hřídeli.</i>	75
<i>Obr. 58. Průběh sil a ohybových momentů na hnaném hřídeli.</i>	76
<i>Obr. 59. Model pera pod čelním kolem</i>	77
<i>Obr. 60. Model ložiska na hnaném hřídeli.</i>	78
<i>Obr. 61. Model šnekového a čelního soukolí.</i>	79
<i>Obr. 62. Model pojistné spojky.</i>	80
<i>Obr. 63. Model pohonu výrobního stroje.</i>	81
<i>Obr. 64. Kompletní model pohonu, pojistné spojky a elektromotoru.</i>	81

**SEZNAM TABULEK**

<i>Tab. 1. Normalizované moduly ozubení <math>m</math> [mm]</i> .....	23
<i>Tab. 2. Hodnoty poměrného hlavového převýšení <math>v^*</math> [1]</i> .....	34
<i>Tab. 3. Vlastnosti řemene v programu Autodesk Inventor 2018.</i> ....	58
<i>Tab. 4. Společné parametry šnekového soukolí v Autodesk Inventor 2018.</i> .....	65

**SEZNAM PŘÍLOH**

Výrobní dokumentace:

P I	BP – 2019 – 01 – 001	SESTAVA PŘEVODOVKY 1
P II	BP – 2019 – 01 – 002	SESTAVA PŘEVODOVKY 2
P III	BP – 2019 – 01 – 003	SESTAVA PŘEVODOVKY 3
P IV	BP – 2019 – 01 – 00K	KUSOVNÍK PŘEVODOVKY
P V	BP – 2019 – 02 – 00	SESTAVA POJISTNÉ SPOJKY
P VI	BP – 2019 – 02 – 00K	KUSOVNÍK POJISTNÉ SPOJKY
P VII	BP – 2019 – 01 – 01	HNACÍ HŘÍDEL
P VIII	BP – 2019 – 01 – 02	ŠNEKOVÉ KOLO
P IX	BP – 2019 – 01 – 03	NÁBOJ ŠNEKOVÉHO KOLA
P X	BP – 2019 – 01 – 04	PŘEDLOHOVÝ HŘÍDEL
P XI	BP – 2019 – 01 – 05	OZUBENÉ KOLO
P XII	BP – 2019 – 01 – 06	HNANÝ HŘÍDEL
P XIII	BP – 2019 – 01 – 07	SPODNÍ SKŘÍŇ
P XIV	BP – 2019 – 01 – 08	HORNÍ SKŘÍŇ
P XV	BP – 2019 – 01 – 09	DISTANČNÍ KROUŽEK 1
P XVI	BP – 2019 – 01 – 10	DISTANČNÍ KROUŽEK 2
P XVII	BP – 2019 – 01 – 11	PŘÍDRŽNÝ DÍL
P XVIII	BP – 2019 – 01 – 12	VRCHNÍ KRYT
P XIX	BP – 2019 – 01 – 13	OLEJOZNAK
P XX	BP – 2019 – 01 – 14	ŠROUB PRO VÝPUST OLEJE
P XXI	BP – 2019 – 01 – 15	VÍKO 1
P XXII	BP – 2019 – 01 – 16	VÍKO 2
P XXIII	BP – 2019 – 01 – 17	VÍKO 3
P XXIV	BP – 2019 – 01 – 18	VÍKO 4

P XXV	BP – 2019 – 01 – 19	VÍKO 5
P XXVI	BP – 2019 – 01 – 20	MALÁ ŘEMENICE
P XXVII	BP – 2019 – 01 – 21	VELKÁ ŘEMENICE
P XXVIII	BP – 2019 – 02 – 01	LEVÝ KOTOUČ SPOJKY
P XXIX	BP – 2019 – 02 – 02	PRAVÝ KOTOUČ SPOJKY
P XXX	BP – 2019 – 02 – 03	STŘIŽNÉ POUZDRO
P XXXI	BP – 2019 – 02 – 04	STŘIŽNÝ KOLÍK

## Elektronické přílohy:

P XXXII	3D MODEL POHONU V AUTODESK INVENTOR 2018
P XXXIII	3D MODEL POJISTNÉ SPOJKY V AUTODESK INVENTOR 2018
P XXXIV	3D MODEL ŘEMENOVÉHO PŘEVODU V AUTODESK INVENTOR 2018