

**TECHNICKÁ UNIVERZITA V KOŠICIACH
STROJNÍCKA FAKULTA**

**KONŠTRUOVANIE STROJOV
PREVODY**

**doc. Ing. Silvia MALÁKOVÁ, PhD.
Ing. Daniela KEPEŇ HARACHOVÁ, PhD.**

Technická univerzita v Košiciach

2023

POĎAKOVANIE

Podakovanie patrí grantovej agentúre KEGA, ktorá prostredníctvom projektu: KEGA 029TUKE-4/2021 - Implementácia moderných edukačných prístupov pri konštruovaní prevodových mechanizmov, podporila vydanie tejto učebnice.

AUTORKY:

doc. Ing. Silvia MALÁKOVÁ, PhD.
Ing. Daniela KEPEN HARACHOVÁ, PhD.

Konštruovanie strojov - PREVODY

RECENZENTI:

prof. Ing. Marián DZIMKO, CSc.
prof. Ing. Peter FRANKOVSKÝ, PhD.

ISBN 978-80-553-4448-5

© Silvia Maláková, 2023

OBSAH

OBSAH	3
POUŽITÉ OZNAČENIA A VELIČINY	6
ZOZNAM DOLNÝCH INDEXOV	8
PREDHOVOR	9
1 PREVODOVÉ MECHANIZMY – DEFINÍCIA, ROZDELENIE	10
<i>MALÁKOVÁ Silvia</i>	
1.1 Prevodový pomer jednoduchého prevodu	11
1.2 Prevodový pomer viacnásobného prevodu	12
1.3 Účinnosť v mechanických prevodoch	13
2 OZUBENÉ PREVODY – ZÁKLADNÉ POJMY	14
<i>MALÁKOVÁ Silvia</i>	
2.1 Rozdelenie ozubených prevodov	14
2.2 Základné pojmy evolventného ozubenia	16
2.2 Základný princíp tvorby ozubenia	17
2.3 Výroba evolventného ozubenia	18
2.4 Geometria evolventy	21
2.5 Geometrické parametre čelených ozubených kolies s priamymi zubami	22
2.6 Hrúbka zuba a polomer špicatosti zuba	23
2.7 Podmienky správneho záberu ozubených kolies	24
2.8 Sklzové pomery, rýchlostné pomery a merné sklízy	26
2.9 Definovanie dráhy a trvanie záberu, záberové pomery v ideálnom evolventnom ozubení	29
3 KOREKČIE EVOLVENTNÝCH OZUBENÝCH KOLIES	32
<i>MALÁKOVÁ Silvia</i>	
3.1 Primárna interferencia	32
3.2 Korekcia ozubeného kolesa pre zabránenie podrezania zuba pre výrobe	35
3.3 Korekcia ozubeného súkolesia posunutím profilu	41
3.3.1 Korekcia súkolesia VN	41
3.3.2 Korekcia súkolesia V	43
4 ČELNÉ OZUBENÉ SÚKOLESIA	47
<i>MALÁKOVÁ Silvia</i>	
4.1 Geometrické parametre čelených ozubených kolies so šikmými zubami	50
4.2 Náhradné-virtuálne ozubené koleso	52
4.3 Záberové pomery v čelnom ozubenom súkolesí so šikmými zubami	53

4.4 Silové pomery v čelnom ozubení s priamymi zubami	54
4.5 Silové pomery v čelnom ozubení so šikmými zubami.....	56
5 KUŽELOVÉ OZUBENÉ SÚKOLESIA.....	58
<i>MALÁKOVÁ Silvia</i>	
5.1 Rozdelenie kužeľových ozubených kolies	59
5.2 Geometrické parametre kužeľových ozubených kolies s rovnými zubami	61
5.3 Silové pomery v kužeľovom ozubenom súkolesí s rovnými zubami	64
5.4 Záberové pomery v kužeľovom ozubenom súkolesí s rovnými zubami	66
6 ZÁVITOVKOVÉ OZUBENÉ SÚKOLESIA	68
<i>MALÁKOVÁ Silvia</i>	
6.1 Typy valcových závitoviek	70
6.2 Geometrické parametre závitovkových súkolesí.....	71
6.3 Silové pomery v závitovkových súkolesiach	73
7 HARMONICKÉ OZUBENÉ SÚKOLESIA	78
<i>KEPEŇ HARACHOVÁ Daniela</i>	
7.1 Konštrukcia a komponenty harmonickej prevodovky	78
7.1.1 Generátor vln (WG)	80
7.1.2 Pružné ozubené koleso (FS).....	80
7.1.3 Tuhé ozubené koleso (CS)	81
7.2 Princíp činnosti harmonickeho prevodu.....	82
7.3 Konfigurácia generátora vln.....	83
7.4 Tuhosť prevodu, mŕtvy chod a kinematická presnosť chodu.....	86
7.4.1 Mŕtvy chod – Backlash	88
7.5 Zásady návrhu harmonickeho prevodu	90
7.6 Aplikácie harmonickech pohonov v rôznych oblastiach	93
8 MATERIÁL OZUBENÝCH KOLIES	95
<i>MALÁKOVÁ Silvia</i>	
9 REŤAZOVÉ PREVODY	98
<i>KEPEŇ HARACHOVÁ Daniela</i>	
9.1 Všeobecná charakteristika.....	98
9.2 Druhy reťazí	99
9.3 Kinematické pomery v reťazovom prevode.....	102
9.4 Silové pomery v reťazovom prevode	104
9.4.1 Navrhovanie prevodov s puzdrovými a s valčekovými reťazami	105
9.5 Konštrukcia reťazových kolies.....	110

10 REMEŇOVÉ PREVODY.....	113
<i>KEPEŇ HARACHOVÁ Daniela</i>	
10.1 Všeobecná charakteristika.....	113
10.2 Druhy remeňov.....	114
10.3 Remenice.....	117
10.4 Remeňové prevody.....	119
10.4.1 Výpočet remeňových prevodov	119
10.5 Silové pomery, napätia a predpätie v remeňových prevodoch...	124
10.6 Minimálny uhol opásania, súčiniteľ trenia a ohybová frekvencia	
.....	129
POUŽITÁ LITERATÚRA.....	130

POUŽITÉ OZNAČENIA A VELIČINY

a	mm	osová vzdialenosť
a_x	ms ⁻²	zrýchlenie
a_w	mm	pracovná osová vzdialenosť
b	mm	šírka ozubenia
c_a	mm	hlavová vôľa
c_a^*	-	súčiniteľ hlavovej vôle
c_1	-	súčiniteľ uhla opásania remeňa
c_2	-	prevádzkový súčiniteľ remeňa
c_3	-	súčiniteľ dĺžky klinového remeňa
d	mm	priemer rozstupovej kružnice
d_a	mm	priemer hlavovej kružnice
d_f	mm	priemer päťnej kružnice
d_b	mm	priemer základnej kružnice
e	mm	šírka zubovej medzery na rozstupovej kružnici
h	mm	výška zuba
h_a	mm	výška hlavy zuba
h_a^*	-	súčiniteľ výšky hlava zuba
h_f	mm	výška päty zuba
i	-	prevodový pomer
k_s	-	súčiniteľ statickej bezpečnosti reťaze
k_d	-	súčiniteľ dynamickej bezpečnosti
m	mm	modul
m_n	mm	modul v normálovej rovine
m_x	mm	modul v osovej rovine
m_t	mm	modul v čelnej rovine
n	s ⁻¹	otáčky
n_1	s ⁻¹	vstupné otáčky
n_2	s ⁻¹	výstupné otáčky
p	mm	rozstup zubov
p_n	mm	rozstup v normálovej rovine
p_x	mm	rozstup v osovej rovine
p_t	mm	rozstup v čelnej rovine

Konštruovanie strojov - PREVODY

p_b	mm	rozstup na základnej kružnici
r	mm	polomer rozstupovej kružnice
r_a	mm	polomer hlavovej kružnice
r_b	mm	polomer základnej kružnice
r_f	mm	polomer zaoblenia pätnjej prechodovej krivky zuba polomer pätnjej kružnice
r_f^*	-	súčiniteľ polomeru zaoblenia prechodovej krivky
s	mm	hrúbka zuba na rozstupovej kružnici
s_a	mm	hrúbka zuba na hlavovej kružnici
v	ms ⁻¹	rýchlosť
v_A	ms ⁻¹	obvodové rýchlosti
v_k	ms ⁻¹	klzná rýchlosť
x	-	jednotkové posunutie nástroja pri korekcii
z	-	počet zubov
z_{min}	-	medzný počet zubov
z_n	-	počet zubov virtuálneho kolesa
z_k	-	počet zubov tuhého kolesa
z_{FS}	-	počet zubov pružného kolesa
A	J	práca
C	-	valivý bod záberu
D	mm	priemer trecieho kolesa
F	N	sila
F_o	N	obvodová sila
F_a	N	axiálna sila
F_r	N	radiálna sila
F_N	N	výsledná sila pôsobiaca na bok zuba
L_p	mm	stredná dĺžka remeňa
M_k	Nm	krútiaci moment
P	W	výkon
P_T	W	stratový výkon
S	mm ²	plocha klba reťaze
X	mm	posunutie nástroja pri korekcii
α	°	uhol záberu
α_n	°	uhol záberu v normálovej rovine

α_t	°	uhol záberu v čelnej rovine
β	°	uhol sklonu zubov
γ	°	uhol stúpania závitovky
ε	-	súčiniteľ trvania záberu
ε_β	-	súčiniteľ záberu kroku
ε_{at}	-	súčiniteľ záberu v čelnej rovine
ξ	-	súčiniteľ pomerných strát
η	-	účinnosť
ω	s ⁻¹	uhlová rýchlosť
κ	-	súčiniteľ výkonu
σ_o	Pa	ohybové napätie
σ_s	Pa	výpočtové napätie
τ_k	Pa	napätie v krute
Ψ	-	súčiniteľ šírky zuba súčiniteľ merného sklzu

ZOZNAM DOLNÝCH INDEXOV

1	vstupný člen, hnacie koleso
2	výstupný člen, hnané koleso
a	hlavový priemer axiálna sila
b	základný
f	pätný
n	normálový
N	výsledná sila
o	obvodová sila
r	radiálna sila
v	virtuálny
t	čelný
x	osový

PREDHOVOR

Vysokoškolskú učebnicu „Konštruovanie strojov – Prevody“ treba považovať za učebnú pomôcku, ktorá poskytuje informácie o prevodových mechanizmoch, ozubených prevodoch, korekcii ozubených súkolesí, konštrukčnom návrhu jednotlivých typov ozubených prevodov, harmonických prevodoch, materiáloch ozubených kolies, konštrukčnom návrhu remeňových prevodov a reťazových prevodoch.

Učebnica je určená pre študentov všetkých študijných programov prvého, druhého a tretieho stupňa vysokoškolského štúdia na Strojníckej fakulte Technickej univerzity v Košiciach a fakultách technického zamerania. Je určená ako učebná pomôcka v študijných predmetoch „Konštruovanie strojov – prevody“, „Základy konštruovania strojov a strojových súčiastok“ „Základy konštruovania“ a „Prevodové systémy“.

Obsahovo je zameraná na výklad výpočtových postupov pre optimálny návrh a dimenzovanie mechanických prevodov.

Ďalším cieľom predkladanej publikácie je rozvíjať logické myslenie a algoritmické myslenie študenta tak, aby videli konečný cieľ svojho snaženia pri návrhu prevodového mechanizmu vo výsledku vhodnom pre realizáciu v praxi.

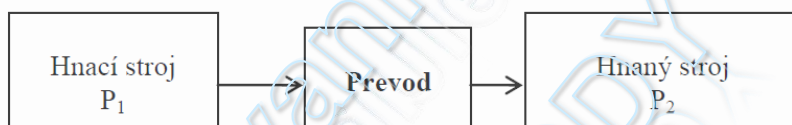
Autorky touto cestou ďakujú posudzovateľom rukopisu prof. Ing. Mariánovi Dzimkovi, CSc. a prof. Ing. Petrovi Frankovskému, PhD., ako aj prof. Ing. Robertovi Gregovi, PhD. za cenné pripomienky, ktorými prispeli ku kvalite diela.

Študentom a čitateľom prajeme, aby im práca s touto knihou priniesla mnoho tvorivých úspechov.

1 PREVODOVÉ MECHANIZMY – DEFINÍCIA, ROZDELENIE

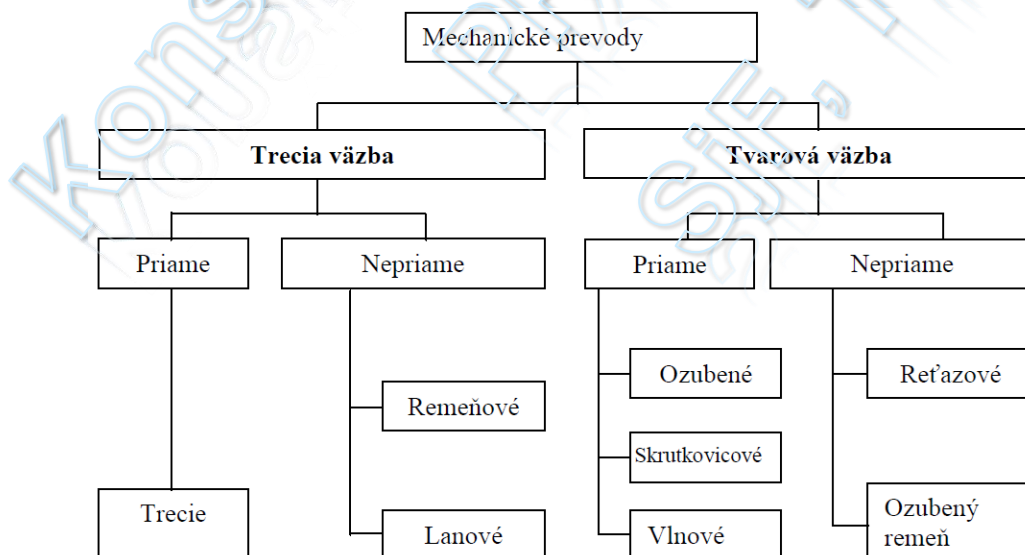
Mechanické prevody slúžia k vytvoreniu kinematickej a silovej väzby medzi hnacím zariadením – pohonom a hnaným zariadením – pracovným zariadením, zároveň umožňujú transformovať prenášaný výkon medzi pohonom a pracovným zariadením. Transformáciou sa rozumie zmena parametrov výkonu, ktorými sú obecné sila F a rýchlosť v pri pohybe priamočiarom a záťažový krútiaci moment M_k a uhlová rýchlosť ω pri pohybe rotačnom. Spravidla sa znižuje uhlová rýchlosť ω a zvyšuje záťažový krútiaci moment M_k , teda $\omega_1 > \omega_2$ a $M_{k1} < M_{k2}$.

Úlohou prevodu (obr.1.1) je zabezpečiť prenos mechanickej energie medzi hnacím a hnaným strojom a zároveň zabezpečiť zmenu parametrov podľa potreby, ktorými sú: otáčky, krútiaci moment, zmysel otáčania a pod.



Obr. 1.1 Schéma mechanického pohonu

Výkon sa prenáša z pohonu na poháňané zariadenie prostredníctvom trenia medzi kolesami, remeňom alebo lanom, alebo tlakom medzi spolu zaberajúcimi kolesami (zubami), respektíve prostredníctvom reťaze. Rozdelenie mechanických prevodov je na obr.1.2.



Obr. 1.2 Rozdelenie mechanických prevodov

Dôležitým parametrom prevodových mechanizmov je výkon, čo je fyzikálna veličina, ktorá udáva množstvo vykonanej práce za určitý čas. Označujeme ho P a základnou jednotkou výkonu podľa sústavy SI je 1 watt [W].

Mechanický výkon pri priamočiarnom pohybe vypočítame ako

$$P = F \cdot v \quad [\text{W}] \quad (1.1)$$

kde F [N] je hnacia (priamočiara) sila,
 v [ms^{-1}] je rýchlosť priamočiareho pohybu.

Mechanický výkon pri rotačnom pohybe vypočítame ako

$$P = M_k \cdot \omega \quad [\text{W}] \quad (1.2)$$

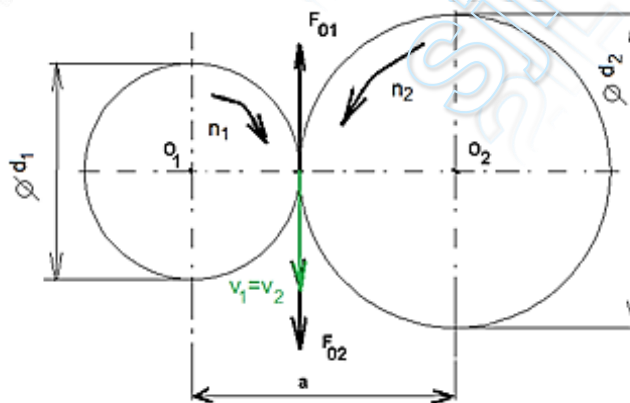
kde M_k [Nm] je krútiaci moment,
 ω [s^{-1}] je uhlová rýchlosť,
 $\omega = 2\pi n$,
 n – otáčky [s^{-1}].

1.1 Prevodový pomer jednoduchého prevodu

Za predpokladu, že obvodová rýchlosť v na rozstupových alebo valivých kružniciach (valcoch) je rovnaká (obr.1.3), t.j. $v_1 = v_2$ prevodový pomer vypočítame:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1} \quad (1.3)$$

pričom $v = \pi \cdot d \cdot n$
 $v = r \cdot \omega$
 $r = \frac{d}{2}$



Obr. 1.3 Jednoduchý prevodový mechanizmus (F_o – obvodová sila)

V prevodoch kde nedochádza ku sklzu – prevody s pevnou väzbou (ozubené; reťazové) uvádzame – prevodové číslo u .

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} \quad (1.4)$$

kde z_i je počet zubov spolu zaberajúcich kolies.

Pri trecom prevode prevodový pomer i v dôsledku sklzu kolíše a vypočítame ho:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1 \cdot \psi} \quad (1.5)$$

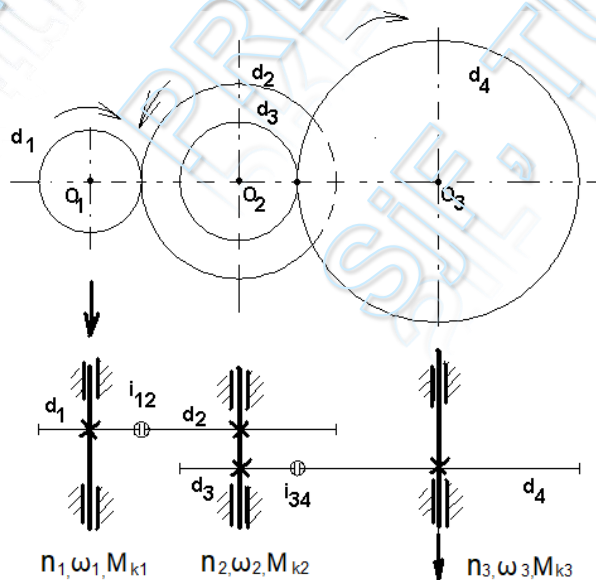
kde ψ je súčiniteľ merného sklzu.

Prevod môže byť

- do pomala (reduktor) $i > 1$, teda $\omega_1 > \omega_2$
- do rýchla (multiplikátor) $i < 1$, teda $\omega_1 < \omega_2$
- znamienko (-) opačný smer otáčania (+) rovnaký smer otáčania.

1.2 Prevodový pomer viacnásobného prevodu

Usporiadanim niekoľkých jednoduchých prevodov za sebou vzniká prevod viacstupňový (zložitý). Schéma dvojstupňového prevodového mechanizmu je na nasledujúcom obrázku.



Obr. 1.4 Viacstupňový (dvojstupňový) prevodový mechanizmus

Pre prevodový pomer viacnásobného prevodu z obr. 1.4 platí:

$$i_c = i_{12} \cdot i_{34} = \frac{n_1}{n_2} \cdot \frac{n_2}{n_3} = \frac{d_2}{d_1} \cdot \frac{d_4}{d_3} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} \quad (1.6)$$

Ak sú $i_{12}, i_{34}, i_{56} \dots i_{n-1,n}$ dielčie prevodové pomery jednotlivých prevodových stupňov, potom pre výsledný prevodový pomer platí :

$$i_c = i_{12} \cdot i_{34} \cdot i_{56} \cdot \dots \cdot i_{n-1,n} \quad (1.7)$$

$$\text{resp. prevodové číslo: } u_c = u_{12} \cdot u_{34} \cdot u_{56} \cdot \dots \cdot u_{n-1,n} \quad (1.8)$$

1.3 Účinnosť v mechanických prevodoch

Časť mechanického výkonu P pri prenose členmi prevodu sa vplyvom strát zmení na stratový výkon P_T . Stratovým výkonom sa zmení na iný druh energie, väčšinou na teplo. Výkon na výstupe P_2 je preto vždy menší než výkon na vstupe P_1 , ich pomer je účinnosť η .

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_1 - P_T}{P_1} = 1 - \frac{P_T}{P_1} = 1 - \xi \quad (1.9)$$

kde P_1 [W] – výkon na vstupe,
 P_2 [W] – výkon na výstupe,
 P_T [W] – stratový výkon,
 ξ – súčiniteľ pomerných strát.

Keď v prevode neuvažujeme so stratami, potom obvodové sily na kolesách sú rovnaké, to znamená $F_{01} = F_{02}$, pričom pre krútiaci moment platí

$$M_k = F_0 \cdot \frac{d}{2} \quad (1.10)$$

Po úprave pre prevodový pomer platí : $i = \frac{d_2}{d_1} = \frac{M_{k_2}}{M_{k_1}}$.

Keď uvažujeme so stratami v prevode a účinnosť prevodu η definujeme podľa vzťahu 1.9, pre výkon pracovného zariadenia platí:

$$P_2 = \eta \cdot P_1 \quad (1.11)$$

kde $\eta < 1 \Rightarrow P_1 > P_2$ (mechanické straty).

Potom pre prevodový pomer pri uvažovaní strát platí:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{M_{k_2}}{\eta \cdot M_{k_1}} \quad (1.12)$$

2 OZUBENÉ PREVODY – ZÁKLADNÉ POJMY

Ozubené prevody patria medzi najpoužívanejšie prevodové mechanizmy. Poznalo a využívalo ich ľudstvo už pred naším letopočtom. Sú základným prvkom, ktorým sa v strojoch realizuje prenos a transformácia mechanickej energie a pohybu. Základnou časťou prevodu je dvojica ozubených kolies – ozubené súkolesie. Pri zábere dvoch ozubených kolies zapadajú zuby jedného kolesa do zubových medzier druhého kolesa, pričom sa zaberajúce zuby dotýkajú svojimi bokmi. Tým prenášajú krútiaci moment (výkon) z hnacieho hriadeľa na hnaný pri konštantnom prevodovom pomere spoluzaberajúcich kolies bez sklzu.

Ozubenými prevodmi sa prenáša otáčavý pohyb a mechanická energia z jedného hriadeľa na druhý. Pracujú na princípe tvarovej väzby bezprostredným stykom spolu zaberajúcich členov. Používame ich na prenos výkonu z hnacieho hriadeľa na hnaný hriadeľ bez sklzu. Sú vhodné pre malé osové vzdialenosti. Jednoduchý prevod pozostáva z jedného páru ozubených kolies – pastorka a ozubeného kolesa.

2.1 Rozdelenie ozubených prevodov

Podľa vzájomnej polohy osí:

- s rovnobežnými osami (tab. 2.1),
- s rôznobežnými osami (tab. 2.2),
- s mimobežnými osami (tab. 2.3),

Podľa polohy ozubenia:

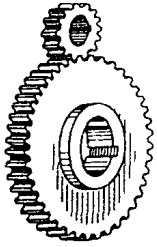
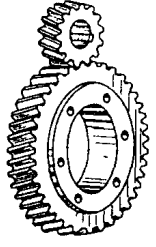
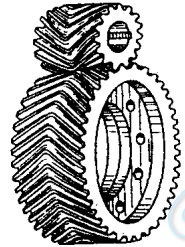

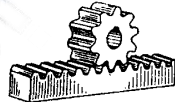
- s vonkajším ozubením,
- s vnútorným ozubením,

Podľa tvaru bočnej krivky zuba so zubami:

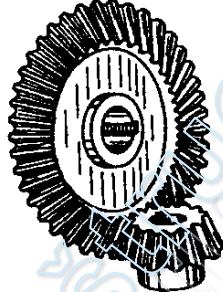
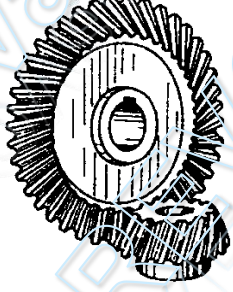
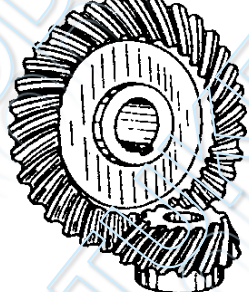
- priamymi,
- šikmými,
- zakrivenými,
- šípovými.



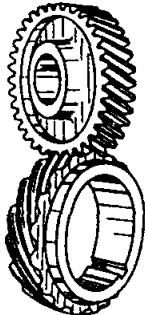
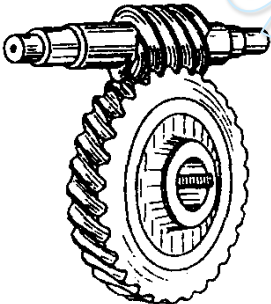
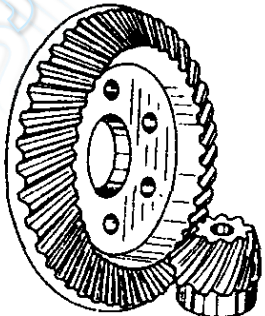
Tab. 2.1 Ozubené prevody s rovnobežnými osami

valcové so zubami			s vnútorným ozubením	s ozubeným hrebeňom
priamymi	šikmým	šípovými		
				

Tab. 2.2 Ozubené prevody s rôznobežnými osami

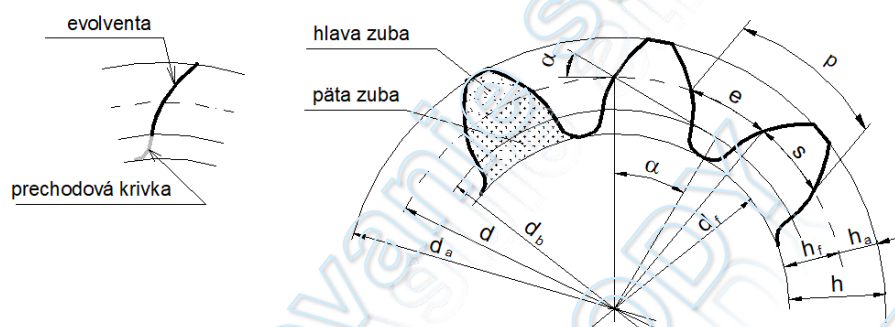
priamymi	kužeľové so zubami šikmými	zakrivenými
		

Tab. 2.3 Ozubené prevody s mimobežnými osami

skrutkové valcové	závitovkové	hypoidné
		

2.2 Základné pojmy evolventného ozubenia

Charakteristickým prvkom ozubeného kolesa je ozubenie. Pozostáva z jednotlivých zubov (obr. 2.1) presne definovaných tvarov a rozmerov rovnomerne rozdelených po obvode kolesa. Tvar zubov spoluzaberajúcich ozubených kolies sa musí voliť tak, aby zabezpečil v každom okamžiku záberu zubov požadovaný prevodový pomer. Túto podmienku môžu splniť rôzne profily tvaru zubov, ale z výrobných dôvodov sa všeobecne používajú evolventné profily.



Obr. 2.1 Ozubené koleso – základné pojmy

Tab. 2.4 Význam symbolov

d	priemer rozstupovej kružnice	[mm]
d_a	priemer hlavovej kružnice	[mm]
d_f	priemer pätnjej kružnice	[mm]
d_b	priemer základnej kružnice	[mm]
h	výška zuba	[mm]
h_a	výška hlavy zuba	[mm]
h_f	výška päty zuba	[mm]
p	rozstup zubov	[mm]
s	hrúbka zuba na rozstupovej kružnici	[mm]
e	šírka zubovej medzery na rozstupovej kružnici	[mm]
α	uhol záberu	[°]

Parametre pre meranie čelných ozubených kolies sa určujú a merajú v čelnej rovine, ktorou je každá rovina kolmá na os rotácie ozubeného kolesa.

Parametre spojené s výrobou čelných ozubených kolies sa určujú v normálovej rovine, ktorou je každá rovina kolmá na bok zuba.

Rozstup p je vzdialenosť odpovedajúcich si bodov dvoch susedných zubov na rozstupových kružniciach.

Uhol záberu α je uhol medzi tvoriacou priamkou a spoločnou dotyčnicou rozstupových kružníc. Uhol záberu tvoriacej priamky u evolventného ozubenia je stály a u nás je normalizovaný $\alpha = 20^\circ$.

Modul m je časť priemeru rozstupovej kružnice k pripadajúca na jeden zub. Je pomerom medzi priemerom rozstupovej kružnice a počtom zubov. Nakoľko všetky základné rozmery ozubenia sú charakterizované modulom, modul považujeme za charakteristické číslo ozubenia. Jeho veľkosti sú normalizované.

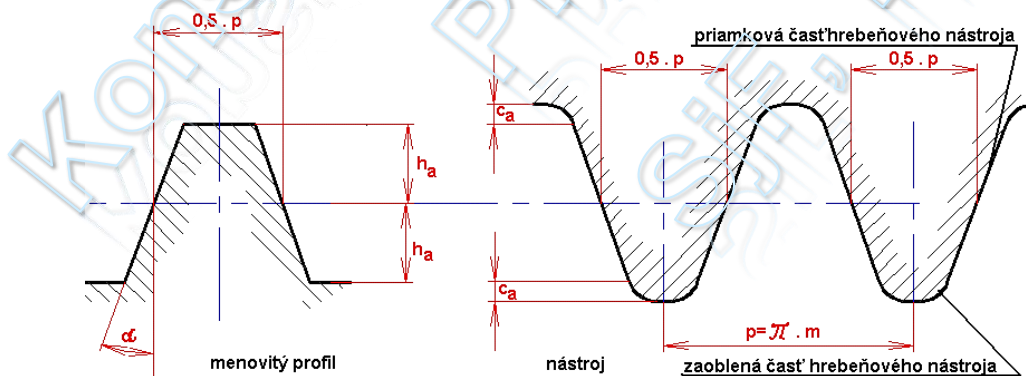
2.2 Základný princíp tvorby ozubenia

Pri tvorbe ozubenia je základnou úlohou vytvoriť na spoluzaberajúcich kolesách také tvary bokov zubov, ktoré zabezpečia požadovaný prevodový pomer. Profily bokov zubov ktoré takúto podmienku zabezpečia sa nazývajú združené.

Všeobecný spôsob vytvárania združených profilov je možné zabezpečiť metódami ako sú obáľková metóda alebo trochoidná metóda. Ďalej je možné združené profily určiť priamym alebo nepriamym spôsobom.

Priamym spôsobom sa ozubenie vytvára tak, že sa jeden profil zvolí a druhý sa od neho odvodí.

Nepriamy spôsob (nepriama obáľková metóda) je taký, pri ktorom sa zvolí bod alebo profil pomocného kolesa a pomocou tohto profilu, jeho valerím po obrobku sa vytvoria združené profily. Z praktického použitia má väčší význam nepriamy obáľkový spôsob tvorby združených profilov. Je možné použiť jeden pomocný profil v tvare ozubeného hrebeňa – výrobný profil nástroja obr.2.2, pomocou ktorého je možné vyrobiť ozubené kolesá s rôznym počtom zubov, ktoré budú spĺňať podmienku združených profilov.



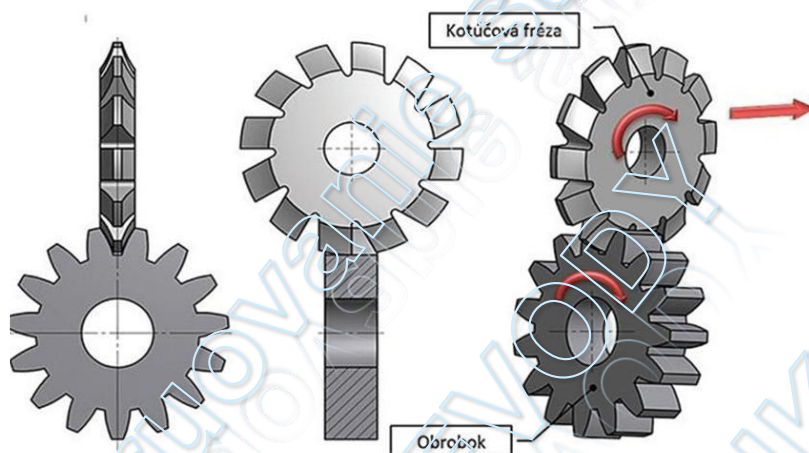
Obr. 2.2 Výrobný profil ozubeného hrebeňa

Teoretický a teda menovitý profil aj výrobný profil je určený uhlom profilu hrebeňa α a všetky dĺžky sú veličiny vyjadrené ako násobok modulu m . Pri normalizovanom nástroji, kedy uhol $\alpha=20^\circ$, $h_a^*=1$, $c_a^*=0,25$, $r_f^*=0,38$ je modul jediným parametrom určujúcim geometriu ozubenia.

2.3 Výroba evolventného ozubenia

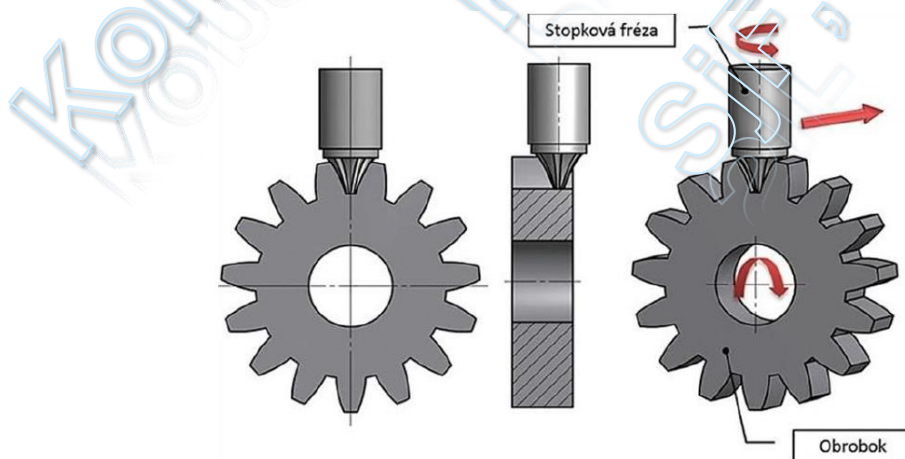
Evolventné ozubenie je možné vyrobiť odvaľovacím spôsobom alebo deliacim spôsobom.

Pri výrobnom princípe deliacom má nástroj tvar zubovej medzery. K deliacim spôsobom výroby ozubenia patrí frézovanie ozubenia kotúčovou frérou (obr.2.3). Nástrojom je tu kotúčová fréza na ozubenie, ktorá má tvar profilu zubovej medzery kola. Obrobok je pootáčaný pomocou deliaceho prístroja stále o jeden rozstup.



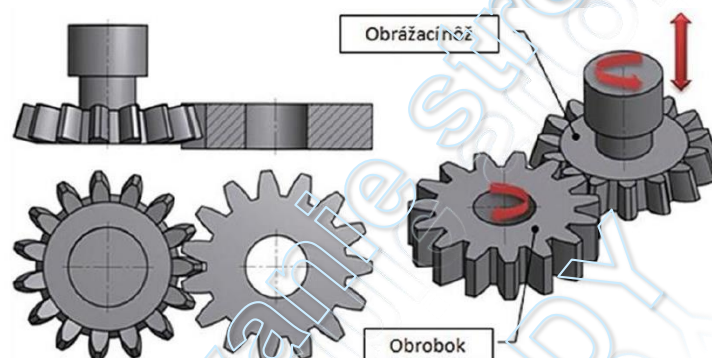
Obr. 2.3 Výroba ozubenia deliacim spôsobom kotúčovou modulovou frérou[19]

Ďalším deliacim spôsobom je frézovanie ozubenia stopkovou frérou (obr.2.4). Stopkové frézy tvar zubovej medzery. Stopkovou frérou sa dajú vyrábať ozubené kolesá a hrebene s priamymi, šikmými a šipovými zubami.



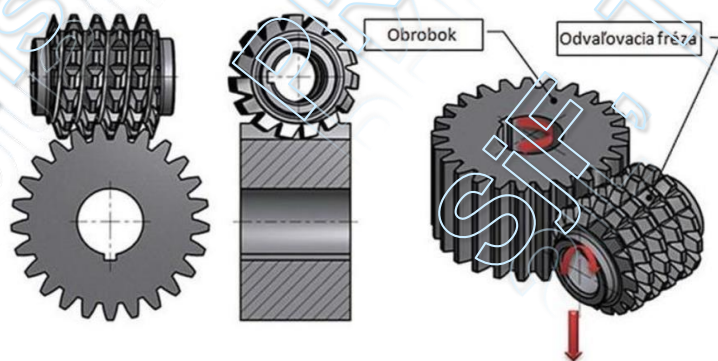
Obr. 2.4 Výroba ozubenia deliacim spôsobom stopkovou modulovou frérou [19]

Pri výrobe ozubenia odvaľovacou metódou vzniká evolventný profil zubov kolesa tým, že obrobok sa odvaľuje po nástroji. Profil nástroja neodpovedá zubovej medzere ozubeného kolesa ako je to u tvarovej metódy, ale má tvar základného profilu, t.j. obrázciového hrebeňa alebo spoluzaberajúceho ozubeného kolesa (kotúčové obrázciové nože). Medzi odvaľovacie metódy patrí obrážanie hrebeňovým nožom (metóda Maag), obrážanie kotúčovým nožom (metóda Fellows) a frézovanie odvaľovacou frézou.



Obr. 2.5 Výroba vonkajšieho ozubenia kotúčovým obrázciovým nástrojom (spôsob Fellows) [19]

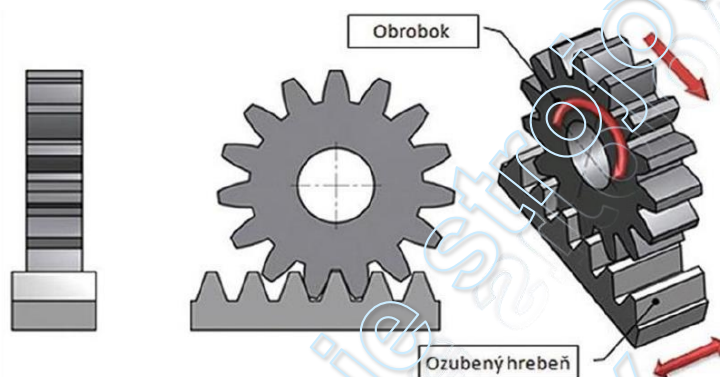
Pri výrobe metódou Fellows (obr.2.5) je nástrojom obrázciový kotúčový nôž, ktorý má tvar čelného ozubeného kolesa s priamymi alebo šikrými zubmi. Obrázciovým kotúčom možno vyrábať ozubené kolesá s vonkajším aj vnútorným ozubením.



Obr. 2.6 Výroba vonkajšieho ozubenia odvaľovacou frézou [19]

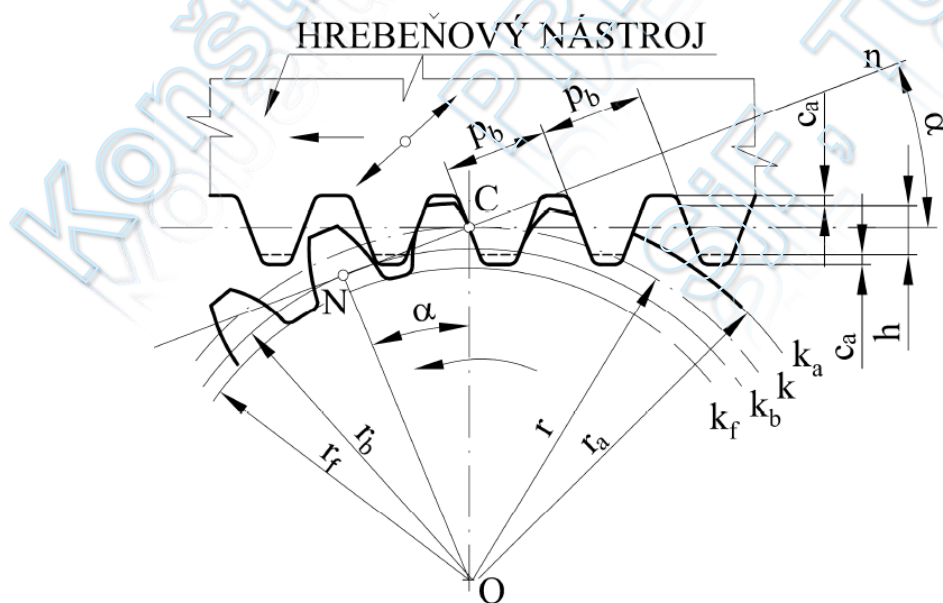
Princíp výroby ozubenia odvaľovacou frézou (obr.2.6) sa zakladá na zábere závitovky s ozubeným kolesom. Nástroj má tvar jednochodej alebo viacchodej závitovky rovnakého modulu ako obrábané ozubené koleso. Pri výrobe ozubených kolies s priamymi zubami je nástroj sklonený o uhol stúpania závitovky. Pri výrobe šikmého ozubenia o uhol sklonu zubov zväčšený o uhol stúpania závitovky.

Pri výrobe ozubenia hrebeňovým nožom (metóda Maag) (obr.2.7) spočíva v tom, že nástrojom je hrebeňový nôž s lichobežníkovým profilom zubov, ktorý je odvodený od základného profilu.



Obr. 2.7 Výroba vonkajšieho ozubenia ozubeného kola ozubeným hrebeňom (spôsob Maag) [19]

Pri výrobe evolventného ozubenia sa najčastejšie využíva odval'ovací spôsob, ktorý vychádza z toho, že evolventy zostrojené z spoločnej základnej kružnice k_b majú spoločnú normálu n (obr.2.8). Dotýčnice zostrojené v priesečníku normály s evolventou sú rovnobežné. Pri výrobe hrebeňovým nožom (nástrojom) sa umiestňuje nástroj vzhľadom k vyrábanému kolesu tak, že jeho rezné plochy sú totožné s dotýčnicami k jednotlivým evolventám, ktoré sú vo vzdialenosti základného rozstupu p_b .



Obr. 2.8 Výroba hrebeňovým nástrojom

Základná kružnica k_b je kružnica, po ktorej sa odvaľuje tvoriaca priamka (obr.2.8). Pri valení tvoriacej priamky na základnej kružnici opisuje každý bod ležiaci na priamke krivku, ktorej hovoríme evolventa.

Rozstupová kružnica k (rozstupový valec) je myšlená kružnica v ozubení s rovnými zubami (obr.2.8), na ktorom vzniká čisté valenie. Veľkosť tejto kružnice sa nikdy nemení, po žiadnom zásahu na ozubené koleso. U šikmých kolies hovoríme o rozstupových valcoch.

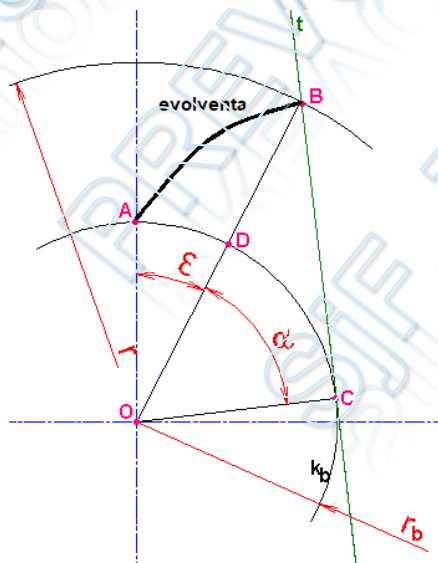
Valivý bod (centrálny bod) C je okamžitý pól valenia rozstupových kružníc.

Profilová normála n je normála v bodoch záberu dvoch zubov.

V prípade, že počet zubov kolesa je $z = \infty$, prechádza koleso v tzv. hrebeň. Základný hrebeň slúži na výrobu ozubenia odvaľovaním. Zároveň môže slúžiť aj ako skutočný prevod – premena rotačného pohybu na priamočiary.

2.4 Geometria evolventy

V teórii evolventného ozubenia nachádza uplatnenie evolventa, ktorej evoloutou je základná kružnica. Evolventa je z hľadiska geometrie krivkou vznikajúcou ako dráha bodu tvoriacej priamky t , ktorá sa odvaľuje po základnej kružnici k_b s polomerom r_b (obr.2.9).



Obr. 2.9 Geometria evolventy

Evolventa, ktorá vznikne ako trajektória bodu ležiaceho na priamke ktorá sa odvaľuje po evolute – teda po základnej kružnici je znázornená na obr.2.9. Ak sa tvoriaci bod nachádza mimo odvaľovanú priamku, bude výsledkom predĺžená alebo skrátená evolventa. Zvláštnym prípadom predĺženej evolventy je Archimedova špirála.

Pre určenie obecného bodu B na evolvente je vhodné používať polárne súradnice evolventy. Na obr.2.9 predstavuje uhol ε polárny uhol bodu B , polomer r sprievodič bodu B a uhol α uhol záberu bodu B . Naším ďalším cieľom bude stanovenie vzťahu medzi polárnym uhlom ε a uhlom záberu α . Požadovaný vzťah sa stanoví zo zákona konštrukcie evolventy pri odvalovaní bez sklzu tvoriacej priamky t po základnej kružnici k_b . Odvalený oblúk na danej kružnici AC a úsečka BC na tvoriacej priamke musia byť rovnako veľké, teda platí: $AC = BC$. Potom z obr.2.9 vyplýva:

$$AC = AD + DC = BC \quad (2.1)$$

Pre oblúky AD , DC a úsečku BC platí:

$$AD = r_b \cdot \varepsilon$$

$$DC = r_b \cdot \alpha$$

$$BC = r_b \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

Dosadením $r_b \cdot \varepsilon + r_b \cdot \alpha = r_b \cdot \operatorname{tg} \alpha$

a ďalšou úpravou dostávame vzťah $\varepsilon + \alpha = \operatorname{tg} \alpha$. Po úprave dostávame vzťah pre parameter evolventy:

$$\varepsilon = \operatorname{tg} \alpha - \alpha = \operatorname{inv} \alpha \quad (2.2)$$

Hodnoty $\operatorname{inv} \alpha$ (involuta α) sú uvedené v tabuľkách. Parameter evolventy je potrebné pri výpočte zaokrúhľovať na sedem desatinných miest.

Ak dosadzujeme hodnoty uhla α v stupňoch, potom $\operatorname{inv} \alpha^\circ = \operatorname{tg} \alpha^\circ - \frac{\pi}{180} \cdot \alpha^\circ$

Pomocou tohto parametra funkcie určujeme:

- hrúbku zuba na ľubovoľnom polomere,
- mieru cez zuby,
- osovú vzdialenosť korigovaného súkolesia.

2.5 Geometrické parametre čelných ozubených kolies s priamymi zubami

Vzťahy pre výpočet geometrických rozmerov čelného vonkajšieho súkolesia s priamymi zubami bez korekcie (obr.2.10) sú uvedené v tabuľke 2.5.



Obr. 2.10 Čelné ozubené súkolesie s priamymi zubami

Tab. 2.5 Rozmery čelných ozubených kolies s priamymi zubami (bez korekcie)

Geometrické prvky	Pastorok	Ozubené koleso
Počet zubov	z_1	z_2
Prevodové číslo	$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$	
Modul v normálovej rovine	$m_n = m$ (normalizovaný)	
Uhol záberu nástroja	$\alpha = 20^\circ$ (normalizovaný)	
Rozstup	$p = \pi \cdot m$	
Výška hlavy zuba	$h_a = h_a^* \cdot m$ ($h_a^* = 1$)	
Výška päty zuba	$h_f = h_f^* \cdot m$ ($h_f^* = 1,25$)	
Priemer rozstupovej kružnice	$d_1 = z_1 \cdot m$	$d_2 = z_2 \cdot m$
Priemer hlavovej kružnice	$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_a$	$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot h_a$
Priemer pätnjej kružnice	$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot h_f$	$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot h_f$
Priemer základnej kružnice	$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha$	$d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha$
Hlavová vôľa	$c_a = c_a^* \cdot m = 0,25 \cdot m$	
Polomer zaoblenia pätnjej prechodovej krivky	$r_f = r_f^* \cdot m = 0,38 \cdot m$	
Súčiniteľ šírky zuba	$\Psi = 15$ až 25	
Šírka ozubenia	$b_1 = b_2 + 2 \cdot m$ (maximálne)	$b_2 = \psi \cdot m$
Osová vzdialenosť	$a = \frac{(z_1 + z_2) \cdot m}{2}$	

2.6 Hrúbka zuba a polomer špicatosti zuba

Ak je daný polomer základnej kružnice r_b , polomer rozstupovej kružnice r , polomer hlavovej kružnice r_a a hrúbka zuba na rozstupovej kružnici s , môžeme určiť hrúbku zuba na hlavovej kružnici s_a prípadne r_s , teda polomer, na ktorom by došlo ku špicatosti zuba (obr.2.11).

Z obrázku 2.11 vyplýva:

$$\delta_a = \delta + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_a \quad (2.3)$$

Platí: $\frac{s_a}{2} = \delta_a \cdot r_a$

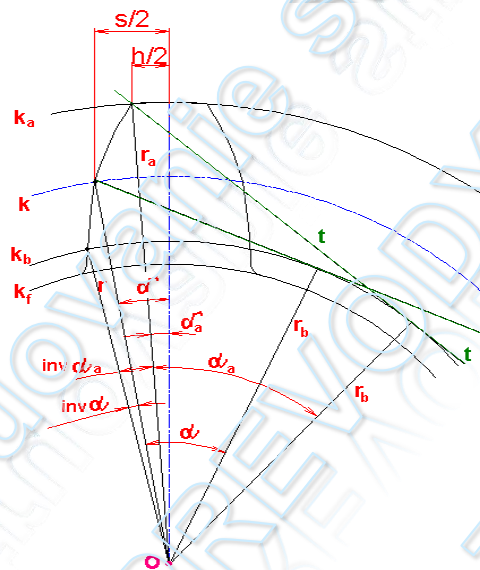
$$\frac{s}{2} = \delta \cdot r$$

Po dosadení do rovnice (2.3) dostávame $\frac{s_a}{2.r_a} = \frac{s}{2.r} + inv\alpha - inv\alpha_a$.
Následne úpravou dostávame vzťah pre výpočet hrúbky zuba na hlavovej kružnici:

$$s_a = 2.r_a \left(\frac{s}{2.r} + inv\alpha - inv\alpha_a \right) = d_a \left(\frac{s}{d} + inv\alpha - inv\alpha_a \right) \quad (2.4)$$

Analogicky pre hrúbku zuba s_K na ľubovoľnom polomere r_K platí:

$$s_K = 2.r_K \left(\frac{s}{2.r} + inv\alpha - inv\alpha_K \right) \quad (2.5)$$



Obr. 2.11 Určenie hrúbky zuba na hlavovej kružnici

Pri špicatom ozubení je $S_K = 0$. Dosadením a ďalšou úpravou do vzorca (2.4) dostávame:

$$inv\alpha_s = \frac{S}{2.r} + inv\alpha \quad (2.6)$$

Z uvedeného vzťahu stanovíme hodnotu uhla špicatosti α_s .

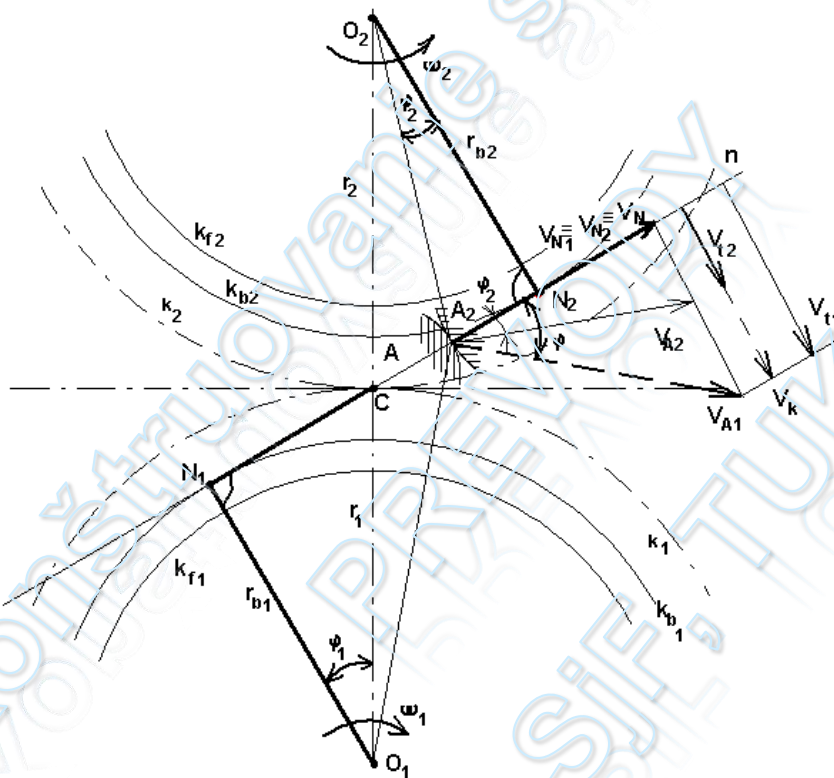
Vychádzajúc z obrázku pre určenie polomeru kružnice špicatého zuba platí:

$$\cos \alpha_s = \frac{r_b}{r_s} \Rightarrow r_s = \frac{r_b}{\cos \alpha_s} \quad (2.7)$$

2.7 Podmienky správneho záberu ozubených kolies

Aby ozubené kolesá mohli spolu zaberáť, čiže boky obidvoch zubov boli stále v zábere a prevodový pomer bol konštantný, musia byť splnené tieto podmienky, ktoré vyplývajú z obrázku 2.12:

1. Musia byť normálové rýchlosti v obecnom mieste dotyku rovnaké. Ak v_{A1} a v_{A2} sú obvodové rýchlosti, potom ich priemet do spoločnej normály musí byť rovnaký.
2. Aby bol prevodový pomer konštantný, musí spoločná normála v každom bode záberu prechádzať valivým bodom C , ktorý delí vzdialenosť osí v prevodovom pomere.
3. Rozstupy obidvoch spoluzaberajúcich kolies musia byť rovnaké. To znamená obe spolu zaberajúce kolesá musia mať rovnaký modul.



Obr. 2.12 Podmienky správneho záberu

Ak v_{a1} a v_{a2} sú obvodové rýchlosti a ich priemet do spoločnej normály je rovnaký, potom platí:

$$v_{A1} \cdot \cos \varphi_1 = v_{A2} \cdot \cos \varphi_2 = v_{N1} = v_{N2} = v_N \quad (2.8)$$

Pričom pre obvodové rýchlosti platí:

$$v_{A1} = \overline{O_1 A_1} \cdot \omega_1 \quad \text{a} \quad v_{A2} = \overline{O_2 A_2} \cdot \omega_2. \quad \text{Po dosadení do rovnice (2.8):}$$

$$\overline{O_1 A_1} \cdot \omega_1 \cdot \cos \varphi_1 = \overline{O_2 A_2} \cdot \omega_2 \cdot \cos \varphi_2 = v_N$$

Pre polomery základných kružníc platí $r_{b1} = \overline{O_1A_1} \cdot \cos \varphi_1$
 $r_{b2} = \overline{O_2A_2} \cdot \cos \varphi_2$.

Ďalšou úpravou normálovú rýchlosť vyjadríme:

$$r_{b1} \cdot \omega_1 = r_{b2} \cdot \omega_2 = v_{N1} = v_{N2} = v_N \quad (2.9)$$

Z uvedenej rovnice (2.9) a z podobnosti trojuholníkov: ΔCO_1N_1 a ΔCO_2N_2 pre prevodový pomer platí:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{b2}}{r_{b1}} = \frac{r_2}{r_1} \quad (2.10)$$

Len v bode C majú dotykové body kolies rovnakú obvodovú rýchlosť $v_{A1} = v_{A2} = v$ a $v_{t1} = v_{t2}$, čiže v bode C sa zuby po sebe odvaľujú bez sklzu. V iných bodoch záberu budú boky zubov po sebe klzať rýchlosťou $v_k = v_{t1} - v_{t2}$.

2.8 Sklzné pomery, rýchlostné pomery a merné sklzy

Valivé kružnice ozubených kolies sa po sebe odvaľujú, ale relatívny pohyb spoluzaberajúcich bokov zubov je sprevádzaný sklzom. Nulový sklz odpovedá dokonalému odvaľovaniu. Polomer zaoblenia evolventy (polomer krivosti evolventy) je pre spoluzaberajúce body na profile bokov zubov rôzny (obr. 2.13). Na rozdielnych zakriveniach boku zuba, sú dosahované rozdielne tangenciálne rýchlosti, ktorých rozdiel vzťahovaný k vzťažnej tangenciálnej rýchlosti vyjadruje merné sklzy na jednotlivých kolesách. Dvojica merných sklzov ν_1, ν_2 , vyjadruje okamžité sklzné pomery dvojice združených bodov (Y_1 a Y_2). Pri dokonalom odvaľovaní je $\nu_1 = \nu_2 = 0$. Tento prípad je dosahovaný len vo valivom bode C. Na obrázku 2.13 sú znázornené diagramy merných sklzov a diagram klzných rýchlostí v_k .

Klznú rýchlosť vyjadríme

$$v_k = v_{t1} - v_{t2}, \quad (2.11)$$

kde rýchlosti vo všeobecnom bode: $v_{Y1} = \omega_1 \cdot r_{Y1}$

$$v_{Y2} = \omega_2 \cdot r_{Y2}$$

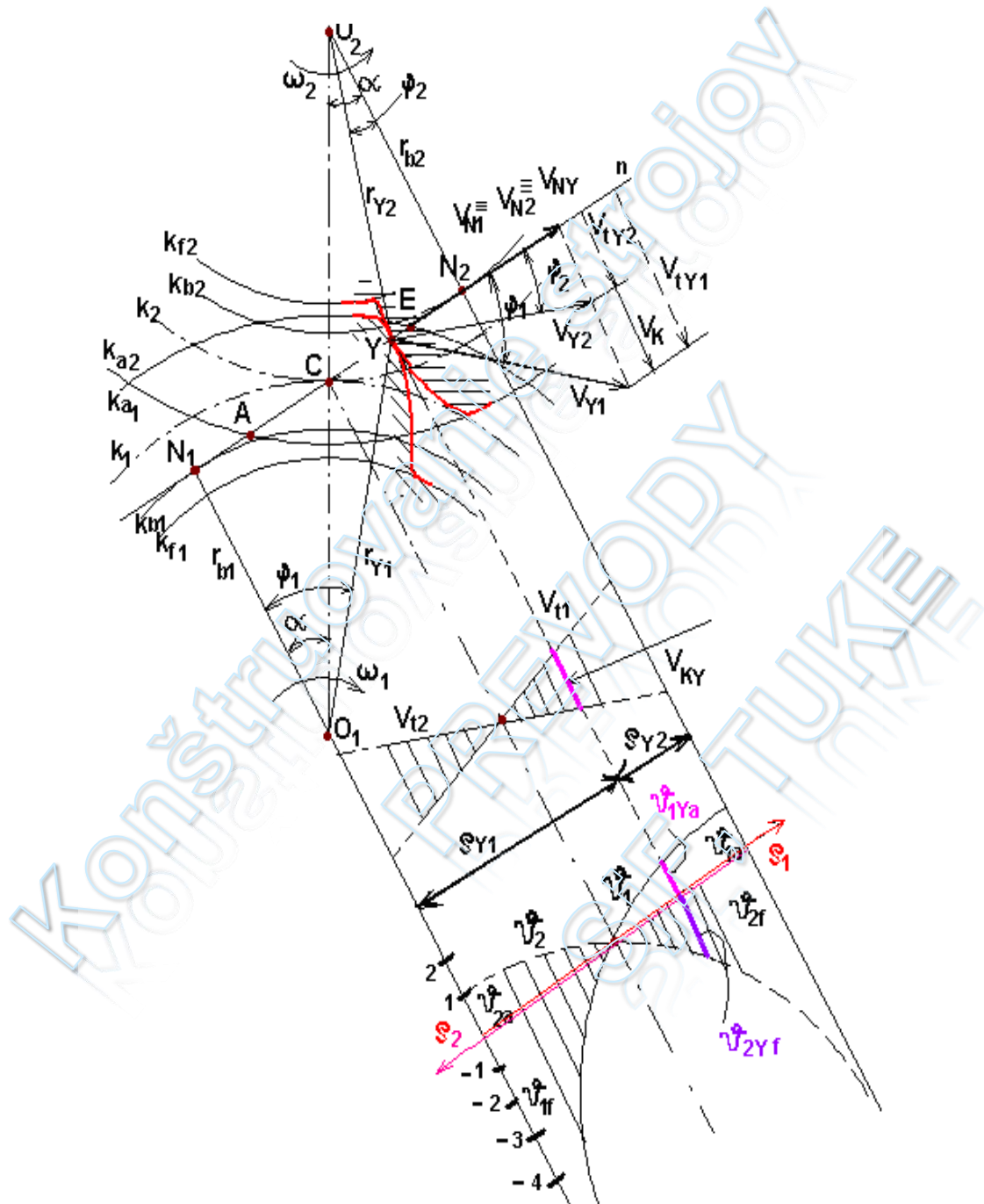
Pre tangenciálne zložky obvodovej rýchlosti v_t platí: $v_{tY1} = v_{Y1} \cdot \sin \varphi_1$
 $v_{tY2} = v_{Y2} \cdot \sin \varphi_2$.

Pretože $r_{Y1} \cdot \sin \varphi_1 = \overline{N_1Y} = \rho_{Y1}$

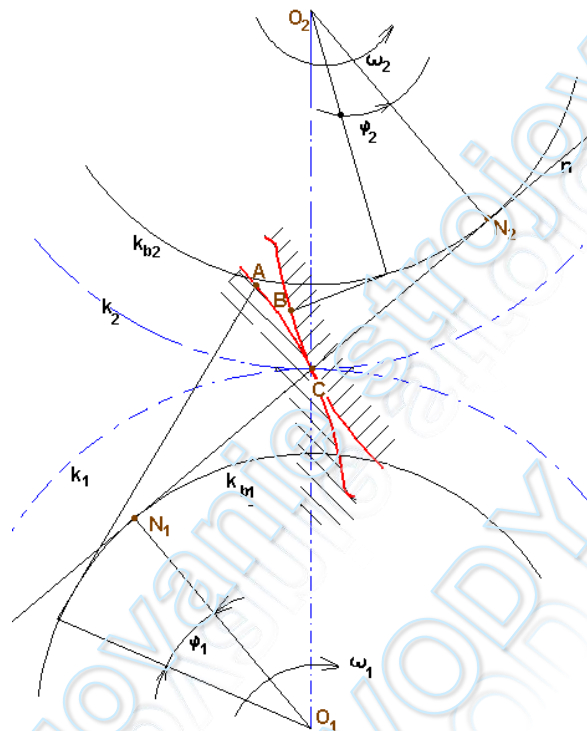
$r_{Y2} \cdot \sin \varphi_2 = \overline{N_2Y} = \rho_{Y2}$, kde ρ_Y sú polomery krivosti evolventy profilu zubov v bode Y, potom:

$$v_{tY1} = \rho_{Y1} \cdot \omega_1$$

$$v_{tY2} = \rho_{Y2} \cdot \omega_2$$



Obr. 2.13 Rýchlostné pomery a merné sklzy



Obr. 2.14 Definovanie merného sklzu

Z obrázku vyplýva, že pri pootočení pastorka o φ_1 pootočí sa koleso o φ_2 , teda otočením kolies dôjde k dotyku bodu A s bodom B. Potom sa úseky \overline{AC} a \overline{BC} po sebe odvalia a súčasne sklznú, lebo sú rôzne dĺžky úsekov. Merný sklz na sledovaných úsekoch bude:

$$\begin{aligned} \vartheta_1 &= \frac{\overline{AC} - \overline{BC}}{\overline{AC}} = 1 - \frac{\overline{BC}}{\overline{AC}} \dots \dots \dots \text{koleso}_1 \\ \vartheta_2 &= \frac{\overline{BC} - \overline{AC}}{\overline{BC}} = 1 - \frac{\overline{AC}}{\overline{BC}} \dots \dots \dots \text{koleso}_2 \end{aligned} \quad (2.12)$$

Ak je $\overline{AC} > \overline{BC} \Rightarrow \vartheta_1 > 0; \vartheta_2 < 0$.

Kladný merný sklz je priaznivo namáhaný profil, na hlave zuba. Záporný merný sklz je nepriaznivo namáhaný profil, na päte zuba.

Pre element času:

$$\begin{aligned} \vartheta_1 &= 1 - \frac{v_{t2}}{v_{t1}} = \frac{v_{t1} - v_{t2}}{v_{t1}} = \frac{v_{K1}}{v_{t1}} \\ \vartheta_2 &= 1 - \frac{v_{t1}}{v_{t2}} = \frac{v_{t2} - v_{t1}}{v_{t2}} = \frac{v_{K2}}{v_{t2}} \end{aligned} \quad (2.13)$$

Po dosadení: $v_{vt1} = \rho_1 \cdot \omega_1$ a $v_{vt2} = \rho_2 \cdot \omega_2$, dostávame pre merné sklzy:

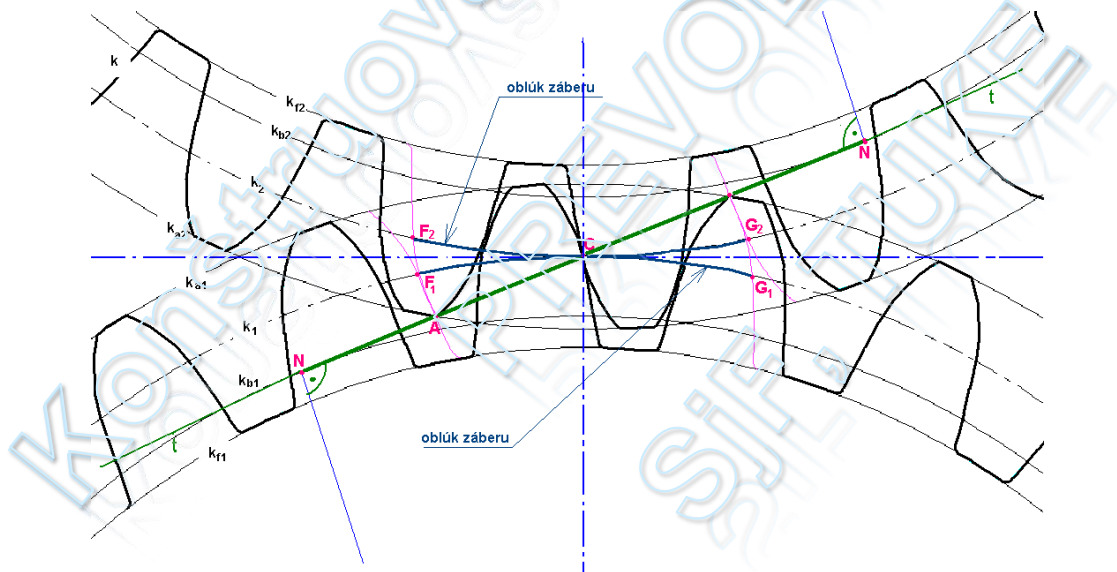
$$\vartheta_1 = 1 - \frac{\rho_2 \cdot \omega_2}{\rho_1 \cdot \omega_1} = 1 - \frac{\rho_2}{\rho_1} \cdot \frac{\omega_2}{\omega_1} = 1 - \frac{\rho_2}{\rho_1} \cdot i \quad (2.14)$$

$$\vartheta_2 = 1 - \frac{\rho_1 \cdot \omega_1}{\rho_2 \cdot \omega_2} = 1 - \frac{\rho_1}{\rho_2} \cdot \frac{\omega_1}{\omega_2} = 1 - \frac{\rho_1}{\rho_2} \cdot i \quad (2.15)$$

2.9 Definovanie dráhy a trvanie záberu, záberové pomery v ideálnom evolventnom ozubení

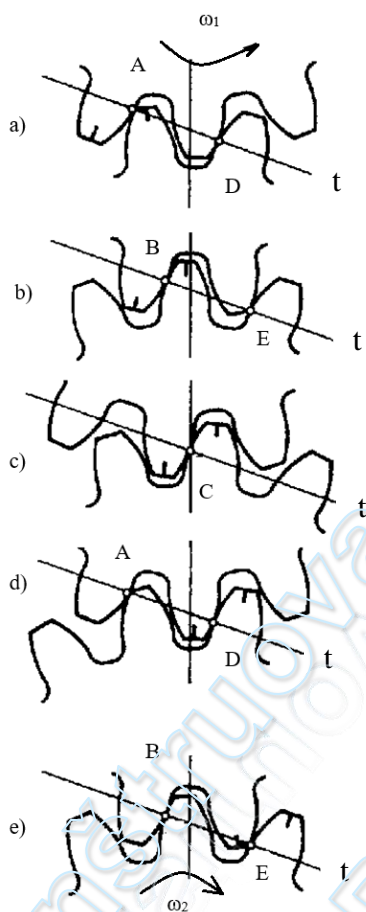
K záberu dochádza na tvoriacej priamke, to znamená že tvoriaca priamka je súčasne dráhou záberu evolventného ozubenia. Dráha záberu je obmedzená priesečníkmi hlavovej kružnice k_{a1} , k_{a2} a tvarovou priamkou t , čiže bodmi A a E , \overline{ACE} – dĺžka dráhy záberu (obr.2.15).

Oblúk záberu je dráha kola na rozstupovej kružnici k_i , k_2 od začiatku do konca záberu jedného páru kolies, čiže $\overline{F_1G_1}$ a $\overline{F_2G_2}$. Aby bol neprerušovaný a kludný chod musí byť oblúk záberu väčší ako rozstup. Pomer medzi oblúkom záberu a rozstupom sa nazýva súčiniteľ záberu profilu ε alebo súčiniteľ trvania záberu.



Obr. 2.15 Definovanie dráhy záberu

Pre plynulý záber ozubených kolies je dôležité, aby skôr ako sa jeden pár spoluzaberajúcich zubov dostane zo záberu, sa do záberu dostal nový pár zubov. Vyšetrovanie záberových pomerov v ozubení sa uskutočňuje na záberovej priamke, kde môžeme zobrazovať oblasti jednopárového a dvojárového (alebo viac párového) záberu spoluzaberajúcich kolies.



Obr. 2.16 Záber zubov v čelnej rovine

Sledujme na obr.2.16 záber jedného páru zubov (označených na hlavě ryskami) v čelnej rovine a pri vyznačenom smere otáčania.

Na obrázku a) začína práve hlava ozubeného koleša 2 zaberat' s pätou ozubeného koleša 1 v bode *A* na záberovej priamke. V danom okamžiku zaberá na záberovej priamke ešte predchádzajúci pár zubov v bode *D*.

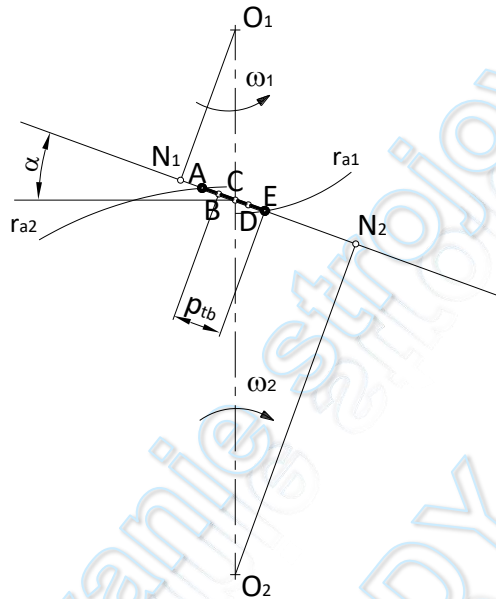
Na obrázku b) je znázornený okamžik záberu, kedy predchádzajúci pár zubov končí svoj záber v bode *E* na záberovej priamke *t* a sledovaný pár zubov sa nachádza v bode *B* na záberovej priamke.

Na obrázku c) je záber sledovaného páru zubov vo valivom bode *C*, ide o jednopárový záber.

Na ďalšom obrázku d) vstupuje do záberu ďalší nasledujúci pár zubov v bode *A* a sledovaný pár zubov sa nachádza v zábere na záberovej priamke v bode *D*.

Na obrázku e) sledovaný pár zubov končí záber v bode *E* a súčasne pár zubov, ktorý vošiel do záberu za sledovaným párom sa nachádza v zábere v bode *B* na záberovej priamke *t*.

Charakteristické body záberu v čelnej rovine čelného ozubeného súkolesia sú znázornené na obr.2.17. Body *A*, *E* sú takzvané vonkajšie, alebo koncové body záberovej úsečky \overline{AE} . Tieto body ležia na záberovej priamke. Body *A*, *E* sú určené priesečníkom hlavových kružníc o polomeroch r_{a1} a r_{a2} so záberovou priamkou. Body *B*, *D* nazývame koncovými bodmi osamelého záberu. Sú to body, v ktorých sa strieda záber jedného páru zubov na záber dvoch párov zubov. Sú veľmi dôležité pre vyšetrenie časového priebehu síl.



Obr. 2.17 Charakteristické body záberu

Pre zmysel otáčania vyznačený na obr.2.17 sa energia prenáša z ozubeného kolesa 1 na koleso 2 (ozubené koleso 1 je hnacie a ozubené koleso 2 je hnané) a záber postupuje z bodu A k bodu E. V tejto čelnej rovine vyššie popísané charakteristické body záberu A, B, C, D a E určujú na záberovej priamke tieto úseky. Úseky \overline{AB} a \overline{DE} , sú úseky dvoj párového záberu, teda záberu kedy sú v zábere dva páry zubov spolu zaberajúcich ozubených kolies. To znamená, že ak sa záberový bod nachádza v jednom z týchto úsekov, tak sa vždy posudzuje so záberom susedného páru zubov v druhom úseku. Úsek \overline{BD} je úsek jedno párového záberu, to znamená, že na tomto úseku záberovej priamky zaberá vždy len jeden pár spolu zaberajúcich zubov.

Súčiniteľ trvania záberu je závislý od dĺžky záberovej priamky \overline{ACE} vzhľadom k rozstupu na základnej kružnici. Vyjadrené nasledovne:

$$\varepsilon = \frac{\overline{ACE}}{p_b} = \frac{\overline{AC}}{p_b} + \frac{\overline{CE}}{p_b} = \frac{\overline{AC} + \overline{CE}}{p \cdot \cos \alpha} \quad (2.16)$$

Pre súčiniteľ trvania záberu platí:

$$\varepsilon = \frac{\overline{ACE}}{p \cdot \cos \alpha} = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - a \cdot \sin \alpha}{p \cdot \cos \alpha} \quad (2.17)$$

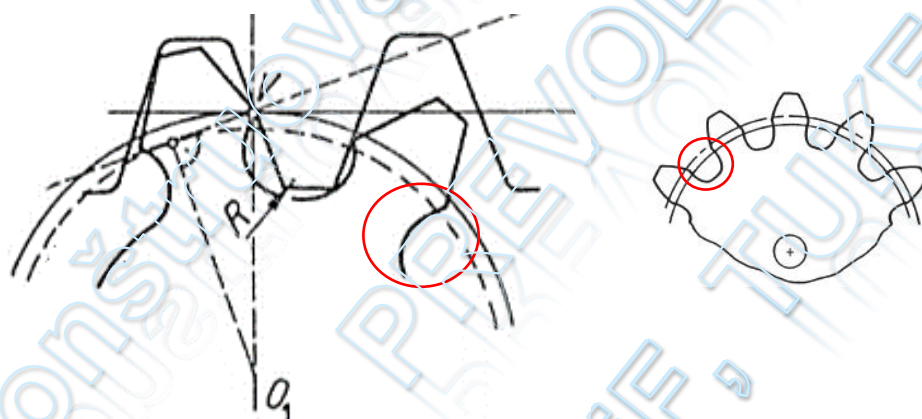
kde a je osová vzdialenosť spoluzaberajúcich kolies: $a = r_1 + r_2$.

3 KOREKČIE EVOLVENTNÝCH OZUBENÝCH KOLIES

Tam, kde táto podmienka nie je splnená sa musí ozubenie upraviť tzv. korekciou.

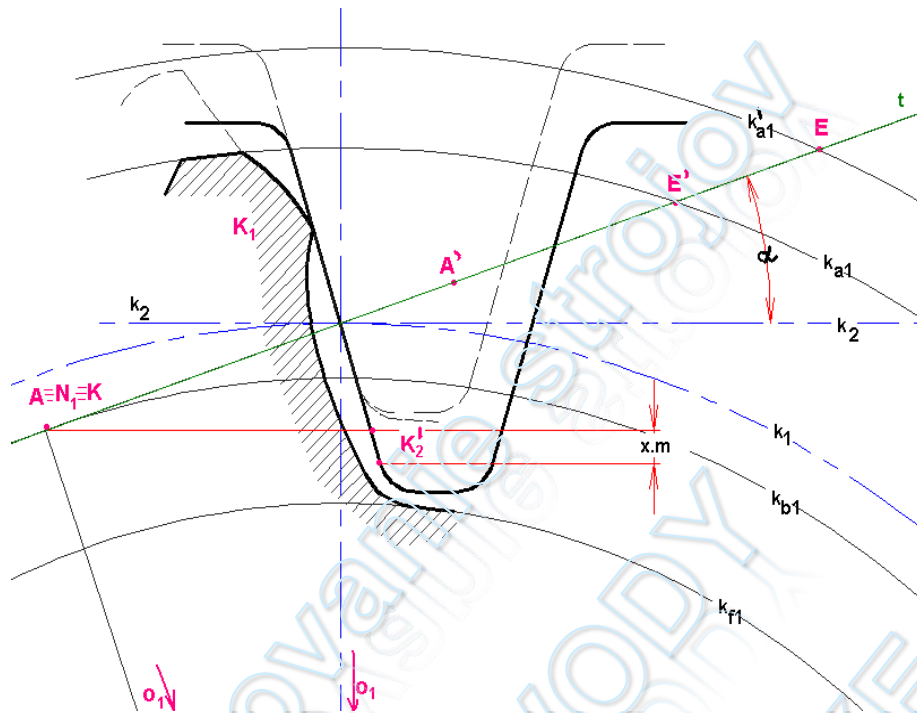
3.1 Primárna interferencia

Tvar vyrábaného zuba závisí na počte zubov vyrábaného kolesa. Pri malom počte zubov dochádza pri výrobe k podrezaniu päty zuba. Podrezanie päty zuba – primárna interferencia, je to zoslabenie zuba v oblasti päty (obr. 3.1). Dochádza k nemu, keď zvýšená hlava nástroja, určená k vytvoreniu hlavovej vôle, odrezáva časť boku zuba tak, že odstráni i časť evolventy. Dochádza k tomu u kolies s malým počtom zubov. Zoslabenie zuba v oblasti päty sa nepriaznivo prejavuje pri namáhaní zuba na ohyb, hrozí jeho ulomenie. Zároveň dochádza k skráteniu evolventy a tým k skráteniu trvania záberu na záberovej priamke.



Obr. 3.1 Podrezania zuba

Pokiaľ sa bude vyrábať ozubené koleso s malým počtom zubov dôjde k podrezaniu v päte zuba, podľa obrázku 3.2. V danom prípade dôjde k podrezaniu a tým aj skráteniu dráhy správneho záberu na hodnotu $\overline{A'E}$.



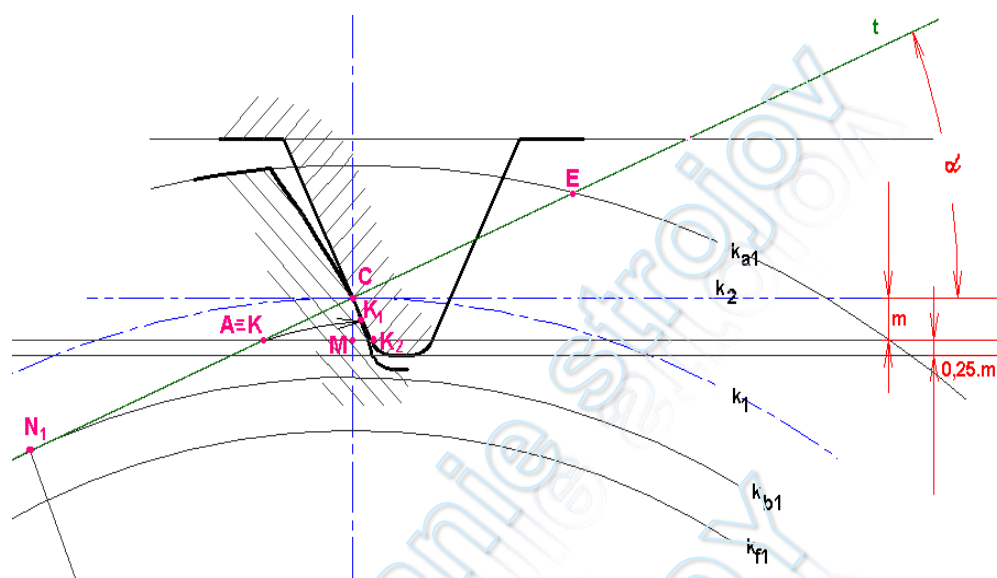
Obr. 3.2 Podrezania zuba – skrátenie trvania záberu

Podrezaním, čiže odobratím určitej evolventnej časti z pätnjej oblasti zuba sa poruší podmienka správneho záberu, ktorá má zaistiť konštantný prevodový pomer, skráti sa záberová dráha, zub sa v päte pevnostne oslabí, na vzniknutej hrane sa zvyšuje kontaktné napätie a zvyšuje sa trenie a opotrebenie.

Vychádzajme z toho, že posledným správnym bodom záberu bude bod N_1 na základnej kružnici (obr.3.2). K správemu záberu dôjde vtedy, ak koncový bod priamky nástroja K_2 príde do záberu s koncovým bodom evolventy zuba K_1 . To sa dosiahne vysunutím nástroja o hodnotu $x.m$, aby bola výška zuba normálna je potrebné zväčšiť polomer hlavovej a pätnjej kružnice o tú istú hodnotu, rovnú $x.m$.

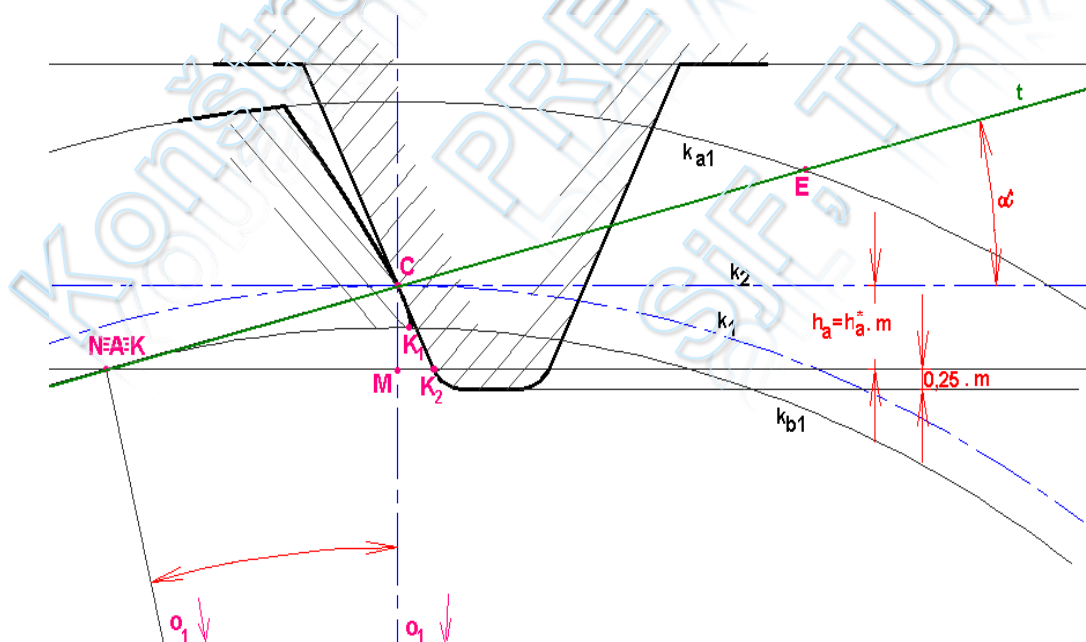
Kritériom pre podrezanie zuba pri výrobe je poloha bodu N . Ak bod K , t.j. bod v ktorom prídu do záberu body K_1 a K_2 , pričom K_2 je koniec priamej časti nástroja, bude ležať vo vnútri úsečky, potom k podrezaniu nedôjde (obr.3.3).

Pre vznik podrezania nie je podstatná nadstavba výrobného nástroja hrebeňa, ale len poloha kritického tvoriaceho bodu voči interferenčnému bodu. Ak sa chceme vyhnúť podrezaniu nesmie súradnica hlavovej kružnice klesnúť pod súradnicu interferenčného bodu. Pre praktickú aplikáciu má význam vyjadriť minimálny počet zubov pri ktorom nedochádza k podrezaniu zuba. Pre určenie minimálneho počtu zubov použijeme geometrické pomery plynúce z výrobného nástroja.



Obr. 3.3 Nedochádza k podrezaniu

Určenie minimálneho počtu zubov z_{min} , určíme z medzného prípadu správneho záberu a to kedy bod N je totožný s počiatčným bodom dráhy záberu A . V tomto prípade dôjde do záberu bod K_2 , bodom K_1 v bode $N \equiv A \equiv K$ (obr.3.4)



Obr. 3.4 Určenie minimálneho počtu zubov

Určenie minimálneho počtu zubov vychádza z geometrie na obrázku 3.4, kde:

$$h_a = h_a^* \cdot m$$
$$\overline{CM} = h_a^* \cdot m = \overline{NC} \cdot \sin \alpha$$

Po dosadení

$$\overline{NC} = r \cdot \sin \alpha$$

dostávame

$$\overline{CM} = r \cdot \sin^2 \alpha$$

Ak

$$r = m \cdot \frac{z}{2}$$

Potom:

$$\overline{CM} = h_a^* \cdot m = m \cdot \frac{z}{2} \cdot \sin^2 \alpha$$

Z toho vyplýva, že

$$z_{min} = \frac{2 \cdot h_a^*}{\sin^2 \alpha} \quad (3.1)$$

Pre normalizovaný nástroj, ktorého parametre sú dané súčiniteľom výšky hlavy zuba $h_a^* = 1$, uhlom záberu $\alpha = 20^\circ$ je medzný počet zubov $z_m = 17$.

V prípade ak je požadované použitie menšieho počtu zubov ako je medzný počet, teda z dôvodu odstránenia podrezania je možné použiť korekciu ozubeného kolesa.

3.2 Korekcia ozubeného kolesa pre zabránenie podrezania zuba pre výrobe

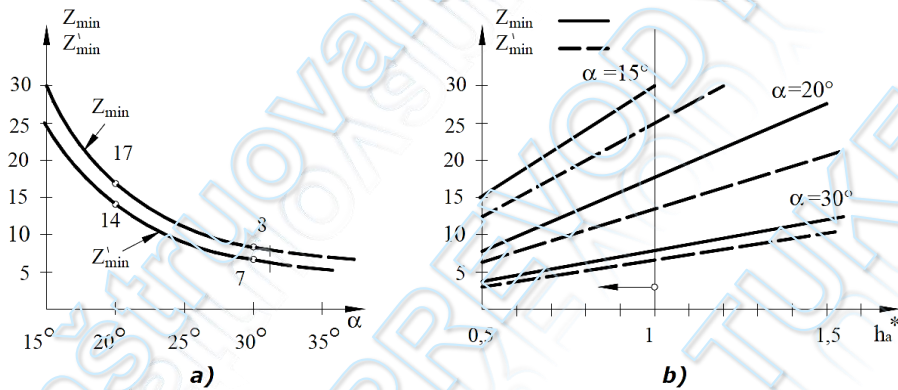
Uvedené hodnoty minimálneho počtu zubov z_{min} sú základom pre tzv. korekcie minimálne.

To znamená, že riešenie problému pre zabránenie podrezávania zuba pri výrobe práve aplikáciou minimálneho počtu zubov je potrebné chápať ako minimálnu korekciu ozubenia.

Korekciu ozubených kolies je možné dosiahnuť nasledovnými spôsobmi:

- ✓ zmenou súčiniteľa výšky hlavy zuba h_a^* , čo znamená to použitie nenormalizovaného nástroja,
- ✓ zmenou uhla záberu α , čo znamená to použitie nenormalizovaného nástroja,
- ✓ posunutím výrobného nástroja (posunutím profilu) – použitie toho istého normalizovaného nástroja, ktorý by vytvoril podrezanie.

Do istej miery možno zabrániť podrezaniu pri malých počtoch zubov kolesa zvyšovaním uhla záberu α (pozri obr.3.5-a). Ošmedzenie tu tvorí tzv. špicatosť zubov, ku ktorej dochádza pri výrobe tým, že evolventy vytvárajúce pravý a ľavý bok zuba, sa pretnú na hlavovej kružnici alebo pod ňou. U bežného ozubenia nastáva špicatosť zubov pri uhle záberu $\alpha=32^\circ$ pri $z_{min} < 8$. Zabránenie podrezaniu je možné realizovať znížením súčiniteľa výšky hlavy nástroja h_a^* (obr.3.5-b).



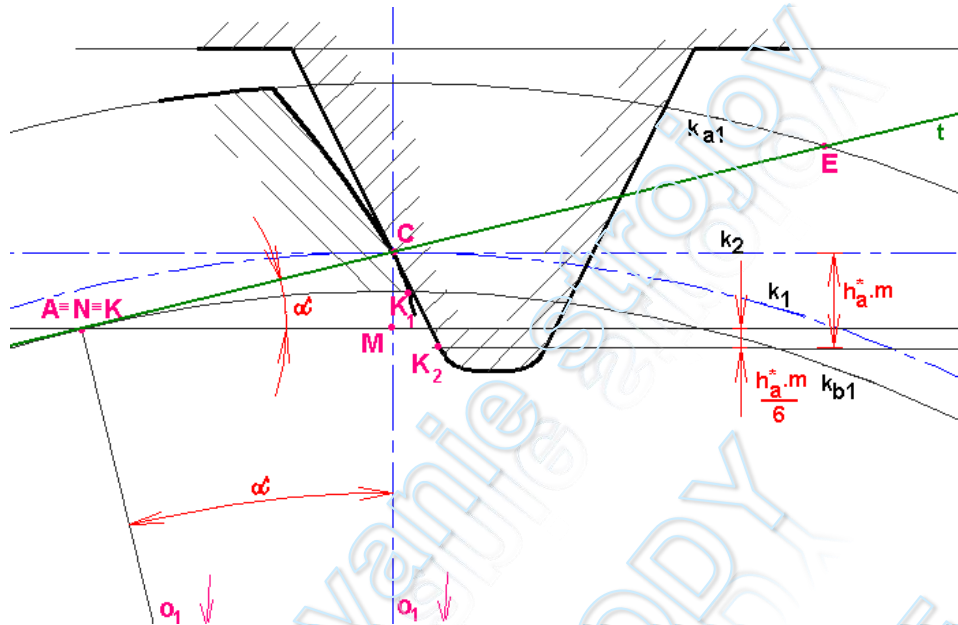
Obr. 3.5 Korekcie a) zmenou uhla záberu, b) zmenou súčiniteľa výšky hlavy zuba

Často sa pri konštrukcii ozubenia pripúšťa malé podrezanie (neplatí pre odlievané kolesá), ktoré podstatne neovplyvní vlastnosti záberu. Veľkosť tohto zanedbateľného podrezania vyplýva z prípustného minimálneho počtu zubov z'_{min} . Jeho hodnota sa vypočíta:

$$z'_{min} = \frac{5}{6} \cdot z_{min} \quad (3.2)$$

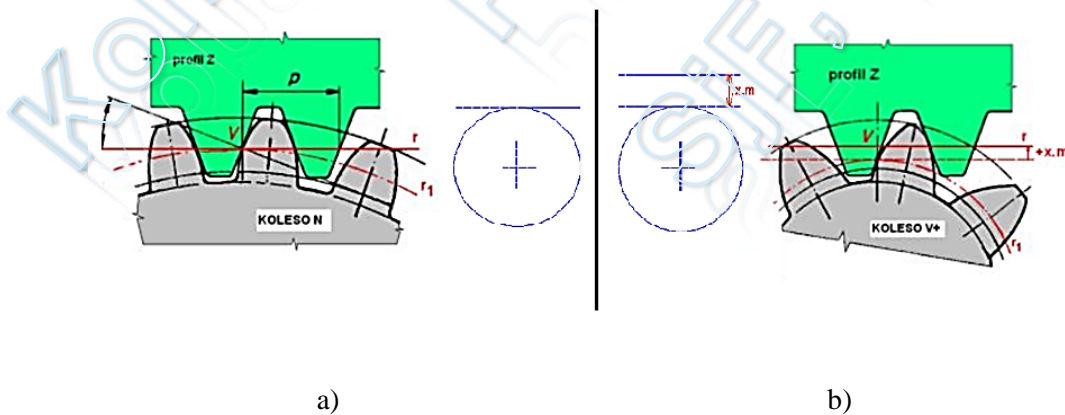
V tomto prípade bude bod K_2 (pozri obr.3.6) posunutý oproti bodu N o hodnotu $\frac{h_a^* \cdot m}{6}$

do vyrábaného kolesa. Potom bude pre $\alpha = 20^\circ \dots z'_{min} = 14$.



Obr. 3.6 Stanovenie prípustného minimálneho počtu zubov

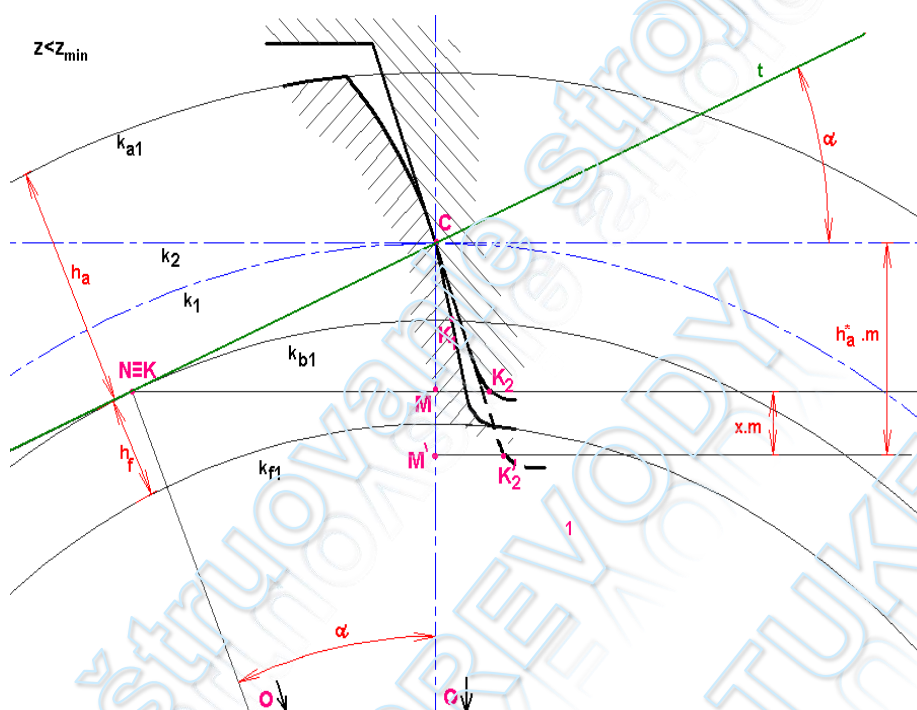
Aby nedošlo k podrezaniu pri výrobe kolies s malým počtom zubov ($z < z_{min}$) vysúva sa nástroj o určitú hodnotu, ktorá sa určí ako súčin tzv. jednotkového posunutia a modulu, teda o hodnotu $x \cdot m$ (obr. 3.7 – b). Čiže pri výrobe sa nebude rozstupová priamka hrebeňa (nástroja) dotýkať rozstupovej kružnice kolesa (obr. 3.7 – a).



Obr. 3.7 Poloha hrebeňového nástroja pri výrobe a) nekorigovaného kolesa, b) pri korekcii pred odstránenie podrezania

Súčasne s vysunutím nástroja o hodnotu $x.m$ je potrebné zmeniť polomer hlavovej i päťnej kružnici o tú hodnotu, aby zostala výška zuba normálna:

$$\begin{aligned} h_a &= m + x.m \\ h_f &= 1,25.m - x.m \end{aligned} \quad (3.3)$$



Obr. 3.7 Stanovenie jednotkového posunutia

Z geometrie obrázka 3.7 vyplýva:

$$\sin \alpha = \frac{\overline{CM}}{\overline{NC}} \Rightarrow \overline{CM} = \overline{NC} \cdot \sin \alpha$$

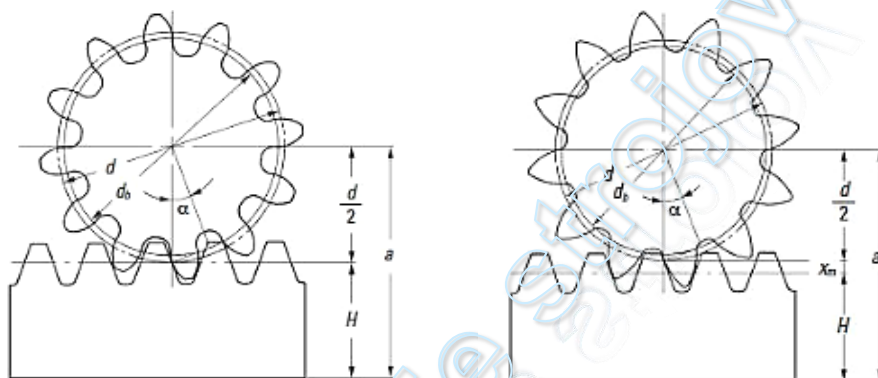
$$\overline{NC} = r \cdot \sin \alpha$$

$$\overline{CM} = h_a^* \cdot m - x \cdot m = m \cdot (1 - x) \text{ ak } h_a^* = 1.$$

Po dosadení a úprave hodnota minimálneho jednotkového posunutia:

$$x_{min} = h_a^* \cdot \frac{z_{min} - z}{z_{min}} \quad (3.4)$$

Príklad odstránenia podrezania posunutím nástroja o hodnotu $+x$ je na obrázku 3.8.



Nekorigované: $\alpha=20^\circ, z=12, x=0$

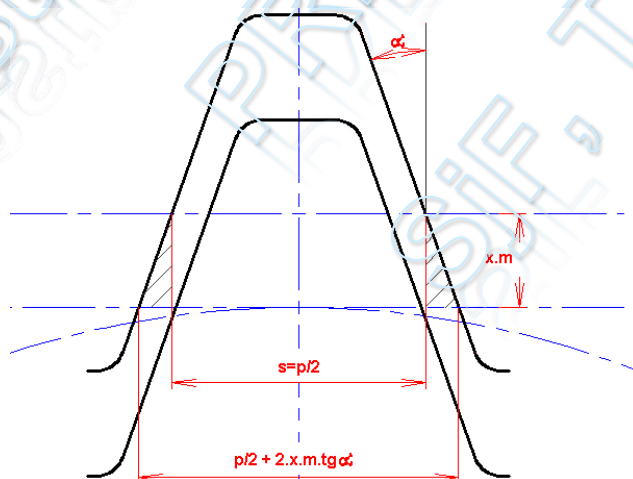
Korigované: $\alpha=20^\circ, z=12, x=+0,6$

Obr. 3.8 Príklad odstránenia podrezania posunutím nástroja [30]

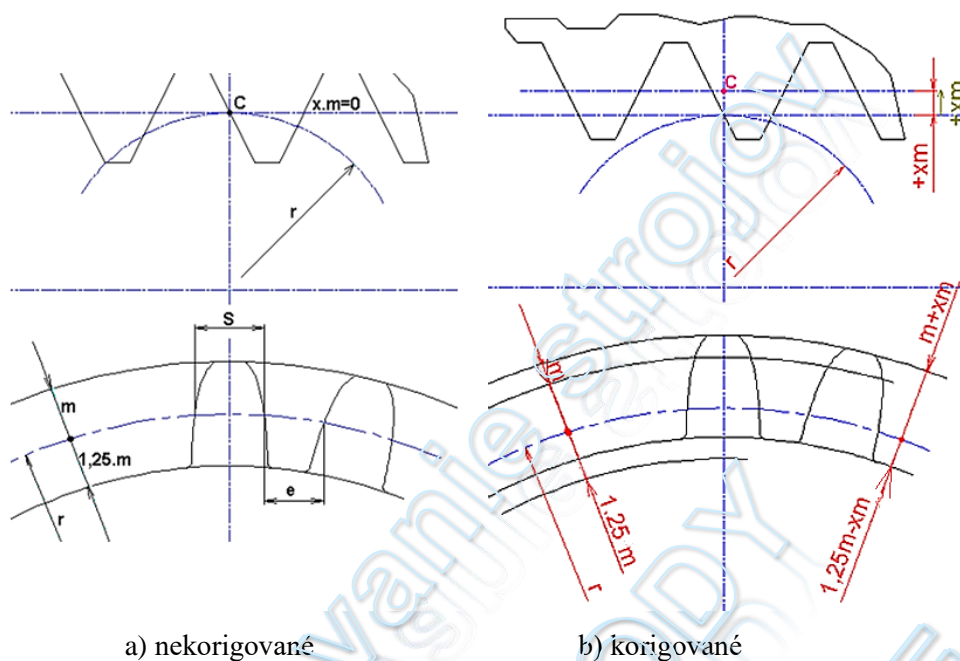
Vysunutím nástroja pri výrobe (obr.3.9) sa zmení aj hrúbka zuba s a šírka zubovej medzery e :

$$s = \frac{p}{2} + 2 \cdot x \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

$$e = \frac{p}{2} - 2 \cdot x \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha$$



Obr. 3.9 Hrúbka zuba pri posunutí nástroja o hodnotu $x \cdot m$



a) nekorigované

b) korigované

Obr. 3.10 Parametre nekorigovného a korigovaného ozubenia

U ozubenia korigovaného metódou posunutia nástroja pre odstránenie podrezania sa mení:

- ✓ výška hlavy zuba,
- ✓ výška päty zuba,
- ✓ priemer hlavovej kružnice,
- ✓ priemer päťnej kružnice,
- ✓ hrúbka zuba,
- ✓ šírka zubovej medzery.

U ozubenia korigovaného metódou posunutia nástroja pre odstránenie podrezania sa nemení:

- ✓ priemer rozstupovej kružnice,
- ✓ priemer základnej kružnice,
- ✓ rozstup na rozstupovej kružnici.

Pomocou posunutia nástroja je možné účinne odstrániť podrezanie zuba. Posunutie nástroja je možné realizovať aj v iných požadovaných prípadoch. Nástroj je možné posúvať v smere plusovej ale aj mínusovej súradnice. Táto možnosť ponúka ďalšie dôvody pre korekciu ozubených kolies.

Dôvody korekcie:

- ✓ korekcia nutná – na odstránenie podrezania,
- ✓ korekcia optimalizačná – vykonávame ju za účelom optimalizácie záberových pomerov v ozubení,
- ✓ korekcia na dosiahnutie požadovanej osovej vzdialenosti.

3.3 Korekcia ozubeného súkolesia posunutím profilu

Nekorigované súkolesie označujeme ako súkolesie N .

Ak dôjde ku korekcii niektorého so spolu zaberajúcich kolies tak označujeme súkolesie ako VN alebo V .

Korekciu súkolesia s korigovaním dvoch ozubených kolies súčasne delíme na:

- ✓ korekciu VN - bez zmeny osovej vzdialenosti,
- ✓ korekciu V - so zmenou osovej vzdialenosti.

3.3.1 Korekcia súkolesia VN

Ide o korekciu bez zmeny osovej vzdialenosti. Tento typ súkolesia je charakteristický tým, že jedno kolies je korigované nutnou korekciou o veľkosti x_1 a druhé koleso, ktoré nemusí byť korigované z dôvodu odstránenia podrezania je korigované posunutím x_2 opačného smeru (obr.3.11).

Vysúva sa nástroj pri obrábaní pastorku o hodnotu $+x_1.m$ a o tú istú hodnotu $-x_2.m$ sa zasúva pri výrobe do kolesa. Teda

$$|x_1| = |x_2|,$$

$$x_1 = -x_2,$$

$$x_1.m = -x_2.m$$

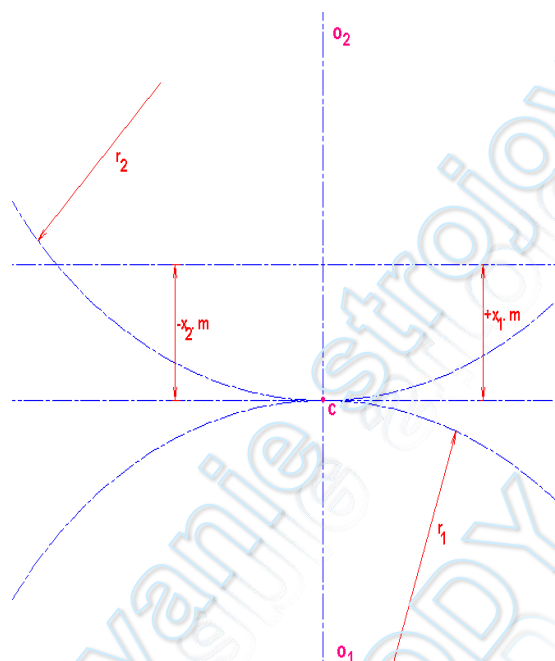
Základné podmienky použitia korekcie:

$$z_1 < z_{min}$$

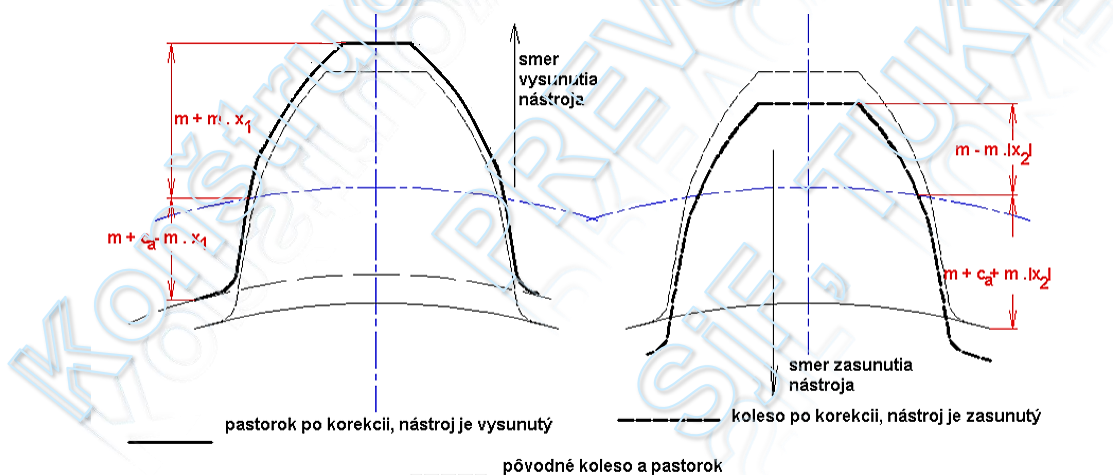
$$z_2 > z_{min}$$

$$z_1 + z_2 \geq 2.z_{min} \quad (3.5)$$

Hodnota výsledného posunutia $X [mm]$ je závislá od jednotkového posunutia $x [-]$ a hodnoty modulu $m [mm]$.



Obr. 3.11 Korekcia bez zmeny osovej vzdialenosti



Obr. 3.12 Tvar zuba pri korekcii bez zmeny osovej vzdialenosti

Pri korekcii VN sa nemenia tieto parametre:

- ✓ uhol záberu α ,
- ✓ polomery rozstupových kružníc r_1, r_2 ,
- ✓ polomery základných kružníc r_{b1}, r_{b2} ,
- ✓ osová vzdialenosť a .

Hodnoty meniacich sa parametrov:

✓ polomery rozstupových kružníc
$$r_1 = \frac{z_1 \cdot m}{2} \quad \text{a} \quad r_2 = \frac{z_2 \cdot m}{2}$$

✓ polomery základných kružníc
$$r_{b1} = r_1 \cdot \cos \alpha \quad \text{a} \quad r_{b2} = r_2 \cdot \cos \alpha$$

✓ polomery hlavových kružníc
$$r_{a1} = r_1 + m \cdot (1 + x_1) \quad \text{a} \quad r_{a2} = r_2 + m \cdot (1 - |x_2|)$$

✓ polomery pätných kružníc
$$r_{f1} = r_1 - (m + c_a - m \cdot x_1) \quad \text{a} \quad r_{f2} = r_2 - (m + c_a + m \cdot |x_2|)$$

kde $c_a = 0,25 \cdot m$

✓ osová vzdialenosť
$$a = r_1 + r_2$$

✓ hrúbka zubov meraná na rozstupovej kružnici
$$s_1 = \frac{p}{2} + 2 \cdot x_1 \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad \text{a} \quad s_2 = \frac{p}{2} - 2 \cdot |x_2| \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

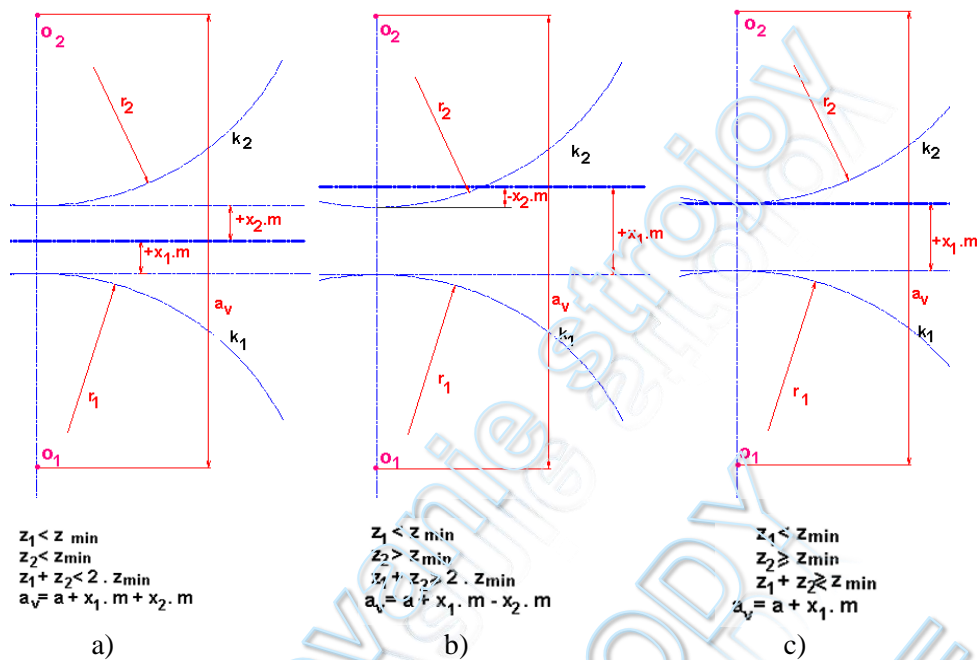
3.3.2 Korekcia súkolesia V

Ide o korekciu so zmenou osovej vzdialenosti. Korekciu so zmenou osovej vzdialenosti V delíme:

- ✓ na pozitívnu korekciu pastorka a kolesa (obr.3.13 – a),
- ✓ na pozitívnu korekciu pastorka a negatívnu korekciu kolesa (obr.3.13 – b),
- ✓ pozitívnu korekciu pastorka (obr.3.13 – c).

Pri korekcii V poznáme dve osové vzdialenosti:

- ✓ a_v - výrobná osová vzdialenosť,
- ✓ a_w - pracovná osová vzdialenosť.



Obr. 3.13 Korekcie so zmenou osovej vzdialenosti a) pozitívna korekcia pastorka a kolesa, b) pozitívna korekcia pastorka a negatívna korekcia kolesa, c) pozitívna korekcia pastorka

Medzi zubami sa vymedzuje bočná vôľa c_n prisunutím oboch kolies k sebe, čiže zmenšením vzdialenosti a_v na a_w ($a_w < a_v$). Súčasne sa zmenšuje polomer hlavných kružníc o hodnotu rozdielu $a_v - a_w$, aby nemohlo dôjsť k interferencii hlavy zuba s prechodovou krivkou.

Oddialením kolies vznikajú nové valivé (rozstupové) kružnice k_{w1} a k_{w2} s polormi r_{w1} a r_{w2} , v dôsledku čoho sa zmení záberový uhol α z α na α_w (obr.3.14).

Ak má byť dodržaná základná požiadavka konštantného prevodu musí platiť:

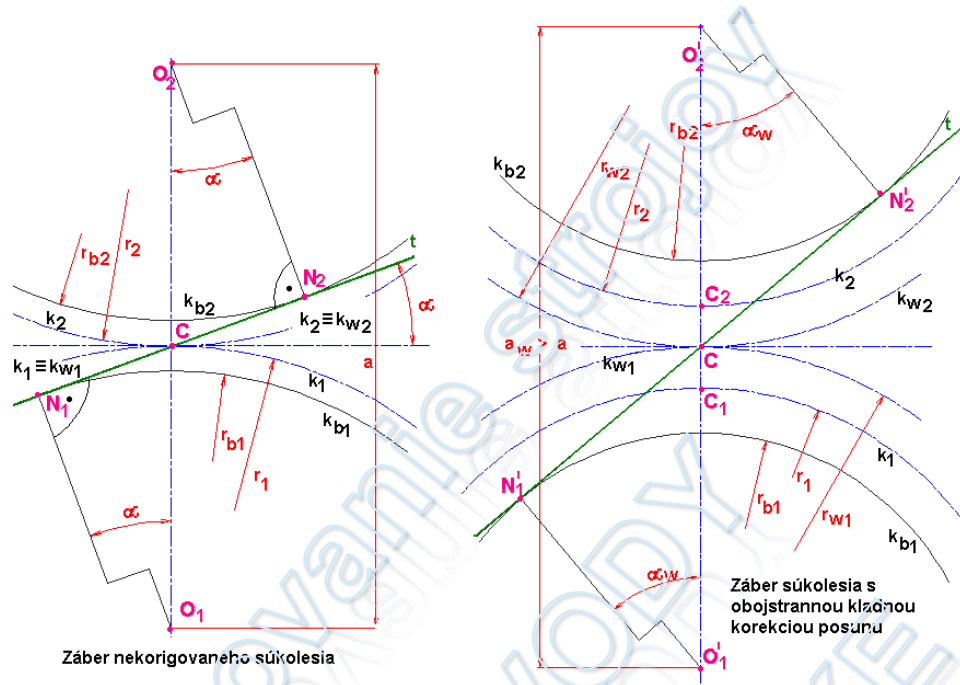
$$\frac{r_2}{r_1} = \frac{r_{w2}}{r_{w1}} = \text{konšt.} \quad (3.6)$$

Z obrázku 3.14 vyplýva:

$$r_{b1} = r_1 \cdot \cos \alpha = r_{w1} \cdot \cos \alpha_w \Rightarrow \frac{r_{w1}}{r_1} = \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} \Rightarrow r_{w1} = r_1 \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}$$

Pre osovú vzdialenosť nekorigovaných kolies platí:

$$\frac{r_{b1} + r_{b2}}{\cos \alpha} = r_1 + r_2 = a$$



Obr. 3.14 Korekcie so zmenou osovej vzdialenosti a) pozitívna korekcia pastorka a koleša

Pracovnú osovú vzdialenosť korigovaných kolies určíme zo vzťahu:

$$a_w = a \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} \quad (3.7)$$

Rozstup na pracovnej (valivej) kružnici je daný vzťahom:

$$p_w = p \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}$$

Výsledné jednotkové posunutie je definované:

$$\sum x = x_1 + x_2 = \frac{z_1 + z_2}{2} \cdot \frac{\operatorname{inv} \alpha_w - \operatorname{inv} \alpha}{\operatorname{tg} \alpha} \quad (3.8)$$

Rovnice (3.7) a (3.8) sú základom pre výpočet rozmerov obecného korigovaného ozubenia, využívame ich pre riešenie dvoch úloh technickej praxe pri výpočte pracovnej vzdialenosti osí a_w a pri výpočte súčtu jednotlivých posunutí $\sum x$ pri danej pracovnej osovej vzdialenosti a_w .

Súčet jednotlivých posunutí (vzorec 3.8) rozdelíme na pastorka a koleso tak, aby nedošlo k podrezaniu ani jedného z kolies, preto:

$$\sum x = x_1 + x_2$$

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{x_1}{x_2}$$

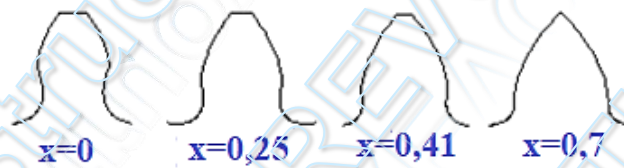
Po úprave jednotkové posunutie pastorka vypočítame:

$$x_1 = \frac{\sum x}{1 + \frac{1}{u}}$$

Pre jednotkové posunutie spolu zaberajúceho kolesa platí:

$$x_2 = \frac{\sum x}{1 + u}$$

Zároveň nesmie dôjsť ani k špicatosti vplyvom veľkého jednotkového posunutia pastorku (obr. 3.15).



Obr. 3.15 Vplyv jednotkového posunutia na špicatosť zubov

Za predpokladu, ak súčiniteľ hlavovej vôle $\epsilon_a^* = 0,25$ platí, že priemery hlavových kružníc korigovaného súkolesia určíme zo vzťahov:

$$d_{a1} = 2a_w - d_{f2} - 0,5.m$$

$$d_{a2} = 2a_w - d_{f1} - 0,5.m$$

Pre polomery pätných kružníc platí:


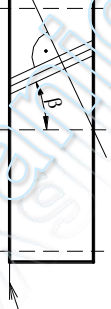
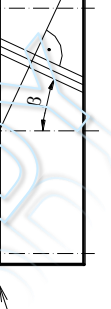
$$r_{f1} = r_1 - 1,25.m + x_1.m$$

$$r_{f2} = r_2 - 1,25.m + x_2.m$$

4 ČELNÉ OZUBENÉ SÚKOLESIA

Parametre pre meranie čelných ozubených kolies sa určujú a merajú v čelnej rovine (Tab. 4.1), ktorou je každá rovina kolmá na os rotácie ozubeného kola. Parametre spojené s výrobou čelných ozubených kolies sa určujú v normálovej rovine, ktorou je každá rovina kolmá na bok zuba.

Tab. 4.1 Roviny u čelného ozubeného kola

s priamymi zubami $m = m_n = m_t$	So šikmými zubami	
	L - ľavé	R - pravé
<p>čelná aj normálová rovina</p> 	<p>normálová rovina</p>  <p>čelná rovina</p>	<p>normálová rovina</p>  <p>čelná rovina</p>

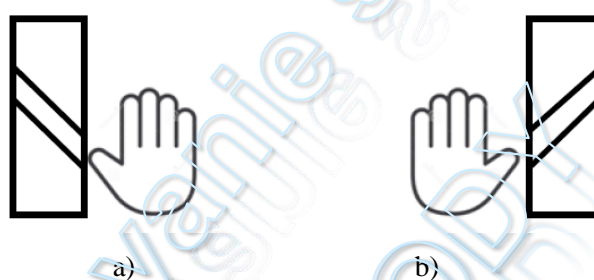
Čelným ozubeným prevodom a ich geometrickým rozmerom je venovaná kapitola 2.5.



Obr. 4.1 Čelné ozubené súkolesie so šikmými zubami

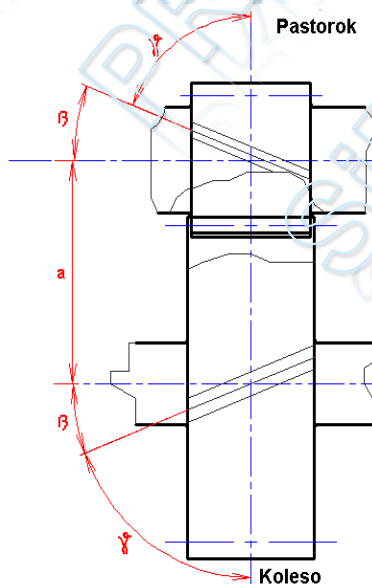
Čelné ozubené kolesá so šikmými zubami sú v skutočnosti skrutkovice s veľkým počtom chodov. Počet chodov je rovný počtu zubov kolesa. Na obrázku 4.1 je zobrazené čelné ozubené súkolesie so šikmými zubami. Prednosťou ozubených kolies so šikmými zubami, je pozvoľný vstup a výstup zo záberu a väčšia hodnota súčiniteľa trvania vyplývajúca zo zošikmenia zubov. Veľkou nevýhodou je axiálna sila ktorá vzniká v ozubení.

Sklon šikmých zubov môže byť pravý alebo ľavý (tabuľka 4.1) a rozpoznávame ich pomocou palca na ruke obr. 4.2. Ak prsty dlane smerujú v smere otáčania kolesa a palec nám prekryva sklon zubov, tak ak je to palec pravej ruky potom sa jedná o pravý sklon ak je to palec ľavej ruky tak je to ľavý sklon.



Obr. 4.2 Sklon šikmých zubov a) pravý sklon šikmých zubov, b) ľavý šikmých zubov [30]

Spoluzaberajúce ozubené kolesá so šikmými zubami majú vždy rovnaký uhol sklonu (zošikmenia) β , pričom jedno koleso má pravotočivú a druhé ľavotočivú skrutkovicu (obr. 4.3).



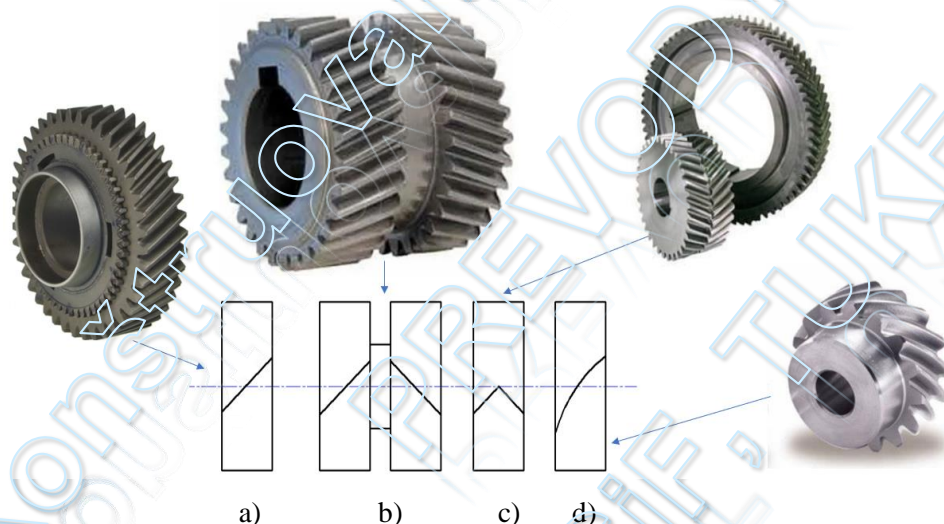
Obr. 4.3 Spoluzaberajúce ozubené kolesá so šikmými zubami

Uhol zošikmenia β je uhol, ktorý zvierá dotyčnica boku zuba s osou rotácie. Je meraný na rozstupovom valci. Uhol γ je uhol stúpania skrutkovice, pričom platí: $\gamma + \beta = 90^\circ$.

Uhol zošikmenia u bežných silových prevodoviek sa volí s ohľadom na axiálnu silu, ktorú musíme pomocou axiálnych ložísk zachytiť. Volí sa v rozsahu $\beta=8^\circ-12^\circ$ výnimočne až $\beta=20^\circ$. Ak chceme dosiahnuť väčšie trvanie záberu a tým i tichý chod, musíme voliť zošikmenia $\beta=20^\circ-45^\circ$, v takom prípade používame dvojnásobne šikmé alebo šípové ozubenie. U dvojnásobne šikmých alebo šípových ozubení nie je potrebné zachytávať axiálne sily.

Čelné ozubené kolesá so šikmými zubami delíme na

- ✓ šikmé (obr.4.4 – a),
- ✓ dvojnásobne šikmé (obr.4.4 – b),
- ✓ šípové (obr.4.4 – c),
- ✓ s ľubovoľne zakrivenými zubami (obr.4.4 – d),



Obr. 4.4 Čelné ozubené kolesá so zubami a) šikmými, b) dvojnásobne šikmými, c) šípovými, d) zakrivenými zubami

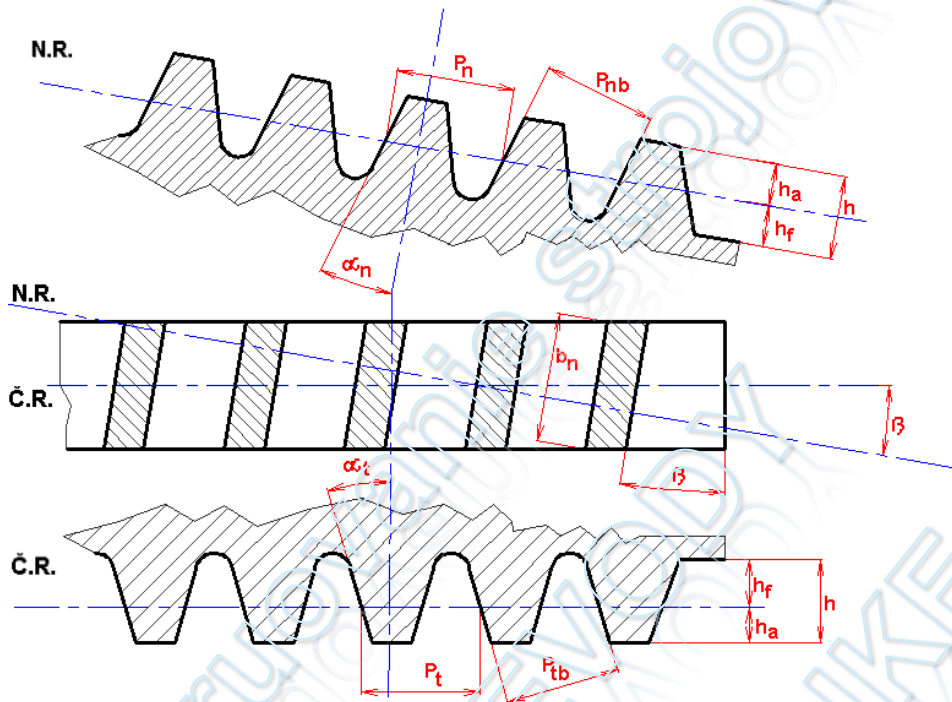
Výroba týchto kolies sa realizuje odvaľovacím spôsobom rovnako ako u kolies s priamymi zubami, len s tým rozdielom, že rezný pohyb nástroja má smer naklonenia voči osi rotácie o uhol β . Je preto možné využiť rovnaký nástroj ako pre výrobu ozubených kolies s priamymi zubami.

Výhody:

- ✓ trvanie záberu so šikmením zubov sa zväčšuje,
- ✓ boky zubov zaberajú postupne, čím sa odstraňuje vybudenie kmitania a znižuje sa hlučnosť,
- ✓ priestorový tvar zuba zvyšuje jeho odolnosť v namáhaní ohybom,

✓ je možné používať väčšie prevodové číslo až $u = 12$.

Nevýhodou je vznik axiálnej sily.



Obr. 4.5 Rez normálovou a čelnou rovinou

V normálovej rovine (N.R.) sa nachádza základný profil výrobného nástroja, ktorý určuje tvar a veľkosť zubu. To znamená, že normálový rez dáva ten istý základný profil ako u čelného ozubeného s rovnými zubami. Z toho vyplýva že uhol záberu α_n sa nemení v normálovej rovine (obr.4.5).

V čelnej rovine (Č.R.) dostávame väčší uhol záberu α_t . Vzťah medzi týmito uhlami záberu je daný rovnicou

$$\frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\operatorname{tg} \alpha_t} = \cos \beta \quad (4.1)$$

Pričom $\alpha_n = 20^\circ$.

4.1 Geometrické parametre členených ozubených kolies so šikmými zubami

Východzími parametrami ozubených kolies so šikmými zubami je modul nástroja v normálovej rovine m_n , ktorý je totožný s modulom nástroja a rovnaký ako u čelného ozubeného kola s rovnými zubami ($m_n = m$), počet zubov z a uhol sklonu zubu β na rozstupovom valci.

Konštruovanie strojov - PREVODY

Vzťahy pre výpočet geometrických rozmerov čelného vonkajšieho súkolesia so šikmými zubami bez korekcie (obr.4.1) sú uvedené v tabuľke 4.2.

Tab. 4.2 Vzťahy pre výpočet geometrických rozmerov čelného vonkajšieho súkolesia bez korekcie (súkolesie N)

Geometrické prvky	Pastorok	Ozubené koleso
Počet zubov	z_1	z_2
Prevodové číslo	$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$	
Modul v normálovej rovine (Tab. 4.3)	m_n (normalizovaný)	
Uhol záberu nástroja	najčastejšie používaný $\alpha_n = 20^\circ$ (normalizovaný)	
Uhol sklonu zubov	$\beta = 0^\circ$ - priame zuby $\beta = 8^\circ - 25^\circ$ - šikmé zuby	
Modul v čelnej rovine	$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}$	
Uhol záberu v čelnej rovine	$\tan \alpha_t = \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$	
Uhol sklonu zuba na základnej kružnici	$\sin \beta_b = \sin \beta \cdot \cos \alpha_n$	
Rozstup v normálovej rovine	$p_n = \pi \cdot m_n$	
Rozstup v čelnej rovine	$p_t = \pi \cdot m_t$	
Výška hlavy zuba	$h_a = h_a^* \cdot m_n$ ($h_a^* = 1$)	
Výška päty zuba	$h_f = h_f^* \cdot m_n$ ($h_f^* = 1,25$)	
Priemer rozstupovej kružnice	$d_1 = \frac{z_1 \cdot m_n}{\cos \beta}$	$d_2 = \frac{z_2 \cdot m_n}{\cos \beta}$
Priemer hlavovej kružnice	$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_a$	$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot h_a$
Priemer pätnjej kružnice	$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot h_f$	$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot h_f$
Priemer základnej kružnice	$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha_t$	$d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha_t$
Hlavová vôľa	$c_a = c_a^* \cdot m_n = 0,25 \cdot m_n$	
Polomer zaoblenia pätnjej prechodovej krivky	$r_f = r_f^* \cdot m_n = 0,38 \cdot m_n$	
Súčiniteľ šírky zuba	$\Psi = 15$ až 25	
Šírka ozubenia	$b_1 = b_2 + 2 \cdot m_n$ (maximálne)	$b_2 = \psi \cdot m_n$
Osová vzdialenosť	$a = \frac{(z_1 + z_2) \cdot m_n}{2 \cdot \cos \beta}$	

Tab. 4.2 Moduly čelných ozubených kolies m_n [mm] podľa STN ISO 54, rad I

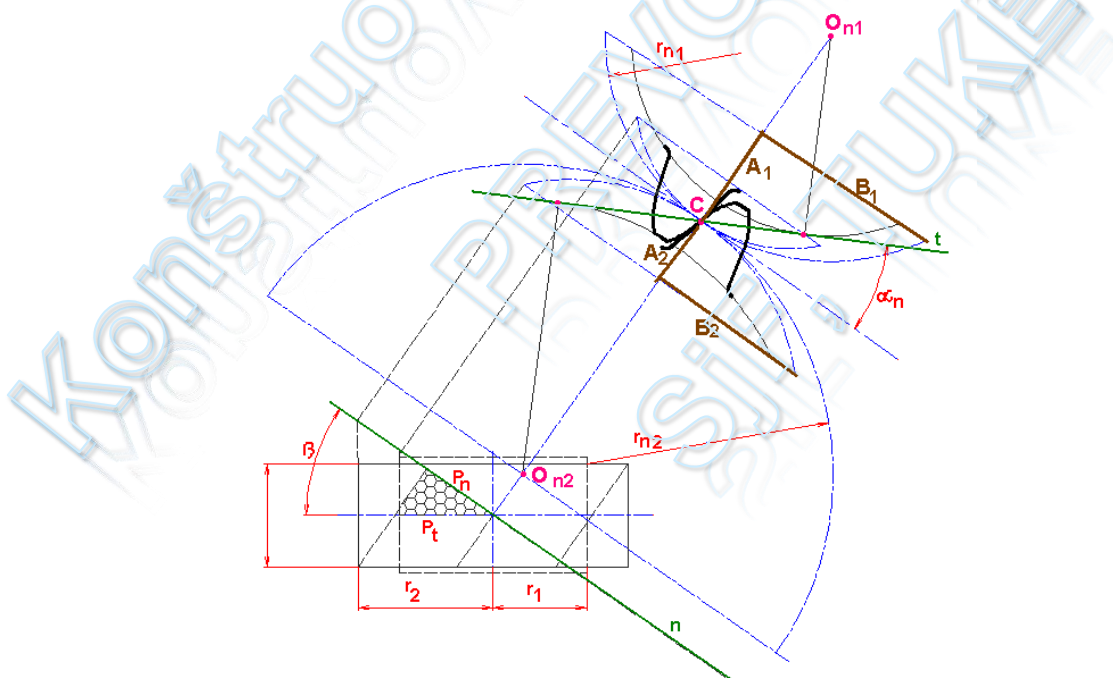
1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6
8	10	12	16	20	25	32	40	50

Pričom $\alpha_n = 20^\circ$.

4.2 Náhradné-virtuálne ozubené koleso

Kinematické podmienky a záberové podmienky spolu zaberajúcich ozubených kolies so šikmými zubami sa vyšetrujú v čelnej rovine. To znamená, že v čelnom súkolesí so šikmými zubami sa táto problematika rieši v normálovej rovine na tzv. porovnávajúcich (virtuálnych) kolesách (obr.4. 6), na ktorých budú rovnaké záberové pomery ako na kolese skutočnom.

V normálovej rovine, v ktorej je vytvorené virtuálne koleso, ktorého počet zubov je menší ako je skutočný počet zubov a po doplnení počtu zubov do plného virtuálneho kolesa je ich počet porovnávaný s medzným počtom zubov, pre určenie primárnej interferencie. V normálovej rovine na virtuálnych – porovnávacích kolesách je vykonávaná aj pevnostná kontrola zubov.



Obr. 4.6 Čelné ozubené súkolesie so šikmými zubami

Počet zubov virtuálneho kolesa vypočítame z rovnice $z_n = \frac{z}{\cos^3 \beta}$, kde z je skutočný počet zubov čelného kolesa so šikmými zubami.

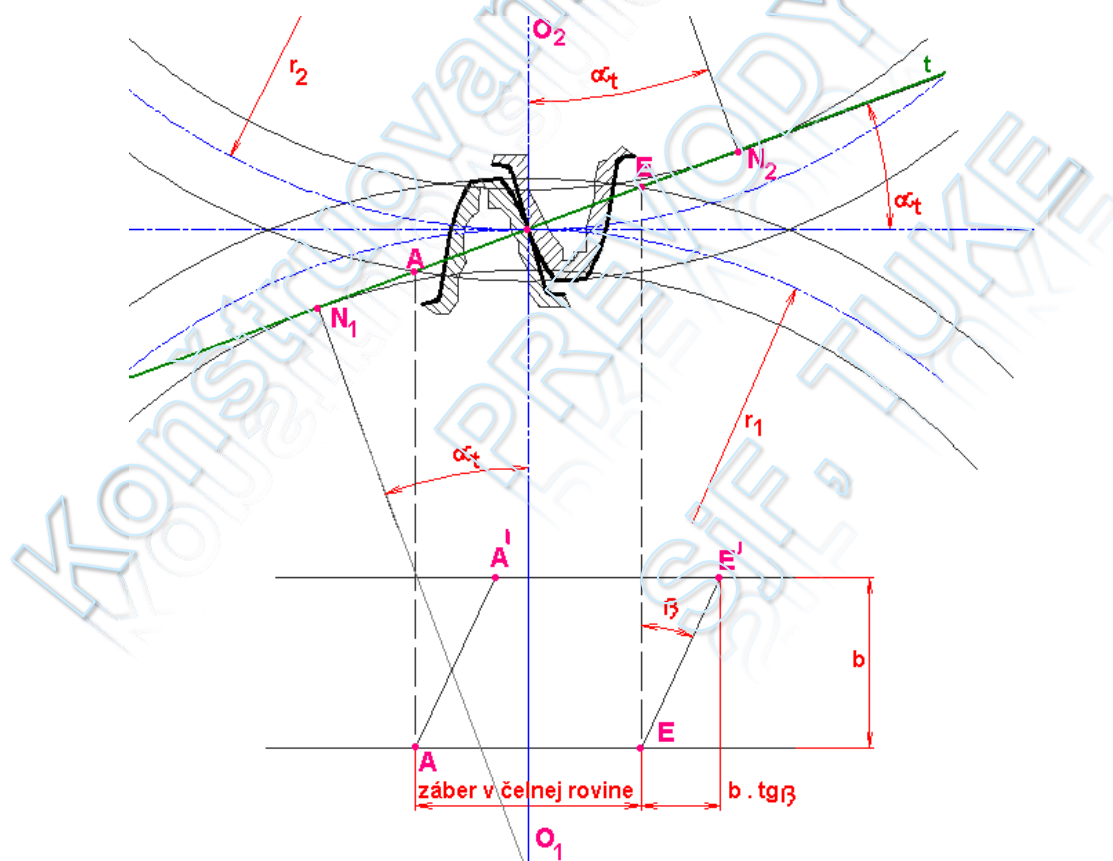
4.3 Záberové pomery v čelnom ozubenom súkolesí so šikmými zubami

Doba záberu u kolies so šikmými zubami je dlhšia než u kolies s priamymi zubami. Aj napriek tomu, že záber zuba v prednej čelnej rovine skončí v bode E , pokračuje ešte ďalej v rovinách s čelnou rovinou rovnobežných, až skončí v bode E' (pozri obr. 4.7). Záber je takto predĺžený o takzvaný krok šikmých zubov $b \cdot \operatorname{tg} \beta$, takže súčiniteľ záberu je daný vzťahom:

$$\varepsilon = \varepsilon_{\alpha t} + \varepsilon_{\beta} \quad (4.2)$$

kde: $\varepsilon_{\alpha t}$ je súčiniteľ záberu v čelnej rovine,

ε_{β} je súčiniteľ záberu kroku.



Obr. 4.7 Záberové podmienky v čelných ozubených kolesách so šikmými zubami

Súčiniteľ záberu v čelnej rovine definujeme ako:

$$\varepsilon_{\alpha t} = \frac{\overline{AE}}{p_{bt}} = \frac{\sqrt{r_{a_1}^2 - r_{b_1}^2} + \sqrt{r_{a_2}^2 - r_{b_2}^2} - a \sin \alpha_t}{p_t \cos \alpha_t}$$

Po úprave:

$$\varepsilon_{\alpha t} = \frac{\sqrt{d_{a_1}^2 - d_{b_1}^2} + \sqrt{d_{a_2}^2 - d_{b_2}^2} - 2a \sin \alpha_t}{2p_t \cos \alpha_t} \quad (4.3)$$

Súčiniteľ záberu kroku je daný vzťahom:

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b \cdot \operatorname{tg} \beta}{p_t} \quad (4.4)$$

Potom výsledný súčiniteľ záberu pre čelné ozubené súkolesie so šikmými zubami vypočítame ako:

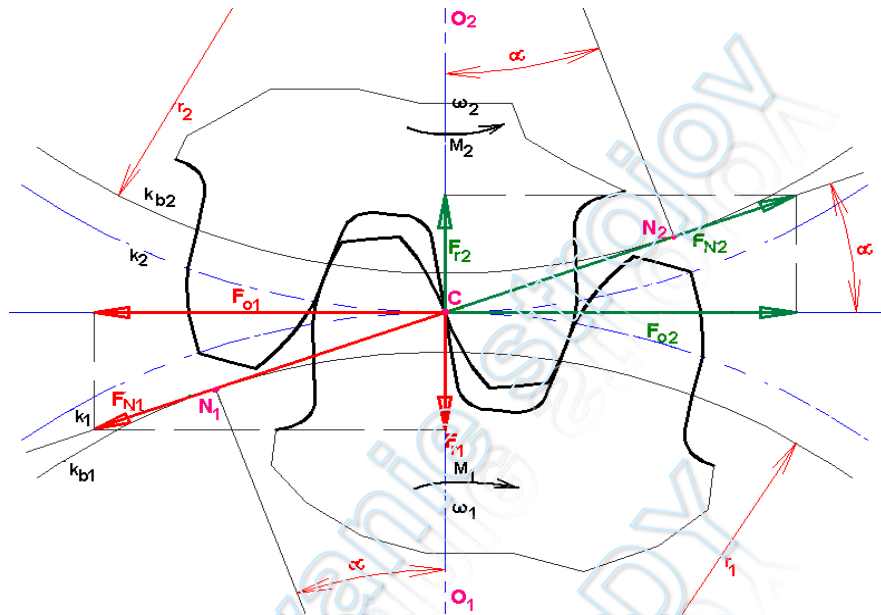
$$\varepsilon = \frac{\overline{AE}}{p_{bt}} + \frac{b \cdot \operatorname{tg} \beta}{p_t} = \frac{\frac{\overline{AE}}{\cos \alpha_t} + b \cdot \operatorname{tg} \beta}{p_t} \quad (4.5)$$

4.4 Silové pomery v čelnom ozubení s priamymi zubami

Výkon P na pastorku, čiže na hnacom kolese je prezentovaný krútiacim momentom M_{K1} a uhlovou rýchlosťou ω_1 , sa prenáša tvarovou väzbou, záberom zubov na koleso hnané. Medzi spoluzaberajúcimi zubami pôsobí normálová sila F_N v smere záberovej priamky. Je výslednicou vzájomného tlakového účinku medzi bokmi zubov v mieste záberu.

Medzi spoluzaberajúcimi zubami pôsobí normálová sila F_N v smere záberovej priamky. Je výslednicou vzájomného tlakového účinku medzi bokmi zubov v mieste záberu. Pohyb sily $F_{N1} = F_{N2}$ po záberovej priamke rýchlosťou $v_{N1} = v_{N2}$ predstavuje prenášaný výkon P (obr. 4.8).

Normálová (výsledná) sila pôsobiaca na bok zuba F_N sa rozkladá do obvodovej sily F_o a sily radiálnej F_r .



Obr. 4.8 Silové pomery v čelných ozubených kolesách s priamymi zubami

Obvodovú silu vyjadríme zo vzorca pre krútiaci moment:

$$M_{k1} = F_{O1} \cdot r_1 = F_{O1} \cdot \frac{d_1}{2}$$

Po úprave:

$$F_{O1} = \frac{2 \cdot M_{K1}}{d_1} \quad (4.6)$$

Pomocou obvodovej sily vyjadríme silu radiálnej F_r , ako aj výslednú silu pôsobiacu na bok zuba F_N .

Radiálna sila:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{F_{r1}}{F_{O1}} \Rightarrow F_{r1} = F_{O1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (4.7)$$

Normálová sila pôsobiaca na bok zuba:

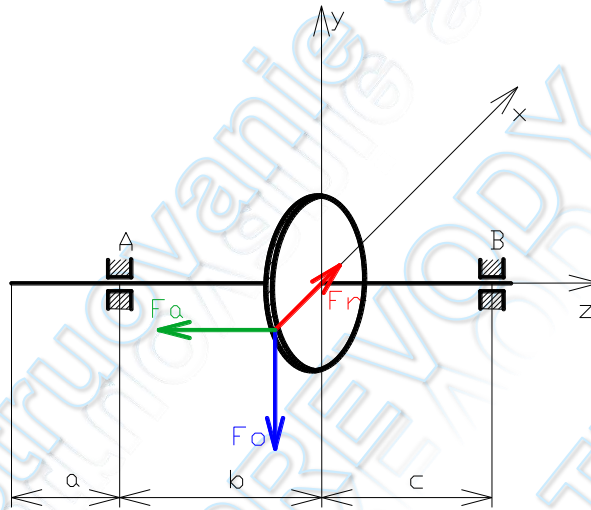
$$\cos \alpha = \frac{F_{O1}}{F_{N1}} \Rightarrow F_{N1} = \frac{F_{O1}}{\cos \alpha} \quad (4.8)$$

Pretože je záber zubov sprevádzaný sklzom na ich bokoch, spôsobuje normálová sila F_{N1} trečiu silu. Pri zabezpečení dostatočného mazania veľkosť trecej sily nadobúda pomerne nízke hodnoty. Z toho dôvodu čelné súkolesia dosahujú účinnosť $\eta = 0,98$.

4.5 Silové pomery v čelnom ozubení so šikmými zubami

Prenosom výkonu P pri uhlovej rýchlosti ω_1 pôsobí na pastorok záťažový krútiaci moment M_{K1} . Záberom zubov sa prenáša sila $F_N = F_{N1} = F_{N2}$ v smere spoločnej normály ako výsledok vzájomného tlakového účinku zubov daných kolies. Výsledná sila z ozubeného kolesa je priestorovo orientovaná (obr.4.9) a pracujeme s ortogonálnymi zložkami do:

- ✓ tangenty – obvodová sila F_o ,
- ✓ radiály – radiálna sila F_r ,
- ✓ axiály – axiálna sila F_a .



Obr. 4.9 Ortogonálne zložky výslednej sily

Sily v čelnom ozubenom súkolesí so šikmými zubami sú zobrazené na obrázku 4.10.

Obvodovú silu vyjadríme z krútiaceho momentu:

$$F_{O1} = \frac{2 \cdot M_{K1}}{d_1} \quad (4.9)$$

Axiálna sila sa vyjadrí:

$$F_{a1} = F_{o1} \operatorname{tg} \beta \quad (4.10)$$

Radiálna sila:

$$F_{r1} = F_{o1} \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta} \quad (4.11)$$

Výsledná sila pôsobiaca na bok zuba:

$$F_{N1} = \frac{F_{o1}}{\cos \alpha_n \cos \beta} \quad (4.12)$$

Platí:

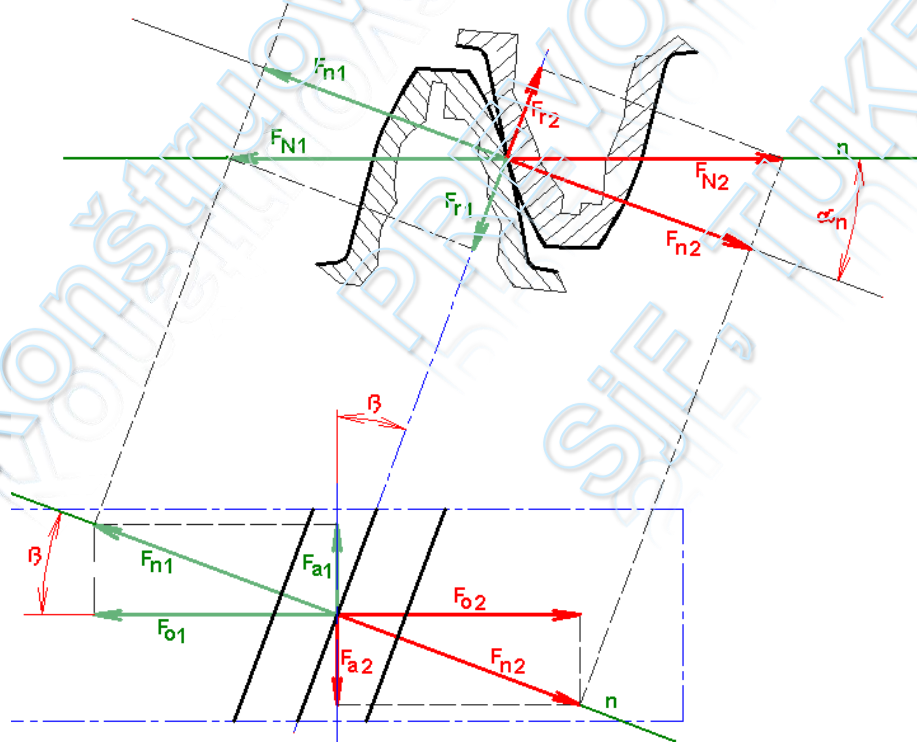
$|F_{N1}| = |F_{N2}|$ - výsledné sily

$|F_{n1}| = |F_{n2}|$

$|F_{o1}| = |F_{o2}|$ - obvodové sily

$|F_{r1}| = |F_{r2}|$ - radiálne sily

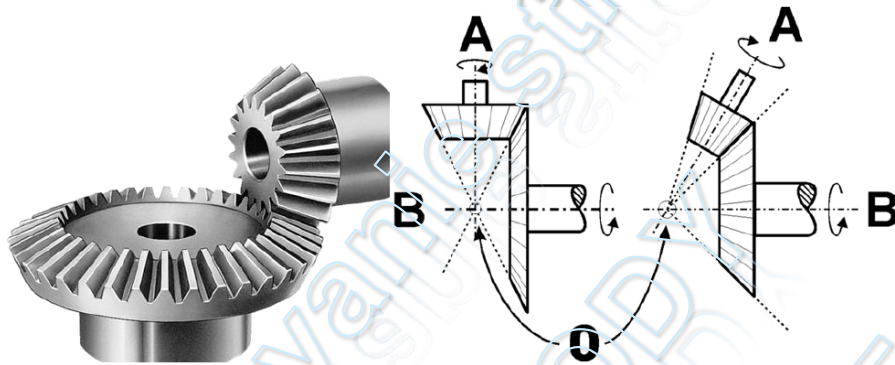
$|F_{a1}| = |F_{a2}|$ - axiálne sily



Obr. 4.10 Silové pomery v čelnom ozubenom súkolesí so šikmými zubami

5 KUŽĽOVÉ OZUBENÉ SÚKOLESIA

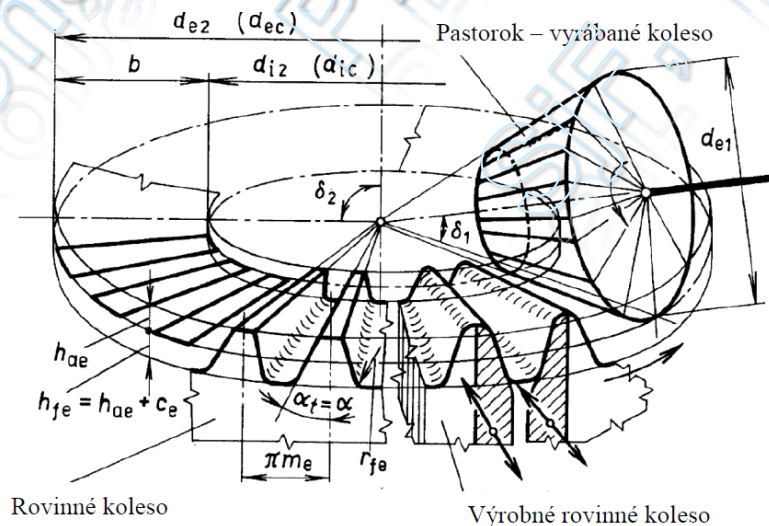
Kuželové súkolesia sa používajú na prenos výkonu medzi rôznobežnými osami hriadeľov, to znamená, že osi majú spoločný priesečník v bode „O“ (obr. 5.1). Ako môžeme z obr. 5.1 vidieť uhol osí hriadeľov môže mať rôznu hodnotu, v aplikačnej praxi je prevažná časť prevodov kuželovým súkolesím riešená s osami kolmými na seba a teda $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$. Zuby kolies sú vytvorené na povrchoch kužeľoch ktoré sa po sebe odvaľujú.



Obr. 5.1 Kuželové ozubené súkolesie

Ak je uhol osí hriadeľov $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ = \pi/2$, potom prevodový pomer určíme nasledovne:

$$i = \frac{z_2}{z_1} = u = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{cotg} \delta_1 \quad (5.1)$$

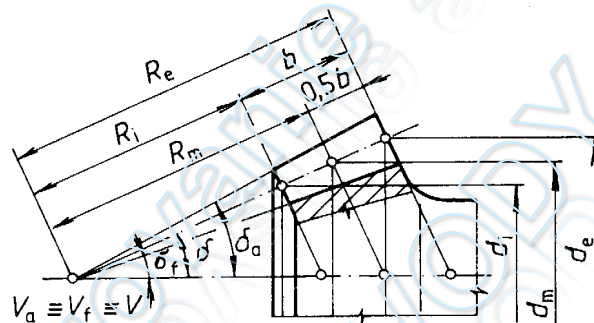


Obr. 5.2 Rovinné koleso [17]

V porovnaní s čelnými ozubenými kolesami, sú kužeľové kolesá náročnejšie na montáž aj výrobu. Používajú sa špeciálne jednoúčelové nástroje. V prípade kužeľových kolies sa používa pojem rovinné koleso (index „e“), ktoré má rovnakú funkciu ako výrobný hrebeň v prípade čelných kolies (obr.5.2).

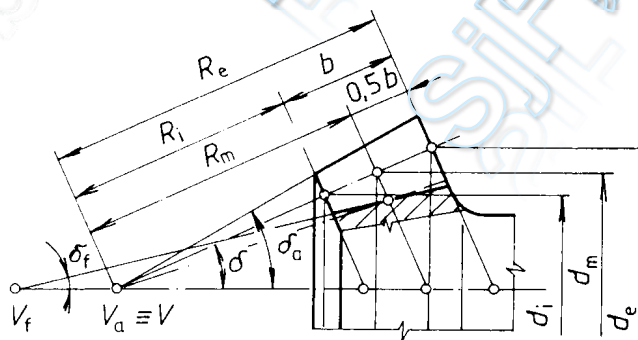
5.1 Rozdelenie kužeľových ozubených kolies

V prípade kužeľových kolies sú zadefinované tri základné tvary zubov, ktoré sa odlišujú polohou pätného a hlavového kužeľa. Na obrázku 5.3 je *Tvar I*, pri ktorom priečne rozmery zubov narastajú lineárne so vzdialenosťou od vrcholu. To znamená, že $V = V_a = V_f$, $h \neq \text{konšt.}$, výška zuba nie je konštantná.



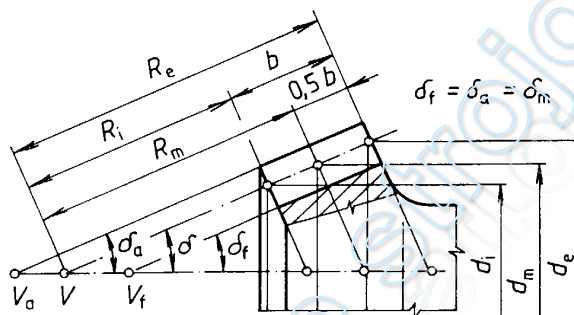
Obr. 5.3 Kužeľové ozubené koleso - Tvar I

Na obrázku 5.4 je zobrazený *Tvar II*, pre ktorý vrchol pätného kužeľa je posunutý tak, aby šírka zubovej medzery bola konštantná. Pre tento typ kužeľových kolies platí $V_f \neq V = V_a$, šírka zubovej medzery je konštantná.



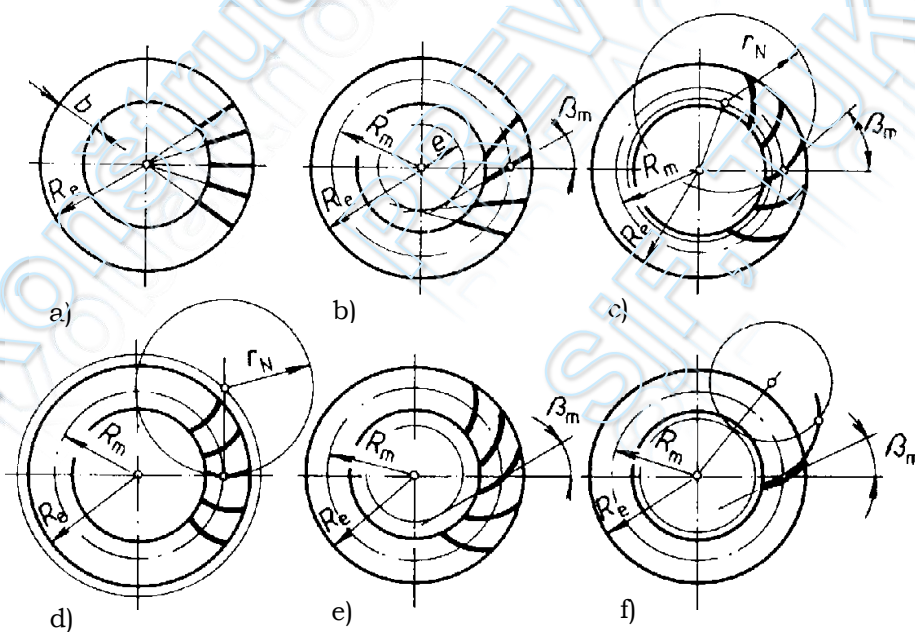
Obr. 5.4 Kužeľové ozubené koleso - Tvar II

Tvar III je zobrazený na obrázku 5.5. Pre tento tvar platí, že $V \neq V_a \neq V_f$, $h = \text{konšt.}$, teda výška zuba je konštantná.



Obr. 5.5 Kuželové ozubené koleso - Tvar III

Podľa tvaru bočnej krivky sa kuželové ozubené kolesá delia na kuželové ozubené kolesá s priamymi zubami, šikmými z zakriveniami (Tabuľka 5.1, obrázok 5.6).



Obr. 5.6 Druhy kuželových ozubených kolies [31]

Tab. 5.1 Druhy kuželových ozubených kolies

Krivka zuba	Názov	Výška zuba	Menovité rozmery
Radiálna priamka	Priame ozubenie (obr.5.6-a)	premenlivá	m_{re} (normalizovaný) $\alpha_t = 20^\circ; 15^\circ; 14^\circ 30'; 17^\circ 30'$ $\beta = \beta_m = 0^\circ$
Šikmá priamka	Šikmé ozubenia (obr.5.6-b)	premenlivá	ako u priameho ozubenia, ale $\beta = \beta_m = 20^\circ$ až 40° (odstupňované po 5°)
Kruhový oblúk	Gleason USA (obr.5.6-c)	premenlivá, ale hlavové, pätné, rozstupové kužele nemajú spoločný vrchol	m_{nm} (normalizovaný) $\alpha_{nm} = 20^\circ; 14^\circ 30'; 17^\circ 30'$ $\beta_m = 30^\circ$ až 40° (najčastejšie 35°)
	Gleason-Zerol USA (obr.5.6-d)	spoločný vrchol	m_{nm} (normalizovaný) $\alpha_{nm} = 20^\circ; 14^\circ 30'; 17^\circ 30'$ $\beta_m = 0^\circ$
	Modul-Kurvex SRN	konštantná	m_{nm} (normalizovaný) $\alpha_{nm} = 20^\circ; 14^\circ 30'; 17^\circ 30'$ $\beta_m = 25^\circ$ až 45°
Evolventa (paloida)	Paloidné ozubenie (obr.5.6-e) Klingelberg SRN	konštantná	m_{nm} (normalizovaný) $\alpha_{nm} = 20^\circ$ alebo $17^\circ 30'$ $\beta_m = 30^\circ$ až 38°
Epicykloida	Eloidné ozubenie (obr.5.6-f) Öerlikon-Spiromatic Švajčiarsko	konštantná	m_{nm} (normalizovaný) $\alpha_{nm} = 7^\circ 30'$ $\beta_m = 30^\circ$ až 50°
	Cyklopaloidné ozubenie Klingelberg SRN	konštantná	m_{nm} (normalizovaný) $\alpha_{nm} = 20^\circ$ alebo $17^\circ 30'$ $\beta_m = 0^\circ$ až 45°

5.2 Geometrické parametre kuželových ozubených kolies s rovnými zubami

Vzťahy pre výpočet geometrických rozmerov kuželového ozubeného kola s rovnými (priamymi) zubami a Tvar I sú v Tabuľke 5.2.

Normalizované hodnoty modulu pre kuželové ozubené kolesá s priamymi zubami sú uvedené v Tabuľka 5.3.

Tab. 5.2 Rozmery kuželového ozubeného kolesa s priamymi zubami, Tvar I

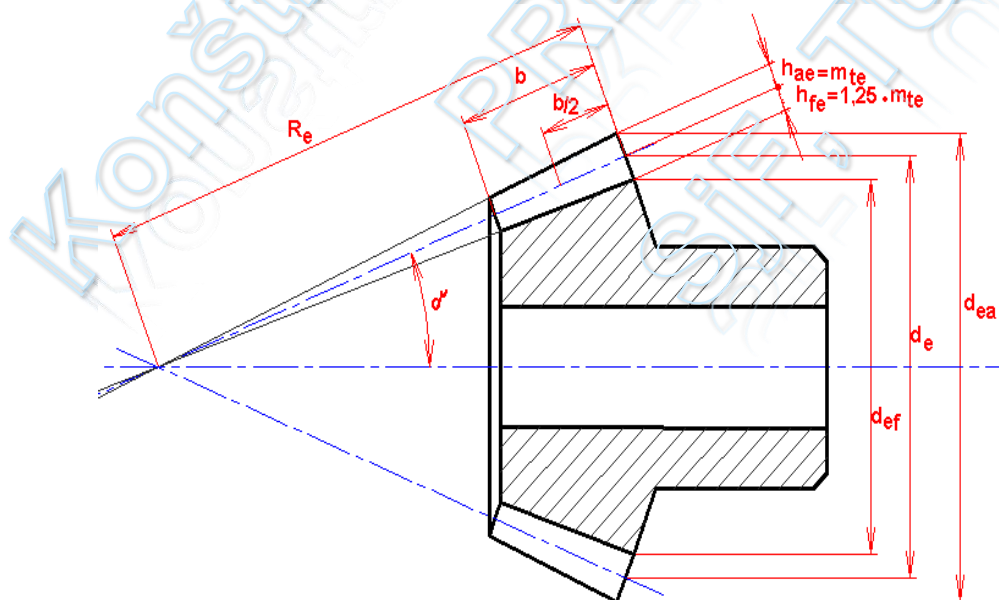
Geometrické prvky	Pastorok	Ozubené koleso
Počet zubov	z_1	z_2
Prevodové číslo	$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$	
Maximálny modul na valivom kuželi v čelnej rovine (tab.5.3)	m_{te} (normalizovaný)	
Uhol záberu nástroja	$\alpha_r = 20^\circ$ (normalizovaný)	
Polovičný vrcholový uhol valivého kužela	$\delta_1 = \arctan \frac{z_1}{z_2}$	$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1$
Počet zubov rovinného kolesa	$z_e = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$ (nezaokrúhľovať)	
Dĺžka površky valivého kužela	$R_e = \frac{m_{te} \cdot z_e}{2}$	
Výška hlavy zuba	$h_{ae} = h_a^* \cdot m_{te}$ ($h_a^* = 1$)	
Výška päty zuba	$h_{fe} = h_f^* \cdot m_{te}$ ($h_f^* = 1,2$)	
Priemer rozstupovej kružnice	$d_{e1} = z_1 \cdot m_{te}$	$d_{e2} = z_2 \cdot m_{te}$
Priemer hlavovej kružnice	$d_{ae1} = d_{e1} + 2 \cdot h_{ae} \cdot \cos \delta_1$	$d_{ae2} = d_{e2} + 2 \cdot h_{ae} \cdot \cos \delta_2$
Priemer pätej kružnice	$d_{fe1} = d_{f1} - 2 \cdot h_{fe} \cdot \cos \delta_1$	$d_{fe2} = d_{f2} - 2 \cdot h_{fe} \cdot \cos \delta_2$
Priemer základnej kružnice	$d_{be1} = d_{e1} \cdot \cos \alpha_t$	$d_{be2} = d_{e2} \cdot \cos \alpha_t$
Hlavová vôľa	$c_a = c_a^* \cdot m_{te} = 0,2 \cdot m_{te}$	
Polomer zaoblenia prechodovej krivky	$r_f = r_f^* \cdot m_{te} = 0,3 \cdot m_{te}$	
Súčiniteľ šírky zuba	$\Psi_m = 8$ až 12	
Šírka ozubenia	$b_{1,2} = \psi_m \cdot m_{te}$ alebo $b_{1,2} = \psi_k \cdot R_e = 0,3 \cdot R_e$	
Uhol hlavy zuba	$\vartheta_a = \arctan \frac{h_{ae}}{R_e}$	

Uhol päty zuba	$\vartheta_f = \arctan \frac{h_{fe}}{R_e}$	
Uhol zuba	$\vartheta = \vartheta_a + \vartheta_f$	
Uhol hlavového kužľa	$\delta_{a1} = \delta_1 + \vartheta_a$	$\delta_{a2} = \delta_2 + \vartheta_a$
Uhol pätného kužľa	$\delta_{f1} = \delta_1 - \vartheta_a$	$\delta_{f2} = \delta_2 - \vartheta_a$
Výška hlavového kužľa	$C_1 = \frac{d_{ae1}}{2 \cdot \tan \delta_{a1}}$	$C_2 = \frac{d_{ae2}}{2 \cdot \tan \delta_{a2}}$

Tab. 5.3 Moduly kuželových ozubených kolies m_{te} [mm] podľa STN ISO 678, pre rad I

1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6
8	10	12	16	20	25	32	40	50

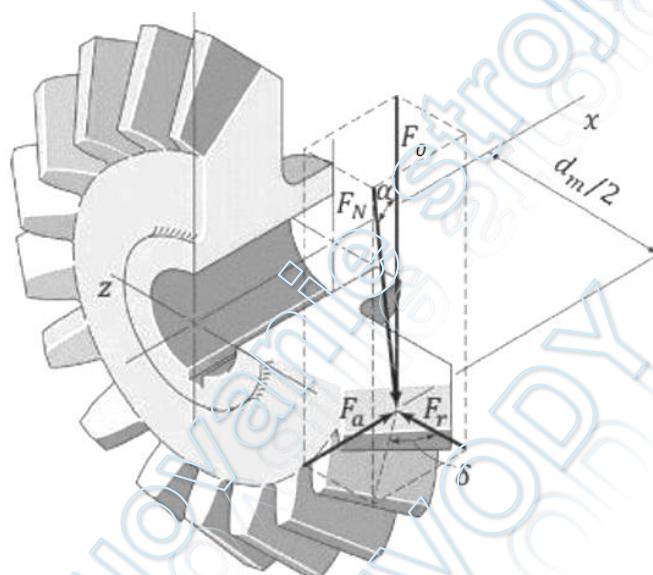
Na obrázku 5.7 sú zobrazené základné rozmery kuželového ozubeného kola.



Obr. 5.7 Základné rozmery kuželového ozubeného kola

5.3 Silové pomery v kuželovom ozubenom súkolesí s rovnými zubami

Na obrázku 5.8 je názorné zobrazené pôsobenie síl na kuželovom ozubenom kolese s rovnými zubami.



Obr. 5.8 Silové pomery na kuželovom ozubenom kolese rovnými zubami [30]

S ohľadom na rozloženie tlaku medzi spoluzaberajúcimi zubmi po dĺžke zuba b sa predpokladá, že výsledné normálové sily F_{N1} a F_{N2} pôsobia v polovici dĺžky zuba b , teda pôsobia na strednom polomere r_{m1} respektíve r_{m2} (obr.5.9).

Pričom platí:

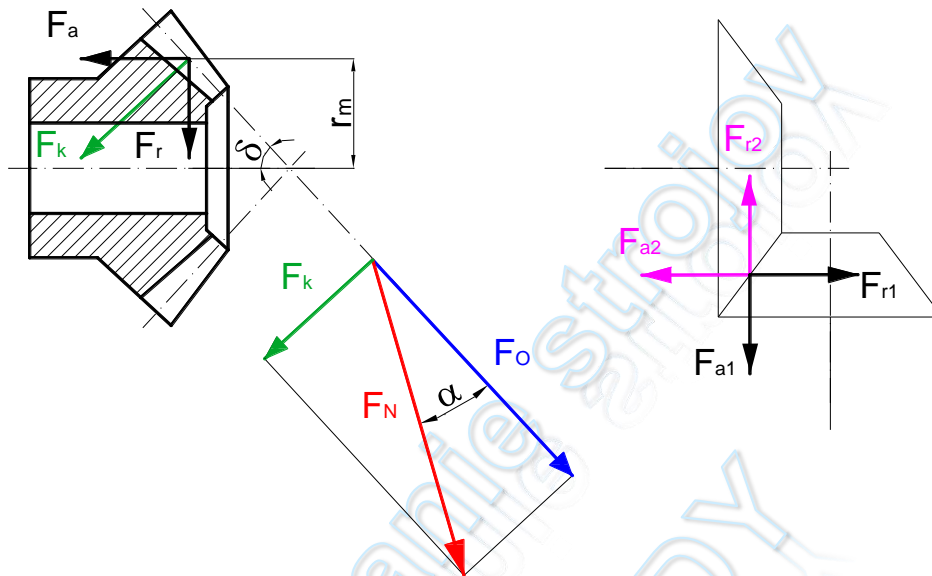
$$r_{m1} = r_1 - \frac{b}{2} \sin \delta_1 \quad (5.2)$$

Obvodové sily F_{o1} a F_{o2} stanovíme z prenášaného záťažového krútiaceho momentu:

$$F_{o1} = \frac{M_{K1}}{r_{m1}} \quad (5.3)$$

Normálová sila F_{N1} pôsobiaca na kolese od pastorka (to je výsledná sila pôsobiaca na bok zuba) sa vypočíta zo vzťahu:

$$F_{N1} = \frac{F_{o1}}{\cos \alpha} \quad (5.4)$$



Obr. 5.9 Silové pomery na kuželovom ozubenom súkolesí s rovnými zubami

Z obrázku 5.9 vyplýva vzťah pre silu F_K :

$$F_{K1} = F_{o1} \operatorname{tg} \alpha$$

Ďalej platí, že radiálna sila F_{r1} ako zložka normálovej sily F_{N1} do radiálneho smeru sa vypočíta:

$$F_{r1} = F_{o1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1 \quad (5.5)$$

Pre axiálnu silu pôsobiacu na kuželový pastorok platí:

$$F_{a1} = F_{o1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1 \quad (5.6)$$

Za predpokladu $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$, platí:

$$|F_{r1}| = |F_{a2}|$$

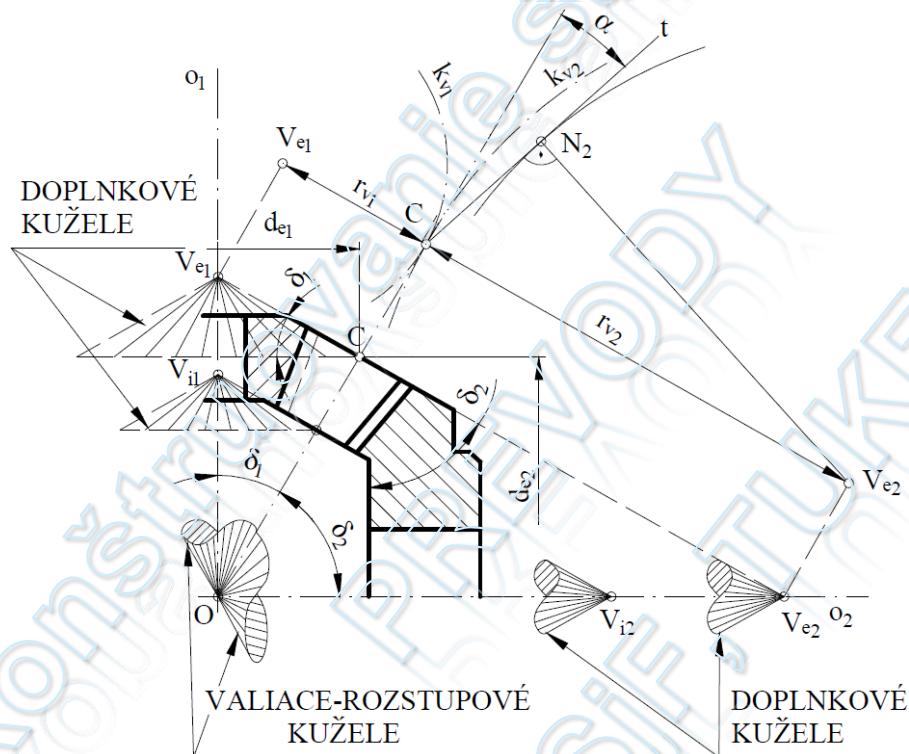
$$|F_{r2}| = |F_{a1}|$$

Zložky normálových síl F_{N1} a F_{N2} do základných smerov F_{r1} a F_{r2} sa určujú pre výpočet (dimenzovanie) hriadeľov a pre zaťaženie ložísk pri návrhu ich uloženia. Návrh a pevnostná kontrola ozubenia kuželového súkolesia sa realizuje na náhradných kolesách rovnakým spôsobom ako u čelných ozubených kolies.

5.4 Záberové pomery v kuželovom ozubenom súkolesí s rovnými zubami

Pre vyšetovanie záberových pomerov a korekcií sa používajú doplnkové kužele, priemety kuželových kolies do virtuálnych kolies (index v).

Tvary zubov a ich kinematické pomery vyšetrujeme na tzv. doplnkových kuželo, ktorých povrchy sú kolmé na povrchy rozstupových kuželov. Vrchol vonkajšieho doplnkového kužela pastorka je V_{e1} a vrchol vnútorného doplnkového kužela je V_{i1} . Rovnako aj V_{e2} a V_{i2} pre kuželové koleso (obr.5.10).



Obr. 5.10 Virtuálne ozubené kolesá

Po rozvinutí plášťov doplnkových kuželov vzniká predná strana dvoch myslených tzv. virtuálnych spoluzaberajúcich kolies čelných s rovnými zubami, s uhlom záberu α a s rozstupovým polomerom r_{v1} a r_{v2} , pričom:

$$\cos \delta_1 = r_{e1}/r_{v1} \Rightarrow r_{v1} = \frac{r_{e1}}{\cos \delta_1}$$

$$\cos \delta_2 = r_{e2}/r_{v2} \Rightarrow r_{v2} = \frac{r_{e2}}{\cos \delta_2}$$

Tvar profilu týchto virtuálnych zubov ich hrúbka a výškové pomery odpovedajú známym pomerom. Zuby kužeľových kolies majú po svojej šírke premenlivé rozmery, to je veľkosť a hrúbka zuba na rôznych polomeroch je rôzny. Zároveň dané rozmery na vonkajších doplnkových kužeľoch odpovedajú normalizovaným hodnotám modulu m_{te} . Rovnaký modul majú aj zuby virtuálnych kolies a teda počet zubov virtuálnych kolies je daný vzťahmi:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}$$

Pre polomery virtuálnych kolies platí:

$$r_{v1} = \frac{m_{te} z_{v1}}{2}$$

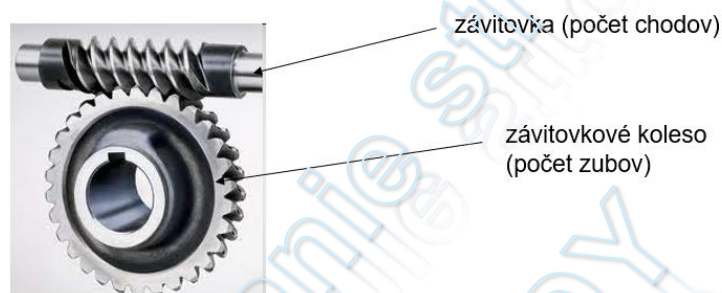
$$r_{v2} = \frac{m_{te} z_{v2}}{2}$$

Trvanie záberu sa vyšetruje na virtuálnom kolese a teda pre súčiniteľ trvania záberu platí:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\overline{AE}}{p \cdot \cos \alpha}$$

6 ZÁVITOVKOVÉ OZUBENÉ SÚKOLESIA

Závitovkové súkolesie je tvorené závitovkou a závitovkovým kolesom (obr.6.1). Závitovkové prevody sú určené na prenos výkonu mimobežných osí hriadeľov, ktoré v priemete zvierajú uhol 90° . Závitovka je ozubené koleso s počtom zubov $z_1=1$; 2 až 4, ktoré môžu mať charakter pravotočivého alebo ľavotočivého stúpania o hodnote uhla stúpania γ .



Obr. 6.1 Závitovkové súkolesie

Tab. 6.1 Druhy závitovkových súkolesí

	<p><i>Valcové súkolesie</i> (valcová závitovka a valcové závitovkové koleso). Nepriaznivý dotyk zubov, použitie iba v podradných prípadoch (ručný pohon, malý výkon).</p>
	<p><i>Zmiešané súkolesie</i> (valcová závitovka a globoidné závitovkové koleso). Najčastejšie používané, priaznivý dotyk zubov, drahšia výroba. Použitie pre prenos malých a stredných výkonov (0,04 až 120kW).</p>
	<p><i>Globoidné súkolesie</i> (globoidná závitovka a globoidné závitovkové koleso). Najpriaznivejší dotyk zubov, drahá výroba, menšie rozmery a menšie opotrebenie. Použitie pre výkony až 200 kW a prevodové čísla až 100.</p>

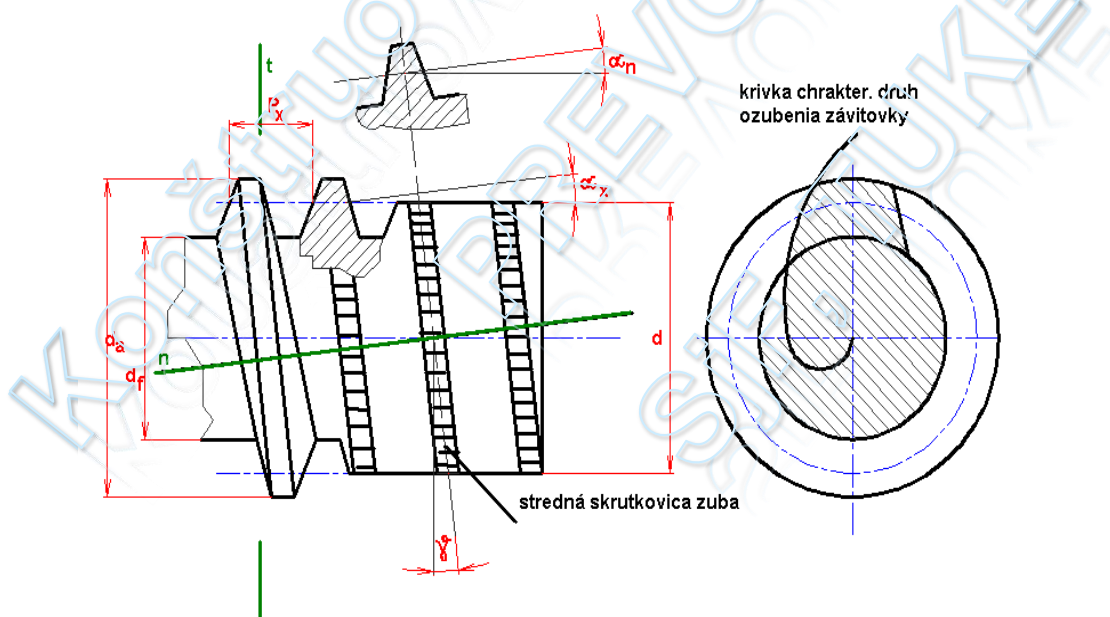
Podľa tvaru základných plôch sa zvitkovkó súkolesie delí na súkolesie valcové (kde zvitovka i zvitovkovó koleso majú tvar valca), na súkolesie zmiešané (kde zvitovka je valcová a zvitovkovó koleso je globoidné) a súkolesie globoidné (kde zvitovka i zvitovkovó koleso majú tvar globoidu), (Tabuľka 6.1).

Zvitovkovými prevodmi je možné dosiahnuť veľký prevodový pomer $i=10$ až 80, ale nie sú vhodné na prenos veľkých výkonoch. Toto obmedzenie je spôsobené nízkou účinnosťou týchto prevodov v dôsledku strát trením, ktoré vznikajú medzi zvitovkou a zvitovkovým kolesom.

Údaje pri zvitovke sa používajú v:

- ✓ osovom reze – označenie index x .
- ✓ normálovom reze – označenie index n ,
- ✓ čelnom reze – označenie index t .

Osová rovina prechádza osou (po dĺžke osi) rotácie zvitovky, normálová rovina je kolmá na strednú skrutkovicu zvitvu a čelná rovina je kolmá na os rotácie zvitovky (obr. 6.2).



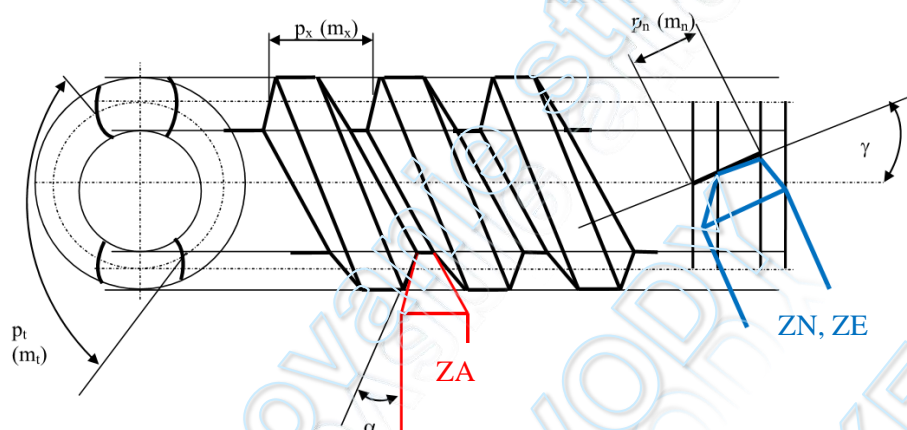
Obr. 6.2 Osová, normálová a čelná rovina pri zvitovke

Tieto tri roviny vedú k trom rozstupom p_x, p_n, p_t , k trom modulom m_x, m_n, m_t a k trom uhlom profilu $\alpha_x, \alpha_n, \alpha_t$.

6.1 Typy valcových závitoviek

Závitovky sa rozlišujú podľa spôsobu výroby ozubenia na:

- ✓ všeobecný typ (ZN),
- ✓ špirálový typ (ZA),
- ✓ evolventný typ (ZE).



Obr. 6.3 Typy závitoviek

Všeobecný typ, označovaný ako ZN je typ s priamkovým profilom v normálovej rovine reza zuba, uhlom stúpania $\gamma > 10^\circ$. Ozubenie sa vyrába sústružením (pozri obrázok 6.3 - modrý nástroj). Nástroj normalizovaný v normálovej rovine, preto normalizovaný je modul v normálovej rovine m_n . Závitovka s obecným ozubením má v čelnom reze obecnú evolventu, v osovom reze sú boky zuba mierne vypuklé, v normálovom reze je priamkový lichobežníkový profil zuba. Normalizované sú prvky v normálovej rovine m_n, p_n, α_n .

Špirálový typ, označovaný ako ZA je typ nazývaný aj ako Archimedov typ s priamkovým profilom v osovom reze, uhlom stúpania $\gamma = 10^\circ$. Závitovka s ozubením špirálovým (Archimedovým) je charakterizované tým, že v čelnom reze je Archimedova špirála, v osovom reze je priamkový lichobežníkový profil zuba a v normálovom reze sú boky zuba mierne vypuklé. Normalizované sú prvky v osovom reze: m_x, p_x, α_x (obr. 6.3 – červený nástroj).

Evolventný typ, označovaný ako ZI (ZE) je typ s priamkovým profilom zuba v tangenciálnej rovine k základnému valcu, pre počet chodov závitovky menší ako 4 a veľký uhol stúpania závitovky. Jedná sa o málo používaný typ závitoviek, ktoré sa vyrábajú sústružením (pozri obrázok 6.3 - modrý nástroj). Nástroj normalizovaný v normálovej rovine. Závitovka s ozubením

evolventným má v čelnom reze evolventnú krivku, v osovom a normálovom reze sú boky zubov vypuklé. Normalizované prvky sú v normálovej rovine: m_n, p_n, α_n .

6.2 Geometrické parametre závitkových súkolesí

Geometria súkolesia je charakterizovaná troma rezmy, ktoré určujú tri rozstupy - p_x, p_n, p_t , tri moduly - m_x, m_n, m_t , tri uhly - $\alpha_x, \alpha_n, \alpha_t$ a platí:

$$p_n = p_x \cdot \cos \gamma$$

$$p_t = \frac{p_x}{\operatorname{tg} \gamma} = \frac{p_n}{\sin \gamma}$$

$$m_n = m_x \cdot \cos \gamma$$

$$m_t = \frac{m_x}{\operatorname{tg} \gamma} = \frac{m_n}{\sin \gamma}$$

$$\operatorname{tg} \alpha_n = \operatorname{tg} \alpha_x \cdot \cos \gamma$$

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha_x}{\operatorname{tg} \gamma} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\sin \gamma}$$

Kde: p_x – rozstup v osovej rovine,
 p_n – rozstup v normálovej rovine,
 p_t – rozstup v čelnej rovine,
 γ - uhol stúpania závitovky,
 α - uhol tlaku – uhol profilu.

Odporúčané hodnoty súčiniteľov priemeru závitovky q sú uvedené v Tabuľke 6.2.

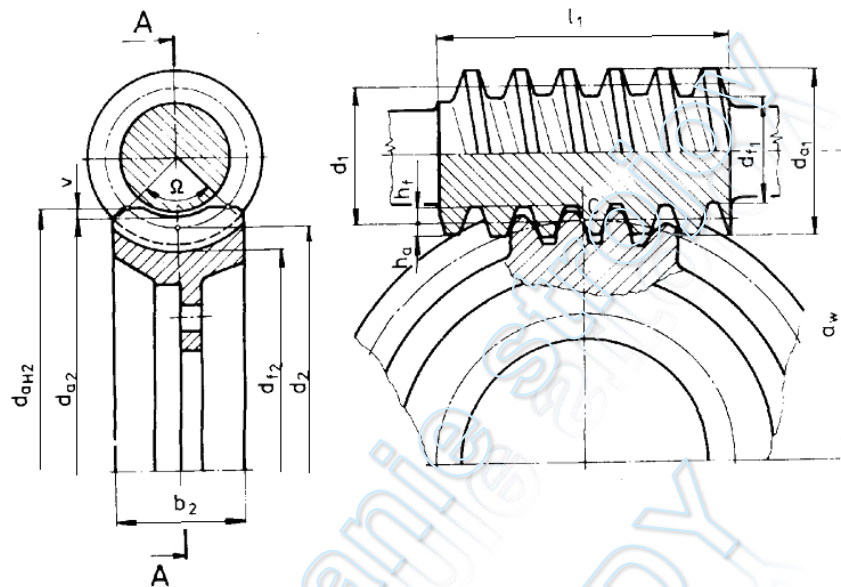
Tab. 6.2 Doporučené priradenie súčiniteľa priemeru závitovky – q k modulu – m

Modul [mm]	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16
q	16	12	12 14		9 10 12 14		8 9 10 12	8 10		8

Vzťahy pre výpočet geometrických rozmerov závitkového súkolesia s valcovou závitkovkou pre typ závitovky ZN (obr. 6.4) sú uvedené v Tabuľke 6.3.

Tab. 6.3 Základné rozmery ZN závitovkového súkolesia

Geometrické prvky	Závitovka	Závitovkové koleso												
Počet zubov	z_1	z_2												
Prevodové číslo	$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$													
Modul v normálovej rovine	m_n (normalizovaný)													
Uhol záberu nástroja	$\alpha_n = 20^\circ$ (normalizovaný)													
Súčiniteľ priemeru závitovky	q													
Uhol stúpania na rozstupovom valci	$\sin \gamma = \frac{z_1}{q}$													
Osový modul	$m_x = \frac{m_n}{\cos \gamma}$													
Rozstup v normálovej rovine	$p_n = \pi \cdot m_n$													
Rozstup v osovej rovine	$p_x = \pi \cdot m_x$													
Výška hlavy zuba	$h_a = h_a^* \cdot m_n = 1 \cdot m_n$													
Výška päty zuba	$h_f = h_f^* \cdot m_n = 1,2 \cdot m_n$													
Priemer rozstupovej kružnice	$d_1 = q \cdot m_n$	$d_2 = z_2 \cdot m_x$												
Priemer hlavovej kružnice	$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_a$	$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot h_a$												
Priemer pätej kružnice	$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot h_f$	$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot h_f$												
Vonkajší priemer venca kolesa		$d_{aH2} = d_{a2} + 2 \cdot v$												
Hlavové prevýšenie	$v = v^* \cdot m$													
	<table border="1"> <tr> <td>z_1</td> <td>1</td> <td></td> <td>2</td> <td>3</td> <td>4</td> </tr> <tr> <td>v^*</td> <td>1</td> <td></td> <td>0,75</td> <td>0,75</td> <td>0,5</td> </tr> </table>	z_1	1		2	3	4	v^*	1		0,75	0,75	0,5	
z_1	1		2	3	4									
v^*	1		0,75	0,75	0,5									
Hlavová vôľa	$c_a = c_a^* \cdot m_n = 0,2 \cdot m_n$													
Polomer zaoblenia prechodovej krivky	$r_f = r_f^* \cdot m_n = 0,3 \cdot m_n$													
Šírka ozubeného venca kolesa		$b_2 = \psi_d \cdot d_1$												
		<table border="1"> <tr> <td>$z_1=1, 2,3$</td> <td>$\psi_d = 0,75 \cdot \left(1 + \frac{2}{q}\right)$</td> </tr> <tr> <td>$z_1=4$</td> <td>$\psi_d = 0,67 \cdot \left(1 + \frac{2}{q}\right)$</td> </tr> </table>	$z_1=1, 2,3$	$\psi_d = 0,75 \cdot \left(1 + \frac{2}{q}\right)$	$z_1=4$	$\psi_d = 0,67 \cdot \left(1 + \frac{2}{q}\right)$								
$z_1=1, 2,3$	$\psi_d = 0,75 \cdot \left(1 + \frac{2}{q}\right)$													
$z_1=4$	$\psi_d = 0,67 \cdot \left(1 + \frac{2}{q}\right)$													
Dĺžka závitovky	$l_1 = (11 + 0,06 \cdot z_2) \cdot m$ $z_1 = 1 \div 3$ $l_1 = (12,5 + 0,09 \cdot z_2) \cdot m$ $z_1 = 4$													
Osová vzdialenosť	$a = \frac{(d_1 + d_2)}{2}$													



Obr. 6.4 Základné rozmery ZN závitovkového súkolesia [5]

6.3 Silové pomery v závitovkových súkolesiach

Obvodové rýchlosti a ich rozklad na zložky v závitovkovom súkolesí je zobrazené na obr. 6.5. Pre obvodové rýchlosti platí:

$$v_{01} = \omega_1 \cdot r_1$$

$$v_{02} = \omega_2 \cdot r_2$$

Rozkladom obvodovej rýchlosti sú dve zložky v_t a v_n . Pričom pre normálové rýchlosti platí:

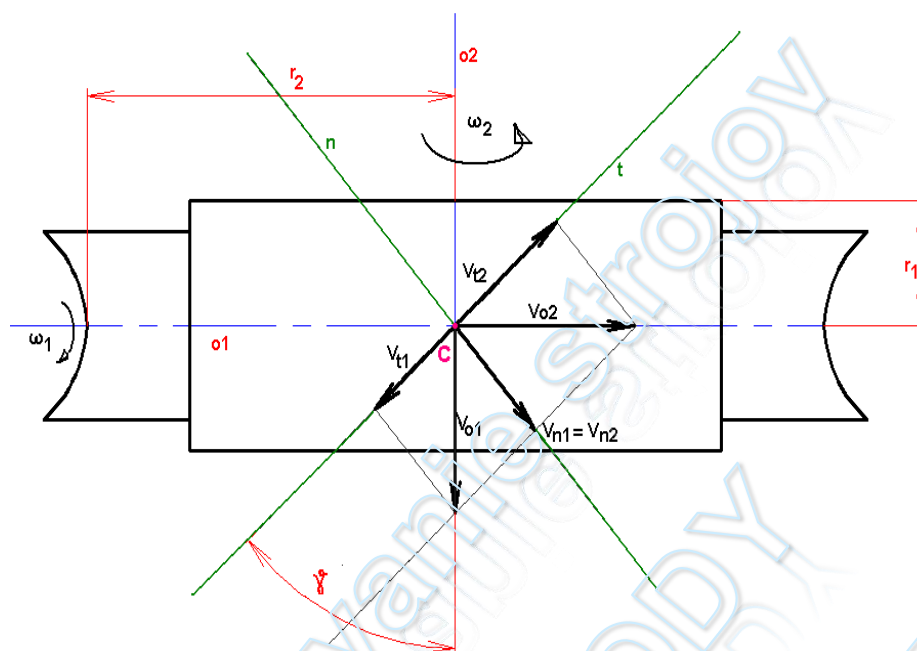
$$v_{n1} = v_{01} \cdot \sin \gamma$$

$$v_{n2} = v_{02} \cdot \cos \gamma$$

Podmienkou dotyku zubov v smere normály sú rovnaké normálové rýchlosti $v_{n1} = v_{n2}$.

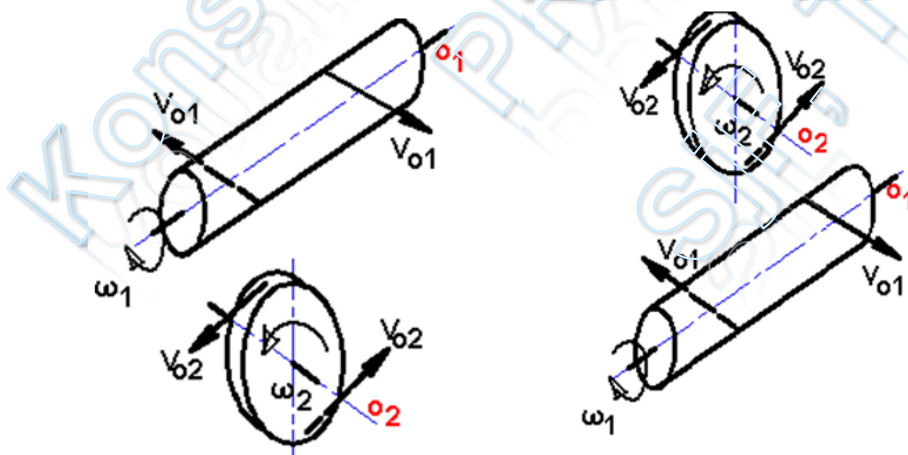
$$\text{Potom: } \omega_1 \cdot r_1 \cdot \sin \gamma = \omega_2 \cdot r_2 \cdot \cos \gamma \Rightarrow i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1 \cdot \operatorname{tg} \gamma} = \frac{z_2}{z_1} = u$$

Klzná rýchlosť je daná vzťahom: $v_k = v_{t1} - v_{t2} = v_{01} \cdot \cos \gamma - v_{02} \cdot \sin \gamma$

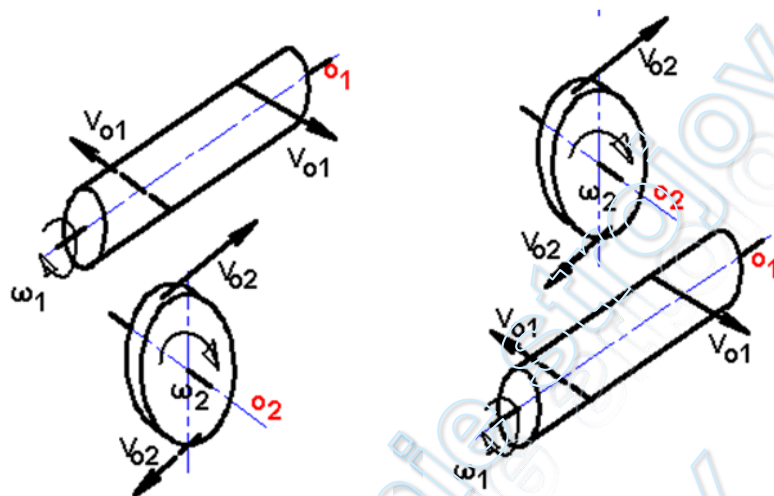


Obr. 6.5 Obvodové rýchlosti a ich rozklad

Silové pomery, orientácie síl závisí od umiestnenia závitovky vzhľadom k závitkovému kolesu ako aj od zmyslu otáčania závitovky a teda aj závitkového kolesa. Možné spôsoby sú zobrazené na obrázku 6.6.

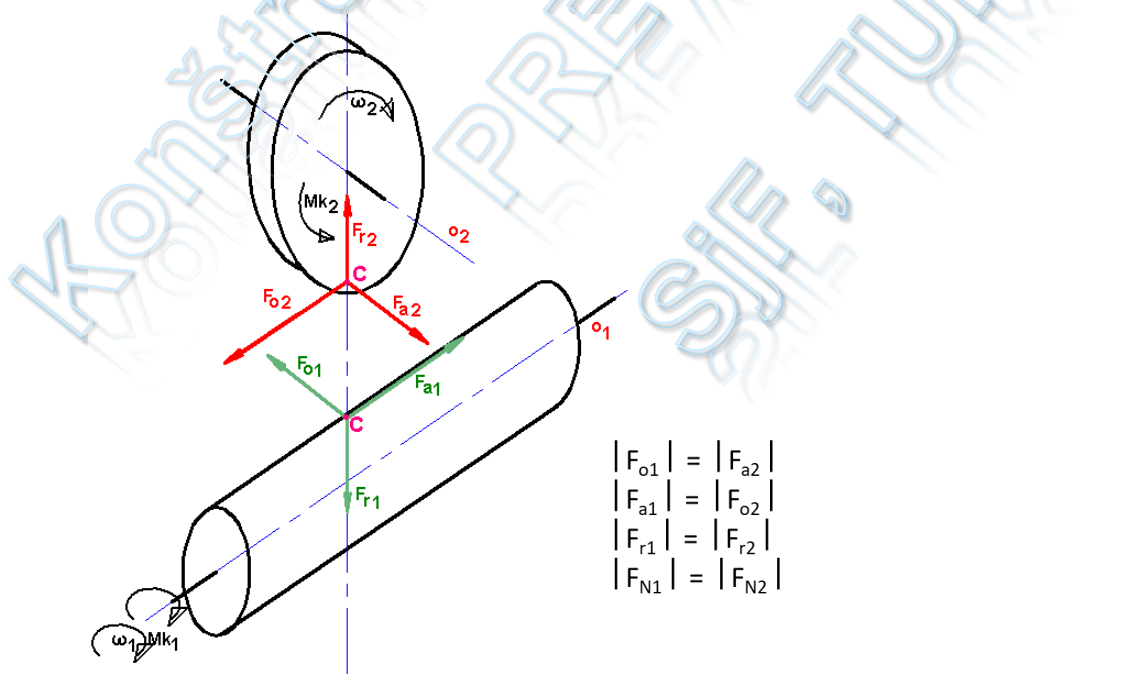


Obr. 6.6 Rýchlostné pomery rôzne príklady – prvá časť



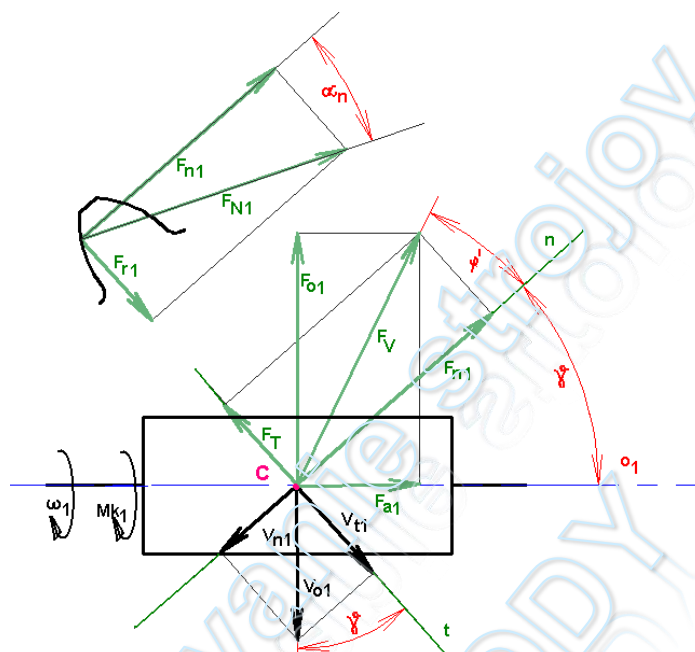
Obr. 6.6 Rýchlostné pomery rôzne príklady – druhá časť

Postup pri riešení silových pomerov začína určením smeru ω_1 , stanovením rýchlostí v_{o1}, v_{t1}, v_{n1} , stanovením smeru ω_2 pomocou v_{o2} z priestorového obrázka. Smer sily F_{o1} je orientovaná proti smeru ω_1 (obr. 6.7)



$$\begin{aligned} |F_{o1}| &= |F_{a2}| \\ |F_{a1}| &= |F_{o2}| \\ |F_{r1}| &= |F_{r2}| \\ |F_{N1}| &= |F_{N2}| \end{aligned}$$

Obr. 6.7 Silové pomery pre závitkové súkolesie



Obr. 6.8 Silové pomery v závitovkovom súkolesí

Pri stanovenom zaťažujúcom krútiacom momente M_{K1} a M_{K2} sa obvodové sily vypočítavajú zo vzťahov:

$$F_{01} = \frac{2 \cdot M_{K1}}{d_1} \quad (6.1)$$

$$F_{02} = \frac{2 \cdot M_{K2}}{d_2} \quad (6.2)$$

Axiálne zložky výslednej sily stanovíme nasledovne:

$$F_{A1} = \frac{F_{01}}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')} \quad (6.3)$$

$$F_{A2} = F_{02} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') \quad (6.4)$$

Zložky radiálnych síl vznikajú úpravou vzťahov:

$$F_{R1} = F_{R2} = F_R = F_N \cdot \sin \alpha_n = F_n \cdot \operatorname{tg} \alpha_n$$

$$F_{01} = F_v \cdot \sin(\gamma + \varphi') = F_{A2}$$

$$F_{02} = F_v \cdot \cos(\gamma + \varphi') = F_{A1}$$

$$F_n = F_v \cdot \cos \varphi'$$

Po úprave radiálne sily vypočítame:

$$F_R = F_{01} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\sin \gamma + \cos \gamma \cdot \operatorname{tg} \varphi'} = F_{01} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_x}{\operatorname{tg} \gamma + \operatorname{tg} \varphi'} \quad (6.5)$$

$$F_R = F_{02} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \gamma - \sin \gamma \cdot \operatorname{tg} \varphi'} = F_{02} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_x}{1 - \operatorname{tg} \gamma \cdot \operatorname{tg} \varphi'} \quad (6.6)$$

Tretia sila F_T leží v smere dotýčnice t a je orientovaná proti smeru rýchlosti v_t a vypočíta sa zo vzťahu:

$$F_T = F_N \cdot f = \frac{F_n}{\cos \alpha_n} \cdot f = F_n \cdot \frac{f}{\cos \alpha_n} = F_n \cdot f' = F_n \cdot \operatorname{tg} \varphi'$$

Vychádzajúc z normálového rezu vyplýva $F_n = F_N \cdot \cos \alpha_n$. Pri stanovení výslednej - normálovej sily F_N vychádzame zo vzťahu:

$$F_R = F_N \cdot \sin \alpha_n$$

Po úprave:

$$F_N = \frac{F_R}{\sin \alpha_n} = \frac{F_{01}}{(\sin \gamma + \cos \gamma \cdot \operatorname{tg} \varphi') \cdot \cos \alpha_n} \quad (6.7)$$

$$F_N = \frac{F_R}{\sin \alpha_n} = \frac{F_{02}}{(\cos \gamma - \sin \gamma \cdot \operatorname{tg} \varphi') \cdot \cos \alpha_n} \quad (6.8)$$

7 HARMONICKÉ OZUBENÉ SÚKOLESIA

V januári roku 1955 americký vynálezca Clarence Walton Musser uverejnil koncept mechanizmu označeného ako „Strain Wave Gearing“ a v roku 1957 daný mechanizmus pod týmto označením patentoval (anglicky Harmonic Drive Gearing, Strain Wave Gearing). Oficiálne informácie boli vydané až v roku 1959, kedy daný koncept vyvolal veľký rozruch a otázky, keďže idea flexibilného (elastického) ozubeného kolesa bola proti konvenčným pravidlám mechaniky tuhého telesa a klasických prevodových mechanizmov. Vynález W. Mussera bol založený na dynamike elastického telesa. Úlohou harmonickej prevodovky je vytvorenie vysokého prevodového pomeru prostredníctvom jedného stupňa. Dôsledkom toho, že u harmonických prevodov je jeden člen poddajný, majú tieto prevody tri zvláštnosti.

Prvá zvláštnosť spočíva v tom, že v zábere a tým i prenose sa súčasne zúčastňuje väčší počet zubov. Čím väčšie zaťaženie sa bude prenášať poddajným členom, tým sa bude zväčšovať i jeho deformácia a teda i väčší počet zubov sa bude nachádzať v ozubenom zábere.

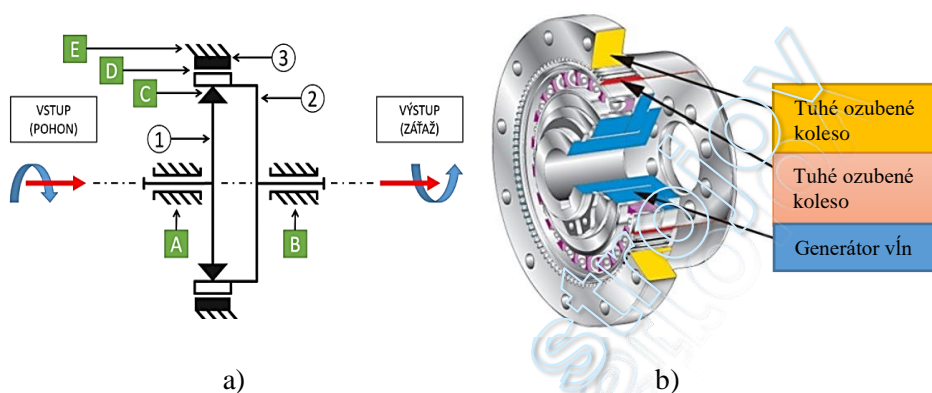
Druhá zvláštnosť harmonických prevodov spočíva v tom, že v dôsledku zmeneného tvaru poddajného kolesa od zaťaženia alebo v dôsledku zvoleného tvaru vačky generátora dochádza k veľmi malému relatívnemu pohybu medzi zubami, nachádzajúcimi sa v ozubenom zábere.

Tretia zvláštnosť je taktiež podmienená tvarom poddajného kolesa, spočíva v zmenšení uhlov tlaku v kinematickej dvojici generátor vln - poddajné koleso, čo sa prejaví na zmenšení trecích strát tejto dvojice.

Harmonické prevody pri rovnakom priemere a len s tromi základnými prvkami je schopná vytvoriť prevodový pomer v rozsahu od 51:1 do 276:1. Harmonické prevodovky nie sú samosvorné. Môžu byť použité v oboch smeroch zmyslu prenosu krútiaceho momentu. Uplatnenie harmonických prevodov je tam, kde sa vyžaduje veľký prevodový pomer, kinematická presnosť, nízka hmotnosť, vysoká účinnosť a pomerne dlhá životnosť.

7.1 Konštrukcia a komponenty harmonickej prevodovky

Harmonický ozubený prevod (Harmonic Drive – HD) je v podstate diferenciálny prevod s čelným súkolesím, kde sa záber dosahuje pružnou deformáciou jedného z ozubených kolies.



Obr. 7.1 a) zjednodušená schéma harmonickej prevodovky,
b) HP – označené komponenty

Obrázok 7.1 nám zobrazuje zjednodušenú schému HP. Jednotlivé komponenty sú vzájomne prepojené väzbami:

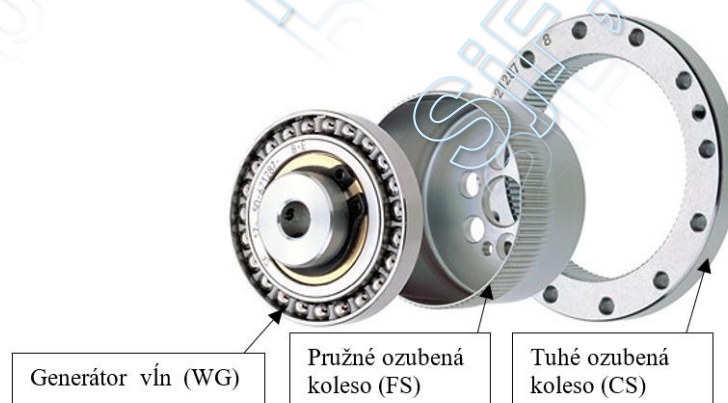
A - rotačná väzba medzi základným telesom (zafixovaným) a vstupným hriadeľom HP, ktorá poháňa generátor vln (obr. 7.2) - *Wave Generator (WG)*.

B - rotačná väzba medzi základným telesom (zafixovaným) a výstupným hriadeľom HP, ktorá poháňa výstupný element – pružné ozubené koleso (obr. 7.2) - *Flexspline (FS)*.

C - *flexibilná väzba* medzi WG a FS

D - *ozubený prevod* medzi FS a tuhým ozubeným kolesom (obr. 7.2) - *Circular Spline (CS)*

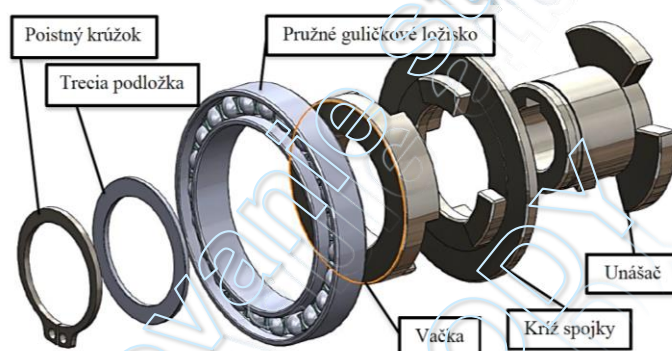
E - *pevná väzba* medzi CS a základovým telesom



Obr. 7.2 Hlavné komponenty harmonickej prevodovky

7.1.1 Generátor vln (WG)

Generátor vln (WG) je vo väčšine prípadov vstupným (závisí od konfigurácie HP) členom a je namontovaný na vstupný hriadeľ prevodovky. Nepresnosti súvisiace s uložením vstupného hriadeľa sú čiastočne eliminované pripojením generátora vln HP. Skladá sa z viacerých prvkov (obr. 7.3), pričom jej kľúčovými elementmi sú vačka a špeciálne pružné guľčkové ložisko.

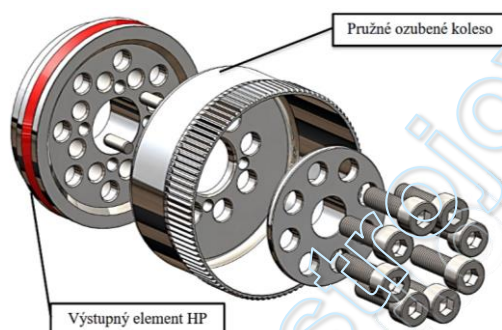


Obr. 7.3 Zostava generátora vln HP

Vačka, ktorá má špeciálne upravený tvar (formou elipsy), je spojená s poháňaným unášačom pomocou Oldhamovej spojky. Tento spôsob montáže s využitím spojky umožní relatívny pohyb medzi vačkou a unášačom. Celá zostava je proti axiálnemu vysunutiu zaistená poistným krúžkom (pred ktorým je inštalovaná trecia podložka).

7.1.2 Pružné ozubené koleso (FS)

Kľúčovým elementom HP slúžiace na prenos pohybu je pružné ozubené koleso, ktoré je tvorené tenkostenným valcom, pričom na jeho vonkajšom okraji (otvorenom) sa nachádza vonkajšie ozubenie. Uzavretá časť valcovej nádoby je vo väčšine prípadov zosilnená (hrubšia ako valcový povrch FS), keďže sa k nej priamo pripája výstupný hriadeľ prevodovky prenášajúci vysoké krútiace momenty. Tvar FS (obr. 7.4) závisí od typu vlnového generátora, ktorý sa zasúva pri montáži do otvorenej časti FS [11]. Cez uzavretú časť valcovej nádoby sú uvedené diery. Pomocou skrutiek vedených cez tieto diery je následne primontovaný výstupný člen prevodového stupňa, ku ktorému sa dajú pripájať záťaž potrebným spôsobom.

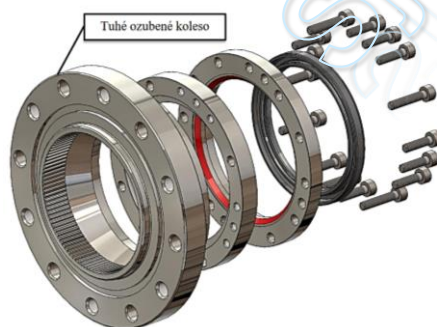


Obr. 7.4 Zostava pružného ozubeného kolesa HP

FS podlieha počas behu prevodovky neustálej deformácii od WG a zároveň dochádza k viacnásobnému kontaktu v ozubení medzi FS a CS. Z tohto dôsledku je dôležitá správna voľba materiálu FS. Pre súčasné aplikácie sa FS vo väčšine prípadov vyrába z pružinovej ocele, ale prebiehajú už aj výskumy na aplikáciu kompozitných materiálov namiesto ocele.

7.1.3 Tuhé ozubené koleso (CS)

Najtuhší element prevodovky je CS – tuhé ozubené koleso (obr. 7.5), ktoré je tvorené vnútorným ozubením a zároveň je konštruované tak, aby celej zostave HP zaručilo čo najväčšiu pevnosť. Ozubenie je obklopené hrubým ocelovým prstencom vyrobeného z ocelevej liatiny zvýšenej pevnosti. Prstec je na rozdiel od WG kruhového tvaru a vo väčšine konfigurácii HP je počas celého chodu prevodovky v stabilnej polohe, voči ktorej dochádza k rotačnému pohybu WG a FS; zároveň k odvaľovaniu ozubenia.



Obr. 7.5 Zostava tuhého ozubeného kolesa HP

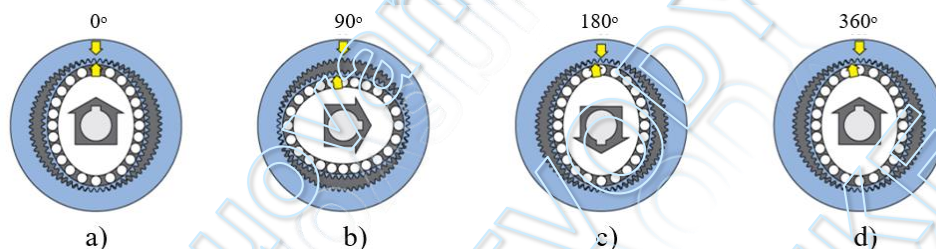
7.2 Princíp činnosti harmonického prevodu

Obrázok 7.6 nám schematicky znázorňuje vzájomnú polohu troch kľúčových komponentov HP. FS s vonkajším ozubením s počtom zubov o dva menším než tuhé ozubené koleso, je deformované cez eliptický generátor vln a jeho zuby zapadajú do zubových medzier v mieste hlavnej eliptickej osi.

Rotáciou WG o 90° (Obr. 7.6 b)) dochádza k postupnej eliptickej deformácii pružného ložiska a zároveň aj FS. Dochádza k posuvu záberovej zóny s hlavnou eliptickou osou a odvaľovaniu ozubenenia.

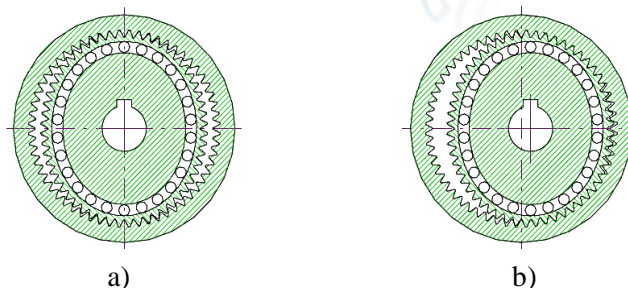
Otočenie WG o 180° (Obr. 7.6 c)) dochádza k relatívnemu posuvu pružného ozubeného kolesa FS voči tuhému ozubenému kolesu CS v opačnom smere o jeden zub – HP prevodovka mení zmysel otáčania výstupného hriadeľa.

Úplným otočením WG o 360° (Obr. 7.6 d)) sa posunie FS voči CS o pozíciu dvoch zubov v smere opačnom, než je rotácia WG. Dôležité je taktiež povedať, že harmonické prevodovky nie sú samosvorné.



Obr. 7.6 Princíp činnosti harmonického prevodu

Pružné koleso má zaberat' s tuhým ozubeným kolesom po celej dĺžke a generátora vln musí byť umiestnený presne pod priestorom záberu. Pri montáži vlnového generátora je treba dbať, aby záber zubov bol rovnomerne rozložený na oboch stranách veľkej osi elipsy (Obr. 7.7 a)). Chybná montáž sa prejavuje zvýšeným vstupným krútiacim momentom a nerovnomerným hlučným chodom prevodovky (obr. 7.7 b)). Nesprávna montáž sa prejavuje taktiež nezvyklé vysokým prúdovým odberom elektromotora, ak je generátor vln namontovaný na elektromotor.



Obr. 7.7 Montáž harmonického prevodu: a) správne, b) nesprávne

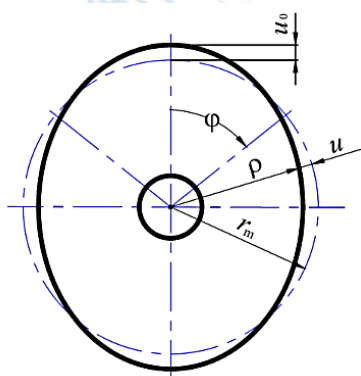
7.3 Konfigurácia generátora vln

Vlnový generátor môže mať rozličnú konfiguráciu, pričom pri každom z nich dochádza k deformácii FS iným spôsobom. To znamená, že deformovaný tvar FS je definovaný tvarom WG. V praxi sa využívajú nasledovné typy vlnového generátora:

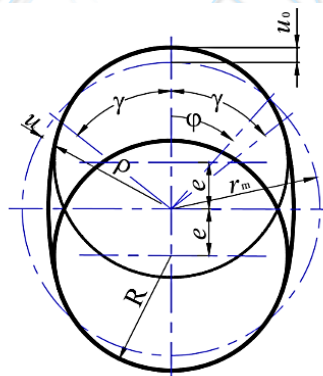
- WG typu ideálnej elipsy (štandardný)
- WG typu vačky (Obr. 7.8 a))
- WG typu dvoch diskov (Obr. 7.8 b))
- WG typu dvoch odvaľujúcich sa elementov (Obr. 7.8 c))
- WG typu štyroch odvaľujúcich sa elementov (Obr. 7.8 d))

Pre analytický popis strednicovej plochy pružného ozubeného kolesa jednotlivých konfigurácii WG je potrebné zaviesť niekoľko predpokladov, za ktorých budú nami popísané rovnice platné:

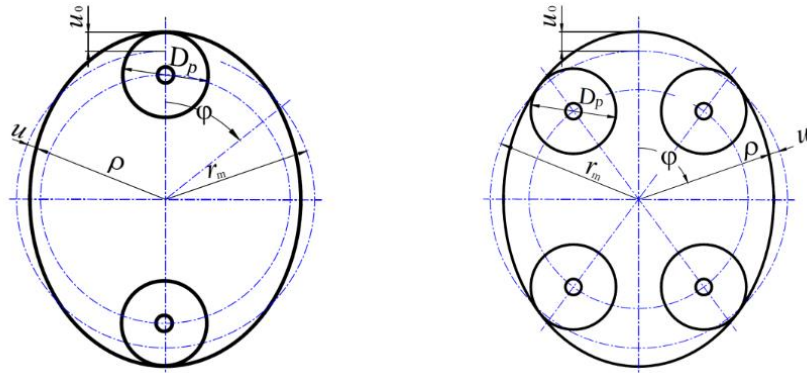
- Neutrálna krivka FS má konštantnú dĺžku (nemení sa počas deformácie)
- Jednotlivé zuby FS považujeme za tuhé, k deformácii dochádza len v koreni zuby
- Pričný rez geometriou zuby považujeme za nemenný počas deformácie a v každom bude kolmý na strednicovú plochu
- Uvažujeme, že zub je v zdeformovanom stave FS „odrezaný“ od povrchu FS (oddelenie v koreni zuby)



a) WG typu vačky



b) WG typu dvoch diskov



c) WG typu dvoch odvaľujúcich sa elementov

d) WG typu štyroch odvaľujúcich sa elementov

Obr. 7.8 Schematické znázornenie typických konfigurácií WG

Pre analytický popis tvaru strednicovej plochy FS po deformácii si zavedieme nasledujúcu funkciu:

$$\rho_{def} = r_m + u(\varphi) \quad (7.1)$$

kde $\rho_{def}(\varphi)$ je vektor polomeru strednicovej plochy,

r_m je polomer nedeformovanej strednicovej plochy FS,

$u(\varphi)$ je hodnota deformácie jednotlivých častí strednicovej plochy.

Jednotlivé typy mechanického vlnového generátora majú nasledujúci analytický popis pre $\rho_{def}(\varphi)$ alebo $u(\varphi)$:

1) WG typu ideálnej elipsy (štandardný) (TYP A)

V tomto prípade sa jedná o aproximáciu tvaru strednicovej plochy pomocou ideálneho eliptického tvaru:

$$\rho_{elliptical}(\varphi) = \frac{(r_m + u_0) \cdot (r_m - u_0)}{\sqrt{(r_m + u_0)^2 \cdot \sin^2 \varphi + (r_m - u_0)^2 \cdot \cos^2 \varphi}} \quad (7.2)$$

kde: u_0 je hodnota maximálnej deformácie neutrálnej osi (jej odchýlka od hodnoty nedeformovaného polomeru).

2) WG typu vačky (TYP B)

Vačkový typ vlnového generátoru je charakteristický kosínusovou funkciou pre deformáciu strednicovej plochy:

$$u_{CAM}(\varphi) = u_0 \cos 2\varphi \quad (7.3)$$

3) WG typu dvoch diskov (TYP C)

Dva disky umiestnené vo vnútri FS sú vyosené a tým dôjde k rozťahnutiu FS na požadovaný tvar. Jej analytický popis je nasledovný:

$$\begin{cases} u_{Double\ Disk}(\varphi) = \frac{u_0 \cdot (A_1 \cdot \cos\varphi - B_1)}{A_1 - B_1}, & (0 \leq \varphi \leq \gamma) \\ u_{Double\ Disk}(\varphi) = \frac{u_0 \cdot [(1 + \sin^2\gamma) \cdot \sin\varphi]}{A_1 - B_1} + \\ + \frac{u_0 \cdot \left[\left(\frac{\pi}{2} - \varphi\right) \cdot \cos\varphi - 2\sin\gamma - B_1\right]}{A_1 - B_1}, & \left(\gamma \leq \varphi \leq \frac{\pi}{2}\right) \end{cases} \quad (7.4)$$

pričom

$$A_1 = \frac{\pi}{2} - \gamma - \sin\gamma \cdot \cos\gamma \quad (7.5)$$

$$B_1 = \frac{4}{\pi} \left[\cos\gamma - \left(\frac{\pi}{2} - \gamma\right) \cdot \sin\gamma \right] \quad (7.6)$$

kde: R je polomer jedného z dvojice diskov deformujúcich FS,
 e je hodnota excentricity – vyosenia disku z osi,
 γ je polovičná hodnota uhlu definujúci veľkosť styčnej plochy jedného z deformujúcich diskov na povrch FS.

4) WG typu dvoch odvaľujúcich sa elementov (TYP D)

Táto konfigurácia je tvorená dvoma menšími diskami, ktorými je dosiahnutá potrebná hodnota deformácie. Jej analytický popis je:

$$u_{Two-roller} = \frac{u_0}{\frac{\pi}{2} - \frac{4}{\pi}} \left[\sin\varphi + \left(\frac{\pi}{2} - \varphi\right) \cdot \cos\varphi - \frac{4}{\pi} \right] \quad (7.7)$$

kde: D je priemer jedného z dvojice deformujúcich diskov.

5) WG typu štyroch odvaľujúcich sa elementov (TYP E)

Štyri menšie disky sú umiestnené na kružnici so stredov v osi zostavy a majú za úlohu taktiež vhodne deformovať FS. Popis deformácie strednicovej plochy:

$$\begin{cases} u_{Four-roller}(\varphi) = \frac{u_0}{A - \frac{4}{\pi}} \left(A \cdot \cos\varphi + \varphi \cdot \sin\beta \cdot \sin\varphi - \frac{4}{\pi} \right), & (0 \leq \varphi \leq \beta) \\ u_{Four-roller}(\varphi) = \frac{u_0}{A - \frac{4}{\pi}} \left[B \cdot \sin\varphi + \right. & (7.8) \\ \left. + \left(\frac{\pi}{2} - \varphi \right) \cdot \cos\beta \cdot \cos\varphi \right], & \left(\beta \leq \varphi \leq \frac{\pi}{2} \right) \end{cases}$$

Pričom

$$A = \sin\beta + \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right) \cdot \cos\beta \quad (7.9)$$

$$B = \cos\beta + \beta \cdot \sin\beta \quad (7.10)$$

kde: β je uhol určujúci polohu deformujúceho disku na rozstupovej kružnici.

Pre dosiahnutie vhodnej deformácie FS (strednicová plocha) sa jej hodnota pohybuje medzi hodnotami $\beta = 20^\circ \sim 40^\circ$.

7.4 Tuhosť prevodu, mŕtvy chod a kinematická presnosť chodu

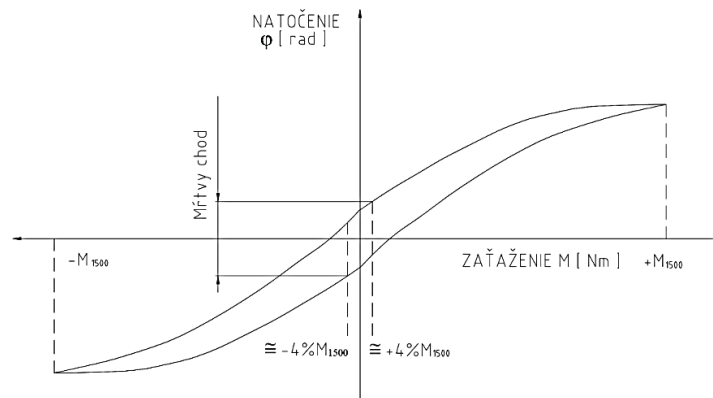
Princíp fungovania HP je založený na mechanizme rotačne eliptickej deformácie FS pomocou eliptického WG a následným odvaľovaním ozubení. Tento mechanizmus však v sebe skrýva dva zdroje nelineárneho chovania HP:

- tuhosť prevodu
- mŕtvy chod

Poznámka:

ρ_{def} - vektor polomeru strednicovej plochy, $\rho_{elliptical}$ - vektor eliptického tvaru, $u_{CAM}(\varphi)$ - funkcia pre deformáciu strednicovej plochy, $u_{Double Disk}(\varphi)$ - funkcia pre pre dvoch odvaľujúcich sa elementov, $u_{Two-roller}$ - konfigurácia pre pre dvoch menších odvaľujúcich sa elementov, $u_{Four-roller}(\varphi)$ - funkcia pre pre štyroch odvaľujúcich sa elementov.

Obrázok 7.9 predstavuje záznam torznej tuhosti HP pri fixovanom vstupe. Jej hodnota sa mení s veľkosťou zaťaženia prevodu. So zväčšujúcim sa zaťažením sa dostáva vplyvom deformácií do záberu stále väčší počet zubov a torzná tuhosť sa zvyšuje.



Obr. 7.9 Mŕtvy chod a tuhosť HP [40]

Je známe, že HP majú výrazne nelineárnu torznú charakteristiku (Obr. 7.9). Nelineárna torzná charakteristika FS je spôsobená predovšetkým v dôsledku tenkostennej konštrukcie komponentu, ktorá je však nevyhnutná v dôsledku umožnenia pružnej eliptickej deformácie pod oblasťou vonkajšieho ozubenia. Výpočet uhlu natočenia od zaťažovaného krútiaceho momentu:

$$C = \frac{M_k}{\varphi} \quad (7.11)$$

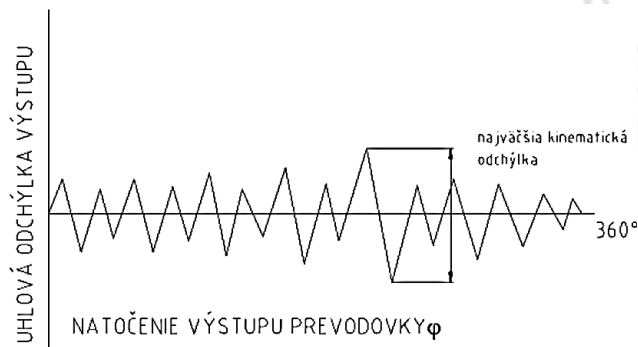
φ - uhol natočenia [rad]

M_k - zaťažovací krútiaci moment [Nm]

C - konštanta torznej tuhosti [Nm/rad]

Zvyšovaním veľkosti krútiaceho momentu pri zabrzdennom vstupnom elemente HP sa dostáva do záberu čoraz viac zubov a tým sa zvyšuje torzná tuhosť, keďže na prenose krútiaceho momentu sa podieľa naraz viac zubov. Okrem torznej charakteristiky súvisiacej s premenlivým počtom zubov je daná charakteristika závislá aj od skrúcovania valcovej časti tenkostennej konštrukcie pôsobením krútiaceho momentu.

Kinematická presnosť je definovaná ako súčet plusových a mínusových rozdielov medzi teoretickým a skutočným uhlom natočenia na výstupe. Kinematická presnosť HP bez záťaže je lepšia než 1 uhlová minúta, pri zaťažení prevodu vzrastá kinematická presnosť na cca 30 uhlových sekúnd (obr. 7.10).



Obr. 7.10 Kinematická presnosť HP

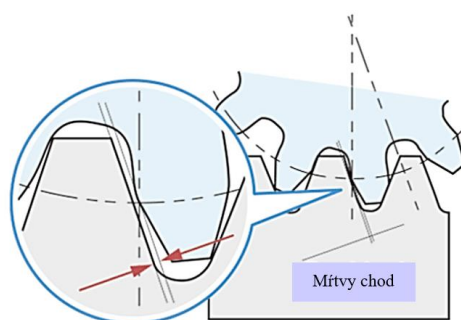
7.4.1 Mŕtvy chod – Backlash

Mŕtvy chod (Backlash) je pohyb pomalobežného hriadeľa vyjadrený v uhlových jednotkách pri zafixovanom rýchlobežnom hriadeľi a pri stanovenom momentovom zaťažení. Mŕtvy chod sa skladá zo skutočnej vôľe v ozubení a deformácií celého systému.

Backlash medzi zubami ozubenia je prítomný v ozubených prevodoch z rozličných dôvodov:

- Výrobné chyby a nepresnosti
- Zabezpečenie dostatočného mazania medzi zubami
- Eliminovanie príliš veľkého kontaktu v ozubení a prípadného vzniku pitingu ozubenia

Backlash (obr. 7.11) je definovaný ako prebytočná vôľa medzi odvaľujúcimi sa zubami oproti ideálnemu prípadu odvaľovania evolventného profilu, kedy uvažujeme ideálny stav bez vôľe. V praxi sa mŕtveho chodu dosiahne úpravou profilu ozubenia alebo zmenou osovej vzdialenosti medzi dvojicou ozubených kolies. Maximálna hodnota mŕtveho chodu je pre harmonické prevody $v_{\max} = 8,7 \cdot 10^{-4}$, tzn. 3 uhlové minúty [27]. Z tohto vyplýva, že harmonické prevody sú vysokopresné.

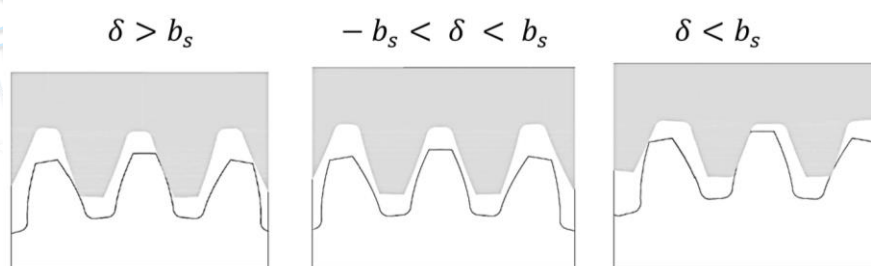


Obr. 7.11 Mŕtvy chod – Backlash

Interpretáciou mŕtveho chodu je nelineárna funkcia, ktorá v sebe zahŕňa ako efekt mŕtveho chodu, tak torznú charakteristiku zubov v zábere s meniacim sa zaťažujúcim krútiacim momentom. Táto krivka nám aproximuje reálnu charakteristiku (obr. 7.9). Túto funkciu popíšeme nasledovne:

$$f(\delta) = \begin{cases} \delta - b_s, & \delta > b_s \\ 0, & -b_s < \delta < b_s \\ \delta + b_s, & \delta < -b_s \end{cases} \quad (7.12)$$

Tento popis nám charakteristiku rozdeľuje do troch zón, keďže uvažujeme aj spätný chod ozubených kolies. Veľkosť mŕtvej zóny je v tomto prípade rovná veľkosti $2b_s$. Obrázok 7.12 je zobrazením týchto troch zón.



Obr. 7.12 Zobrazenie troch možných konfigurácií zubov pri valení (vrátane mŕtveho chodu) [1]

Mŕtva zóna znamená úplnú stratu kontaktu medzi zubami a prejavuje sa predovšetkým pri nezaťaženom alebo mierne zaťaženom prevode. Veľkým problémom je taktiež pri reverzácii zmyslu otáčania. Strata kontaktu a následný kontakt – náraz zubov z druhej strany zubu je príčinou hluku, vibrácií, ktoré sú

sprevádzané znížením účinnosti prevodu, zvýšením opotrebovania povrchu zubov a následným znížením životnosti mechanizmu.

7.5 Zásady návrhu harmonického prevodu

Pre harmonický prevod platia určité obmedzenia počtu zubov spolu zaberajúcich kolies, ktorých rozdiel nemôže byť ľubovoľné číslo, ale musí sa rovnať celočíselnému násobku počtu vln k , ktoré vytvárajú deformátor.

Pri návrhu harmonického prevodu sa najprv určia požiadavky na jeho kinematiku, t.j. určí sa prevodový pomer a počty zubov príslušných kolies.

Veľkosť zmeny tvaru pružného kolesa závisí od parametrov generátora vln a od parametrov ozubenia pružného a tuhého kolesa. Základná deformácia pružného kolesa je definovaná radiálnym posunutím u_A . Ak pre excentricitu e generátora vln (t.j. napr. vzdialenosť osí kladiiek od centrálnej osi) platí $e > 5,3 u_A$, potom dotyk pružného kolesa a deformátora (v čelnom reze) je bodový. Ak platí $2,7u_A < e < 5,3 u_A$, potom generátor vln a pružné koleso sa dotýkajú na oblúku, ktorého striedavý uhol $\psi_0 < 180^\circ$, pre prípad, že $e \approx 2,7u_A$, je približne $\psi_0 = 180^\circ$. Najväčšia možnosť deformácie pružného kolesa je pri $\psi_0 = 0^\circ$, najmenšia pri $\psi_0 = 180^\circ$. Výhodné je, ak je možnosť deformácie FS čo najvyššia, a to preto, lebo pri vyššej deformácii pružného člena dochádza k výraznejšiemu zmenšovaniu uhla tlaku medzi deformátorom a pružným kolesom α_h , čo má za následok zmenšovanie síl pôsobiacich na generátor vln a tým aj strát v jeho ložiskách.

Radiálna sila F_{WG} , pôsobiaca na ložiská generátora vln sa vypočíta z vzorca:

$$F_{WG} = \frac{M_{kWG}}{k \cdot e \cdot \cos \alpha_h} \quad (7.13)$$

Zo vzťahu (7.13) je zrejme, že čím väčší bude uhol α_h , tým vyššie bude i zaťaženie ložísk generátora vln.

Vo všeobecnosti sa v harmonických prevodoch používa evolventné ozubenie s uhlom záberu $\alpha_h = 30^\circ$ a to aj napriek tomu, že z teoretického hľadiska by boli vhodnejšie boky zubov s priamkovým profilom. Výroba ozubenia s priamkovým profilom by však vyžadovala špeciálne nástroje, a to pre každý priemer kolesa iné. Čo sa týka voľby modulu m_n , je vhodné voliť také hodnoty, aby platilo $m_n \leq u_A$. V tomto prípade pre celkovú korekciu spoluzaberajúcich zubov platí, $x_\Sigma \leq 0$. Dá sa ukázať [27] že pre takéto parametre kolies vzniká v oblasti záberu zóna, v ktorej sa zuby navzájom nepohybujú, čo zvyšuje záberovú časť účinnosti prevodu a súčasne i možnosť deformácie FS . Pre požiadavku maximálnej účinnosti sa odporúča, aby $u_A = (1,1 \dots 1,2) \cdot m_n$. Hodnota w_A v tomto prípade má spĺňať podmienku:

$$u_A = \frac{d_{FSW}}{2} \left(\frac{z_k}{z_{FS}} - 1 \right) \quad (7.14)$$

Kde z_k - počet zubov tuhého kolesa

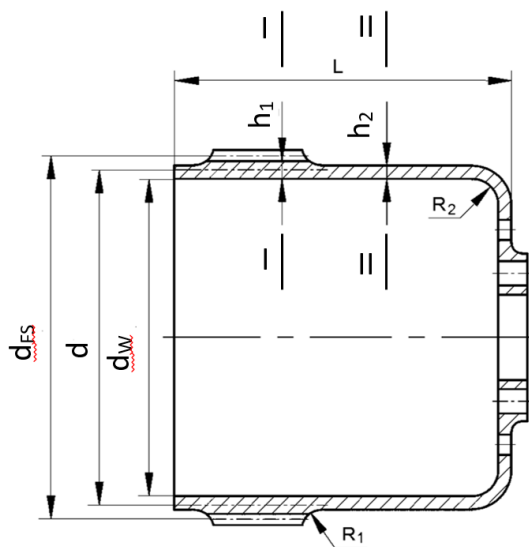
z_{FS} - počet zubov pružného kolesa

Nominálna účinnosť harmonického prevodu sa môže s dostatočnou presnosťou určiť zo vzťahu:

$$\eta = \frac{1}{1 + Q_{WG} + 2,2 \cdot 10^{-6}} \quad (7.15)$$

kde: koeficient Q_{WG} zohľadňuje vplyv konštrukcie generátora vln na účinnosť a jeho hodnoty sú pre vačkový generátor $Q_{WG} = 0,15$ a pre diskový (kladkový) generátor $Q_{WG} = 0,13$.

Z hľadiska pevnosti a tuhosti jednotlivých členov harmonického prevodu je zrejmé, že rozhodujúcou časťou je pružné koleso. Kontrola jeho pevnosti sa robí v rezových rovinách I-I a II-II (obr. 7.13).



Obr. 7.13 Kritické miesta namáhania pružného člena: d_{FSW} – rozstupový priemer, d - stredný výpočtový priemer, d_w - vnútorný priemer, h_1 - hrúbka „hrnca“ deformátora pod ozubením, h_2 - hrúbka „hrnca“ bez ozubeného krúžku

V týchto rezoch je osové napätie $\sigma_z = 0$, preto sa výpočtové napätie vyráta z ostatných dvoch hlavných napätí. Pre tzv. „hrncový“ tvar pružného kolesa (obr. 7.13) sa počíta ako škrupina. Pri predbežnom výpočte možno použiť približné zjednodušené vzorce. Pre prierez I-I (v mieste ozubenia) platí:

$$\sigma_s = \sqrt{\sigma_o^2 + 4\tau_k^2} \quad (7.16)$$

pričom ohybové napätie σ_o sa vypočíta zo vzťahu:

$$\sigma_o = K_1 C_\sigma \frac{4 \cdot u_o \cdot s_1 \cdot E}{d^2 \left\{ 1 - \frac{h_{FSf}}{\pi \cdot m_n} \left[1 - \left(\frac{h_1}{h_1 + m_n} \right)^3 \right] \right\}} \quad (7.17)$$

kde: K_1 je koeficient zaťaženia, ktorý zohľadňuje vplyv ozubeného venca na pevnosť pružného kolesa a jeho hodnota sa volí v rozsahu $K_1 = 1,1 \div 1,4$;

C_σ je koeficient závislý od tvaru deformácie pružného člena (napr. pre vačkový deformátor a uhol $\psi_0 = 30^\circ$ je $C_\sigma = 1,55$),

h_{FSf} je hrúbka zuba FS na päťtej kružnici.

Napätie v krute sa vypočíta zo vzorca:

$$\tau_k = \frac{2M_{FS}}{\pi \cdot K_k \cdot h_k \cdot d^2} \quad (7.18)$$

kde: K_k je faktor zohľadňujúci nerovnomernosť rozdelenia napätia v oblasti prechodovej oblasti medzi ozubeným vencom a valcom, pričom sa zvyčajne počíta s $K_k = 0,2 \div 0,3$,

h_k je výpočtová hrúbka (zohľadňujúca kladný vplyv zubov na pevnosť uvažovaného prierezu) sa vypočíta zo vzťahu:

$$h_k = h_1 + \frac{m_n}{2} \quad (7.19)$$

V dostatočnej vzdialenosti od ozubenia, miesto II na obr. 7.13 možno vypočítať napätie v krute zo zjednodušeného vzťahu:

$$\tau_k = 0,747 \frac{E \cdot h_2^2}{l^2} \left(\frac{l\sqrt{2}}{\sqrt{d \cdot h_2}} \right)^{\frac{3}{2}} \quad (7.20)$$

7.6 Aplikácie harmonických pohonov v rôznych oblastiach

Harmonické pohony (Harmonic Drive – HD) majú celý rad jedinečných výhod, ktoré ich odlišujú od ostatných pohonov. V posledných desaťročiach boli široko používané v rôznych oblastiach vrátane energetiky, komunikácií, obrábacích strojov, prístrojovej techniky, robotiky, automobilov, stavby lodí, textilu, metalurgie, konvenčných zbraní, presných optických zariadení, tlačiarenských inštitúcií a lekárskeho prístrojov. Presné harmonické pohony ako vysoko citlivé servosystémy a výkonové harmonické pohony, ktoré prenášajú veľké krútiace momenty, preukázali vysoký výkon v domácich aj medzinárodných aplikáciách. V náročných prostrediach, ako napríklad vo vesmíre alebo s vysokoteplotnými a vysokotlakovými potrubiami alebo vystavením atómovému žiareniu alebo iným škodlivým médiám, sa harmonické pohony ukázali ako lepšie ako iné prenosy.

Aplikácie HD v praxi :

- *Priemyselné roboty* - HD s kompaktnými rozmermi, nízkou hmotnosťou a vysokou presnosťou sa používa v spojoch priemyselných robotov. Tieto roboty, ktoré musia vykonávať opakované činnosti presne a bez prestávky, podporujú výrobu v závodoch na výrobu spotrebnej elektroniky, automobilkách a iných zariadeniach po celom svete.
- *Obrábacie stroje* - Sústruženie, frézovanie, vrtanie, sú to typické úlohy obrábacieho stroja, ktoré sú spojené s najvyššou presnosťou, vysokou tuhosťou naklápania a vysokými krútiacimi momentmi. Tieto nároky už roky splňajú HD.
- *Mobilita* - ľahké, kompaktné a vysoko spoľahlivé produkty HD sú zabudované do motorov a iných komponentov luxusných vozidiel. Produkty HD sa používajú aj v malých vozidlách, ktoré sú šetrné k životnému prostrediu. V tejto funkcii prispievajú k realizácii pohodlnej a ekologickej mobility.
- *Systém riadenia vrtákov pre ropný a plynárenský priemysel* - HD sa používa v ovládateľnom systéme, ktorý vedie vrták pre rýchle a presné vrtanie ropných alebo plynových vrtov. Tento ovládateľný systém umožňuje presné vrtanie cez horninu, štruktúru obklopujúcu ropu alebo plyn, prispieva k vyššej produktivite vrtu.
- *Medicínske prístroje* - Nielen vrcholoví športovci, ale všetci pacienti chcú mať po operácii rýchly návrat do práce. Preto sa čoraz viac využívajú technológie, ktoré umožňujú ciele terapiu a rehabilitáciu postihnutých častí tela. Dôraz je kladený na výber adekvátnych komponentov, vďaka ktorým možno spoľahlivú a presnú techniku pohonu využiť v rôznych oblastiach medicínskej techniky. Bezkonkurenčné vysoko presné polohovacie ovládanie ponúkané produktmi HD robí chirurgické zákroky jednoduchšími a bezpečnejšími.
- *Obrábacie stroje* - sústruženie, frézovanie, vrtanie - typické úlohy

obrábacieho stroja, ktoré sú spojené s najvyššou presnosťou, vysokou tuhosťou naklápania a vysokými krútiacimi momentmi. Produkty HD už roky úspešne používajú v mnohých obrábacích strojoch.

- *Marsovské rovery* – sú robotické terénne prieskumné vozidlá na cestovanie po povrchu Marsu, kde zbierajú cenné údaje. Vo februári 2021 najnovšia kozmická loď NASA „Perseverance“ pristála na Marse. V ramene robota tejto kozmickej lode sa používa päť HD. Spektrometer, laser a kamera pripevnené na špičke ramena robota sú presne umiestnené v drsnom prostredia o 56 °C pod efektívnou teplotou Marsu.
- *Humanoidné roboty* - sú profesionálne servisné roboty postavené na napodobňovanie ľudského pohybu a interakcie. Rovnako ako všetky servisné roboty poskytujú hodnotu automatizáciou úloh spôsobom, ktorý vedie k úsporám nákladov a produktivite. Humanoidné roboty sú relatívne novou formou profesionálneho servisného robota. HD sa používa pri konštrukcii ruky a nohy robota.
- *Vesmírny priemysel a letectvo* – pri denných teplotných zmenách od -60 °C do +40 °C – to sú ukazovatele spoľahlivosti a kvality produktov HD. Nové požiadavky, ako sú špeciálne materiály, extrémne ľahké konštrukcie alebo suché mazanie, boli vyvinuté pre letecké a obranné účely, len aby neskôr našli uplatnenie v našich priemyselných produktoch.

8 MATERIÁL OZUBENÝCH KOLIES

Voľba materiálu ozubených kolies závisí od:

- ✓ veľkosti a druhu zaťaženia,
- ✓ prevádzkových podmienok,
- ✓ účelu použitia,
- ✓ špeciálnych požiadaviek.

Od ozubených kolies sa vo všeobecnosti požaduje odolnosť proti únave v ohybe a dotyku.

Najčastejšie sa pre výrobu ozubenia používa oceľ, sivá liatina a ostatné materiály.

Ozubené kolesa z ocele sa môžu vyrábať z polotovarov, odliatkov, výkovkov a výliskov. Povrchová vrstva ozubenia by mala byť tvrdá z hľadiska oderuvzdornosti. Jadro zuba by malo byť húževnaté z hľadiska dynamického zaťaženia. Pre také podmienky je vhodné použiť ušľachtilé zliatinové ocele vhodné na tepelné úpravy povrchu, ako je kalenie, cementovanie a nitridovanie.

Sivá liatina sa používa na výrobu ozubení, ktoré v priebehu prevádzky nie je zaťažené rázmi, v otvorených prevodoch, napríklad v poľnohospodárstve a podobne.

Ostatné materiály sa používajú pre zvláštne určenia alebo špeciálne prípady. Ozubené kolesá môžu byť vyrobené z bronzu, tvrdených tkanín, termosetov, termoplastov a podobne.

K tepelno – technologickým úpravám materiálov ozubených kolies patrí:

- ✓ normalizačne žihanie,
- ✓ zušľachtenie,
- ✓ povrchové kalenie,
- ✓ cementovanie – kalenie (vytvorenie cementačnej - uhlíkovej vrstvy; nutné konečné opracovanie brúsením),
- ✓ nitridovanie (vytvorenie dusíkovej vrstvy; pred nitridovaním zuby musia byť brúsené alebo ševingované; vhodné pre kolesa s modulom do 6mm; nie je potrebné konečné opracovanie, konečné opracovanie kolesa sa realizuje pred nitridáciou),
- ✓ nitrocementovanie, kalenie (je vhodné pre menšie ozubene kolesa s najväčším modulom 6mm; u malých kolies nie je potrebné dokončovať boky zubov brúsením alebo ševingovaním),
- ✓ nízko teplotná karbonitridácia (pred úpravou sú zuby brúsené alebo ševingované).

V Tabuľke 8.1 je zoznam najbežnejšie používaných materiálov, ich použitie a spôsob chemicko-tepelného spracovania.

Konštruovanie strojov - PREVODY

Tab. 8.1 Materiály na výrobu ozubených kolies

Materiál	Použitie	Označenie ocele podľa STN	Spôsob chemicko-tepelného spracovania	Označenie podľa EN
ocel obvyklých vlastností s vyšším obsahom uhlíka	strojové súčiastky namáhané staticky aj dynamicky, hriadele, ozubené kolesá, sústružené stroj. súčiastky, čapy, kolíky, veká, príruby, puzdrá, upínacie dosky, skrutky, matice	11 500	normalizačné žíhanie	E 295 EN 10025-94
konštrukčná ocel'	zvárané ozubené kolesá	11 523	normalizačné žíhanie	S 355 J2 G3 EN 10025-93
ocel obvyklých vlastností s vyšším obsahom uhlíka	strojové súčiastky namáhané staticky aj dynamicky pre ktoré sa nevyžaduje zvarateľnosť; súčiastky vystavené veľkému mernému tlaku, hriadele, osi, ozubené a reťazové kolesá, páky, čapy, skrutky a matice, piestnice	11 600	normalizačné žíhanie	E 335 EN 10025-94

Konštruovanie strojov - PREVODY

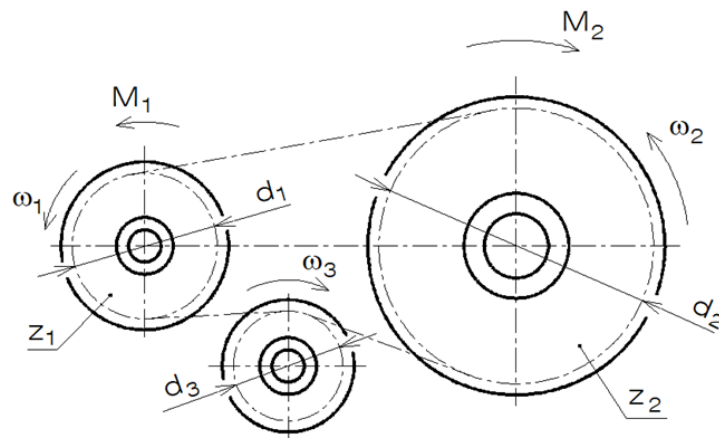
uhlíková oceľ na cementovanie	menej namáhané ozubené a reťazové kolesá, vačkové hriadele, puzdrá	12 020 12 024	cementovanie	C 15 E C 22	EN 10084-94 EN 10083-91
uhlíková oceľ na zušľachtenie a povrchové kalenie	hriadele, väčšie ozu- bené kolesá, vence ozubených kolies, závitovky, piesty, ojnice	12 050	na zušľachtenie a povrchové kalenie	C 45	EN 10083-2-91
chrómová oceľ na cementovanie	na cementované stroj. súčiastky, napr. ozubené kole- sá, závitovky, vačky	14 120	oceľ so zvláštnymi vlastnosťami a na cementovanie	15 Cr 2	EN 84-70
Mn-Cr oceľ na cementovanie	na veľké strojové súčiastky – ozubené kolesá, čapy, hriadele	14 221	oceľ so zvláštnymi vlastnosťami a na cementovanie	20 MnCr 8	EN 10084-94
Ni-Cr oceľ na cementovanie	veľmi namáhané stroj. súčiastky s cementovaným povrchom – pastorky, ozubené kolesá, kolesá diferenciálov, zvlášť namáhané čapy, hriadele hnacích kolies vozidiel, kladky	16 220	oceľ so zvláštnymi vlastnosťami a na cementovanie	15 NiCr 6	EN 84-70

9 REŤAZOVÉ PREVODY

Reťaze sa používajú ako prevodové, zdvíhacie (pre zdvíhanie, prípadne zavesenie bremien), transportné (slúžia na premiestňovanie nákladov a materiálu) a reťaze viazacie. Reťazové prevody patria do skupiny prevodov opášaných, ktoré výkon prenášajú tvarovými prvkami, reťazou. Reťazové kolesá musia svojím tvarom, profilmi a rozmerom zubov zodpovedať použitému typu rozmeru reťaze a musia plniť základné požiadavky pre optimálny styk (záber) reťaze s kolesom.

9.1 Všeobecná charakteristika

Reťazové prevody sa používajú na prenos malých až stredných výkonov s prevodovým pomerom do $i = 7$, výnimočne do $i = 10$, na nie príliš vzdialené, rovnobežné hriadele. Nahrádzajú remeňové prevody pri požiadavke presného chodu (bez sklzu), v prašnom a vlhkom prostredí a pri vysokých prevádzkových teplotách. Reťazový prevod tvorí hnacie reťazové koleso, prevodová reťaz a hnané reťazové koleso (obr. 9.1). Prevod môže byť doplnený napínacími alebo vodiacimi kladkami. Mazací systém, kryty, vodiace lišty a pod. sú ďalšie súčiastky, ktoré zlepšujú úžitkové vlastnosti reťazového prevodu.



Obr. 9.1 Rýchlostné a momentové pomery v reťazovom prevode

Pre reťazový prevod (obr. 9.1) platia všeobecne platné zákonitosti prevodov, preto prevodový pomer je:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{M_2}{M_1 \cdot \eta} \quad (9.1)$$

Prevodový pomer reťazového prevodu, podobne ako v ozubenom prevode, je daný pomerom počtov zubov na reťazových kolesách zaradených v prevode. Prevodový pomer však nie je v priebehu otáčania kolies konštantný, kolíše okolo svojej menovitej hodnoty v závislosti od uhla pootočenia kolies. Nerovnomernosť prevodu a tým aj nerovnomernosť otáčania hnaného kolesa závisí od počtu zubov kolies z_1 a z_2 , vzdialenosti osí kolies a prevodového pomeru i .

Výhody reťazových prevodov:

- stály prevodový pomer a bezpečný prenos obvodovej sily (bez preklzu);
- menšie namáhanie hriadeľov a ložísk ako v remeňových prevodoch;
- dobrá odolnosť proti vyšším teplotám (až do 150°C) a krátkodobo proti znečisteniu napr. prachom a blatom;
- dobre znášajú krátkodobé preťaženia;
- ľahká montáž a výmena reťaze;
- priaznivejšia cena v porovnaní s ozubenými prevodmi;
- pri dobrom mazaní majú dobrú mechanickú účinnosť, až 98%.

Nevýhody reťazových prevodov:

- pre menších počtoch zubov kolies nerovnomerný chod;
- pri vyšších rýchlostiach hlučnosť chodu;
- obmedzená obvodová rýchlosť do $v = 15\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$;
- citlivosť na správne napnutie reťaze.

9.2 Druhy reťazí

Základným členom reťazového prevodu je reťaz a reťazové kolesá. Podľa použitia poznáme reťaze *zdvíhacie*, *hnacie* (prevodové) a *dopravné*.

Zdvíhacie reťaze sú určené na zdvíhanie bremien; používajú sa najmä reťaze článkové a reťaze Gallove (obr. 9.2).

Hnacie (prevodové) reťaze zabezpečujú prenos výkonu z hnacieho hriadeľa na hnaný. Používajú sa kĺbové, Gallove, puzdrové a valčekové reťaze (obr. 9.2).

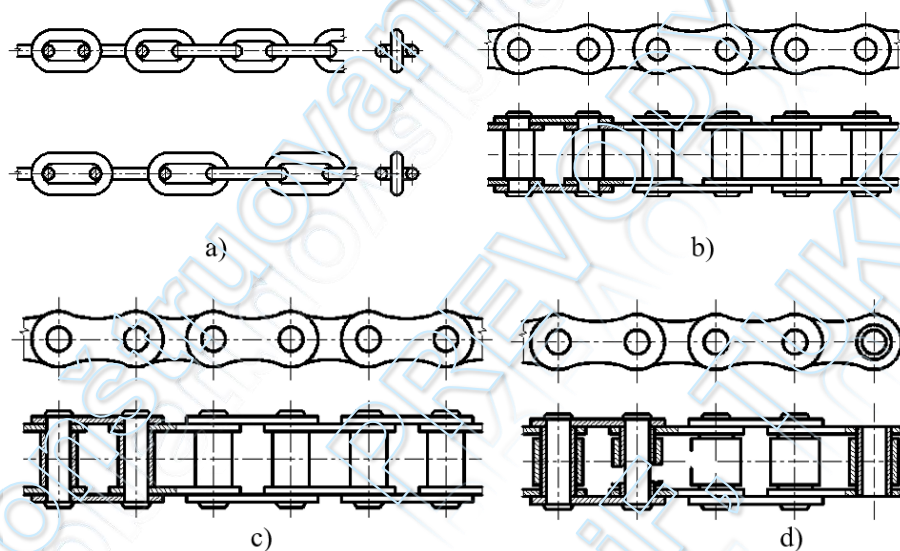
Dopravné reťaze sú súčasťou dopravných systémov. Reťaz sa používa ako ťažný element, na ktorý sú pripevnené nosné orgány (korýtka, dosky, korčeky a pod.). Slúžia na prenos výkonu, ale hlavne na dopravu materiálu.

Reťaze sú typizované a normalizované, vyrábajú sa v širokých rozmerových radoch od rozstupu niekoľko mm až po rozstup niekoľko m.

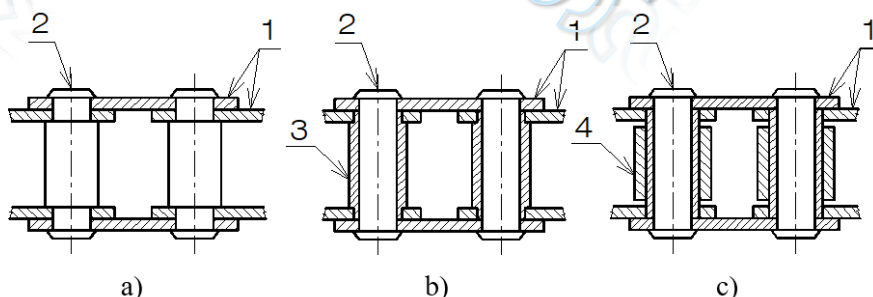
Gallova reťaz (obr. 9.3 a)) - jednoduchej konštrukcie sa skladá z rovných oceľových pásov 1 (vonkajších a vnútorných), ktoré sú otočne uložené na oceľových čapoch 2. Gallove reťaze môžu byť nerozoberateľné, alebo rozoberateľné. Dotyková plocha medzi čapom a pásom je malá, namáhanie reťaze je veľké. Je vhodná do rýchlostí $0,5\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$.

Puzdrová reťaz (obr. 9.3 b)) – má väčšie oceľové pásy (1) pevne spojené s čapmi (2), pričom vnútorné pásy sú pevne spojené s puzdrami (3). Touto úpravou sa zväčšuje dotyková plocha medzi čapom a puzdrom, ošacenie medzi týmito časťami je menšie. Je vhodné pre rýchlosti $0,7 - 1 \text{ m.s}^{-1}$.

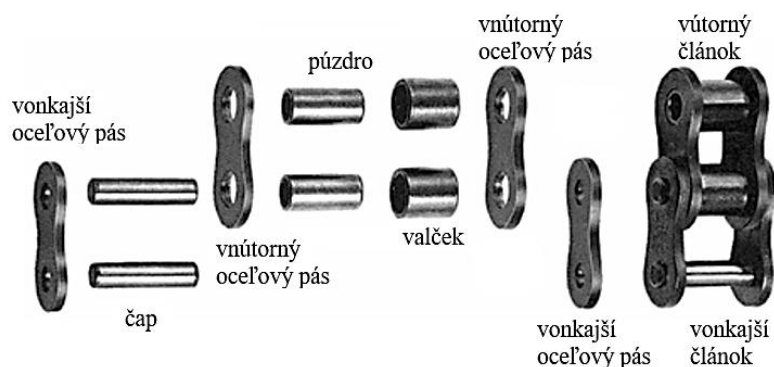
Valčeková reťaz (obr. 9.3 c)) - je podobná puzdrovej, na puzdre má ešte voľne nasadený dutý valček (4). Týmto valčekom sa dosiahne zmenšenie trenia medzi reťazou a zubami reťazového kola a tlmia hľuk. Pre vysoké zaťaženie sa odporúčajú stredné obvodové rýchlosti $6 \div 12 \text{ m.s}^{-1}$, v prípade dobre mazaných reťazí až 25 m.s^{-1} . Niekoľkoradové reťaze si vyžadujú presnejšiu výrobu reťazových kolies, presnú rovnobežnosť hriadeľov a montáž kolies. Pre rovnaký prenášaný výkon majú takéto prevody tichší chod, reťaze majú menší rozstup, tým menšie rozmery kolies a menšiu vzdialenosť osí hriadeľov, ako prevody s jednoradovou reťazou [34, 35].



Obr. 9.2 Reťaze – a) článková, b) Gallova, c) puzdrová, d) valčeková [14]



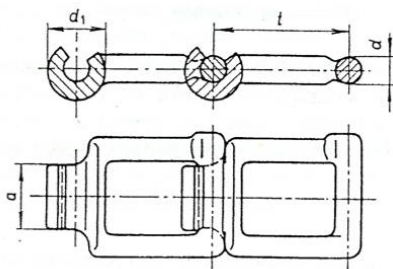
Obr. 9.3 Konštrukcia reťaze : a) Gallova reťaz, b) puzdrová reťaz, c) valčeková reťaz [14]



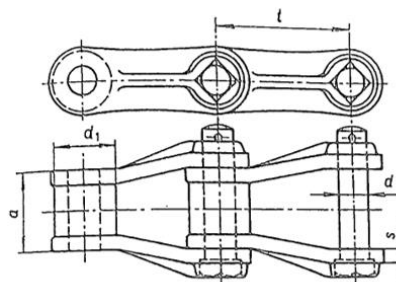
Obr. 9.4 Zloženie valčekovej reťaze

Ewartova reťaz (obr. 9.5) – sa skladá z uzavretých článkov z temperovanej liatiny. Na jednej strane článku je valcovitý čap, na druhej strane hákovitá objímka, ktorú možno pod určitým uhlom nasunúť z boku na čap ďalšieho článku (ľahká montáž a demontáž). Používa sa pre ľahšie nenáročné pohony s obvodovou rýchlosťou do $1,5 \text{ m.s}^{-1}$. Je pomerne hlučná.

Čapová reťaz (obr. 9.6) – sa skladá z otvorených článkov vyrobených z temperovanej liatiny, ktoré sa spájajú oceľovými čapmi nehybne uloženými v okách a otočne v ložisku článku.



Obr. 9.5 Ewartova reťaz [17]



Obr. 9.6 Čapová reťaz [17]

Reťaze sú typizované a normalizované, vyrábajú sa v širokých rozmerových radoch od rozstupu niekoľko mm až po rozstup niekoľko m.

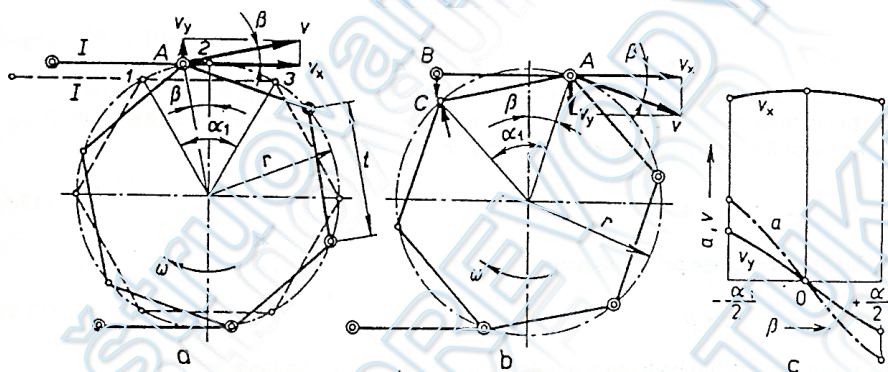
Predpis reťaze:

REŤAZ 96 článkov 16B -2 STN 02 3311.2

dĺžka reťaze	
označené reťaze	
počet radov	
označenie normy	
bližšie špecifikácia (napr. 2 – so spojovacím článkom)	

9.3 Kinematické pomery v reťazovom prevode

Pri vyšetrowaní kinematických pomerov reťazového prevodu treba vychádzať zo skutočnosti, že reťaz pri navínutí na reťazovom kolese tvorí časť mnohoúhelníka s počtom strán rovnajúcou sa počtu zubov koleasa a s dĺžkou strany rovnajúcou sa rozstupu reťaze t (obr. 9.7).



Obr. 9.7 Kinematika reťazového prevodu – a) kinematické pomery pri navíjaní reťaze na reťazové koleso, b) vznik rázu, c) priebeh rýchlosti a zrýchlenia [17]

Ak vychádzame z predpokladu, že hnacie koleso sa otáča rovnomerne stálou uhlovou rýchlosťou ω , možno obvodovú rýchlosť v tohto koleasa a reťaze vyjadriť rovnicou

$$v = \pi \cdot D \cdot n \approx z \cdot t \cdot n \quad (9.2)$$

kde D - priemer rozstupovej kružnice reťazového koleasa ($D = 2 \cdot r$),

n - otáčky reťazového koleasa,

z - počet zubov

t - rozstup reťaze.

Ako však vidieť z obr. 9.7 – okamžitá obvodová rýchlosť reťaze závisí od okamžitej polohy vstupujúceho článku reťaze do styku (záberu) s hnacím reťazovým kolesom. Na dráhe medzi bodmi 1 (začiatok záberu) a 3 (obr. 9.7a))

má obvodová rýchlosť v dve zložky: vo vodorovnom smere (smer spojnice stredov kolies) pôsobí

$$v_x = v \cdot \cos\beta \quad (9.3)$$

ktorá je skutočnou postupovou rýchlosťou reťaze a zložkou na ňu kolmú

$$v_y = v \cdot \sin\beta \quad (9.4)$$

ktorou sa reťaz počas jej styku s reťazovým kolesom na dráhe medzi bodmi 1-2 dvíha a za bodom 2 klesá.

V polohe kĺbu v bodoch 1 a 3 platí, že zložka rýchlosti v_x je najmenšia

$$v_{x\min} = v \cdot \cos \frac{180^\circ}{z} \quad (9.5)$$

a zložka rýchlosti v_y najväčšia

$$v_{y\max} = \pm v \cdot \sin \frac{180^\circ}{z} \quad (9.6)$$

(Kladné znamienko platí pre dráhu medzi bodmi 1-2, záporné pre polohu kĺbu za bodom 2).

Pre uhol $\beta = 0$, t.j. poloha kĺbu v bode 2, je

$$v_x = v_{x\max} \text{ a } v_y = 0. \quad (9.7)$$

Zrýchlenie reťaze pri tomto nerovnomernom pohybe

$$a_x = -\omega^2 \cdot r \cdot \sin\beta \quad (9.8)$$

Dosiahne svoju maximálnu hodnotu v polohe, keď $\beta = \pm \frac{\alpha_1}{2}$.
Jej hodnota je

$$a_{x\max} = \pm \omega^2 \cdot r \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} = \pm \frac{1}{2} \omega^2 \cdot t \quad (9.9)$$

Priebeh okamžitej rýchlosti a zrýchlenia v závislosti od uhla β pri otočení hnacieho reťazového kolesa o jeden zub (t.j. o uhol $\alpha_1 = \frac{360^\circ}{z}$) je na obr. 9.7c).

Pre pohybe kĺbu A z polohy 2 do polohy 3 klesá článok reťaze (teda aj kĺb B) s rastúcou rýchlosťou v_y do svojej počiatočnej polohy. Keďže proti kĺbu B sa

pohybuje nasledujúci zub reťazového kolesa vzdialený o zubovú medzeru (bod C – obr. 9.7b)), prichádza pri zábere (styku) ďalšieho článku reťaze s reťazovým kolesom k rázu. Periodické dvíhanie a klesanie reťaze spôsobuje teda kmitanie, nerovnomernosť okamžitého prevodového pomeru, zvyšuje opotrebenie reťaze a hlučnosť prevodu. Preto, o.i. závisia vlastnosti reťazového prevodu od usporiadania jeho polohy; strmý a zvislý reťazový prevod má väčší sklon ku kmitaniu.

Opísaná periodická zmena okamžitej uhlovej rýchlosti hnacieho reťazového kolesa z ω_{2min} na ω_{2max} (v dôsledku zmeny rýchlosti reťaze v_x), čím sa periodicky mení aj okamžitý prevodový pomer $i = \omega_1/\omega_2$, spôsobuje nerovnomernosť hnaného kolesa

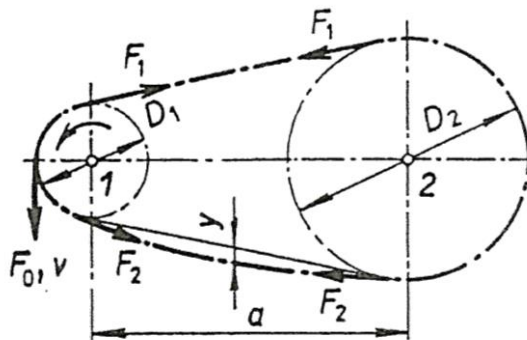
$$\vartheta = \frac{\omega_{2max} - \omega_{2min}}{\omega_{2s}} \quad (9.10)$$

ktorá závisí od počtu zubov hnacieho kolesa (treba zohľadniť pri návrhu prevodu), prevodového pomeru i a veľkosti osovej vzdialenosti. Pohyb bude rovnomernejší pri väčšom z_1 ; pri rovnakom D je výhodnejšie použiť reťaz s menším t .

Stredná uhlová rýchlosť hnaného kolesa

$$\omega_{2s} = \frac{1}{2}(\omega_{2max} + \omega_{2min}) \quad (9.11)$$

9.4 Silové pomery v reťazovom prevode



Obr. 9.8 Silové pomery v reťazovom prevode

Pri prenose zaťaženia z hnacieho na hnané reťazové koleso (obr. 9.8) pôsobí v ťažnej vetve reťaze F_1 a v odľahčenej vetve F_2

$$F_1 = F_o + F_c + F_m \quad , \quad F_2 = F_c + F_m \quad (9.12)$$

kde F_o - obvodová sila na reťazovom kolese od prenášaného výkonu

$$F_o = \frac{P}{v} \quad (9.13)$$

F_c - obvodová sila spôsobená účinkom odstredivej sily; jej veľkosť závisí od rýchlosti otáčania (pre $v < 3 \text{ m.s}^{-1}$ je jej veľkosť zanedbateľná)

$$F_c = m_1 \cdot v^2 \quad (9.14)$$

m_1 - hmotnosť jedného metra reťaze

F_m - ťahová sila spôsobená hmotnosťou reťaze pri vodorovne usporiadanom prevode [6]

$$F_m \approx \frac{m_1 \cdot a^2}{80 \cdot y} \quad (9.15)$$

Jej veľkosť závisí od napnutia reťaze, t.j. od veľkosti previsu y . (Pri osovej vzdialenosti $a < 25 \cdot t$, možno zaťaženie od hmotnosti reťaze zanedbať). Na voľnej (odľahčenej) vetve reťaze pôsobí

$$F_2 = F_c + F_m \quad (9.16)$$

Výslednica týchto síl (ich geometrický súčet) namáha príslušný hriadeľ na ohyb a spôsobuje straty trením v ložiskách. Pri návrhu (výpočte) reťaze podľa normy, sa vo výpočte uvažujú opravné súčinitele, ktoré zohľadňujú druh použitej reťaze, ako aj konkrétne prevádzkové a konštrukčné parametre (vid'. kapitola 9.4.1).

9.4.1 Navrhovanie prevodov s puzdrovými a s valčekovými reťazami

Návrh reťaze a hlavných rozmerov reťazového prevodu prepočítame na príklade návrhu najčastejšie používanej, valčekovej reťaze – podľa [32, 33, 35].

1. Východiskovým parametrom pre návrh reťaze je veľkosť osovej vzdialenosti. Podľa [6] sa volí v rozmedzí

$$a^* = (30 \div 60) \cdot t \quad (9.17)$$

Vzhľadom na priemer väčšej z remeníc sa udáva najvhodnejšia hodnota vzdialenosti osi hriadeľov $a = (1,23 \text{ až } 1,5) \cdot D_2$. Pri veľkých vzdialenostiach

hriadeľov vzniká zvýšené namáhanie hmotnosťou reťaze a zväčšuje sa jej kmitanie (hádzanie).

Ak nie je osová vzdialenosť definovaná inak, možno pri jej návrhu vychádzať z optimálnej, predbežnej voľby

$$a^* = 40 \cdot t \quad (9.18)$$

2. Voľba počtu zubov.

Voľba počtu zubov menšieho reťazového kolesa z_1 závisí od veľkosti obvodovej rýchlosti. Odporúča sa (z dôvodu rovnomernejšieho opotrebovania) voliť nepárny počet zubov v rozmedzí $z_1 = 17$ až 25.

Počet zubov veľkého reťazového kolesa (odporúča sa párný počet)

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \Rightarrow z_2 = i \cdot z_1 \quad (9.19)$$

3. Výber reťaze.

Diagram pre výber veľkosti valčekovej reťaze typu A podľa STN 023311 a rýchlobežnej reťaze puzdrovej C, podľa STN 023321 je na obr. 9.9. Na obr. 9.10 je diagram pre výber veľkosti reťaze valčekovej typu B podľa STN 02311. Hodnoty platia pre jednoradovú reťaz, pre dvojradové a trojradové reťaze sú výkony 2 a 3 - násobné.

Pre výber reťaze sa stanoví diagramový prenášaný výkon P_D :

$$P_D = \frac{P_d}{\rho}, \quad P_d = \frac{P}{\kappa \cdot \mu} \quad (9.20)$$

kde P je prenášaný výkon a κ, μ, ρ sú súčinitele podľa tab. 9.1.

4. Výpočet hlavných rozmerov reťazových kolies.

Rozstupové priemery

$$D_{1,2} = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_{1,2}}} \quad (9.21)$$

5. Pevnostná kontrola reťaze.

Súčiniteľ statickej bezpečnosti reťaze

$$k_s = \frac{F_{pt}}{F_t} \geq k_{s \min} \quad (9.22)$$

kde F_{pr} je zaťaženie pri pretrhnutí – tabuľkový údaj pre príslušnú reťaz,
 F_t ťahová sila

$$F_t = F_o + F_c \quad (\text{Sily } F_o, F_c \text{ pozri v kap. 9.4}). \quad (9.23)$$

Súčiniteľ dynamickej bezpečnosti

$$k_d = \frac{F_{pt}}{F_{t.Y}} \geq k_{d \min} \quad (9.24)$$

kde Y - súčiniteľ rázu je uvedený v tab. 9.1.

Požadovaná bezpečnosť je daná normou pre príslušnú reťaz. Pre puzdrové, valčekové a zubové reťaze je požadované $k_{s \min} = 7$ a $k_{d \min} = 5$, pre vlečné reťaze $k_{s \min} = 6$ a $k_{d \min} = 4$ a pre zdvihové reťaze až $k_{s \min} = 12$.

6. Kontrola tlaku v kĺbe reťaze.

Výpočtový (prevádzkový) tlak

$$p_p = \frac{F_t}{S} \quad (9.25)$$

kde S je plocha kĺba reťaze; $S = b_2 \cdot d_2$ (b_2 je šírka, d_2 priemer kĺba).

Dovolený tlak v kĺbe reťaze

$$p_D = p \cdot \lambda \quad (9.26)$$

kde p je tabuľková hodnota tlaku v kĺbe reťaze – $p = f(v, z_1)$.

(platí pre prevádzkovú dobu asi 10 000 hodín, pri $Y = 1$, $\mu = 1$, $\rho = 1$,
 behu reťaze cez 2 kolesá a prevodovom pomere $i = 3$)
 λ - súčiniteľ trenia; tabuľková hodnota $\lambda = f(i, a, Y)$.

Musí byť splnená podmienka: $p_p \leq p_D$.

7. Počet článkov reťaze

$$x = \frac{2 \cdot a}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right) \cdot \frac{t}{a} \quad (9.27)$$

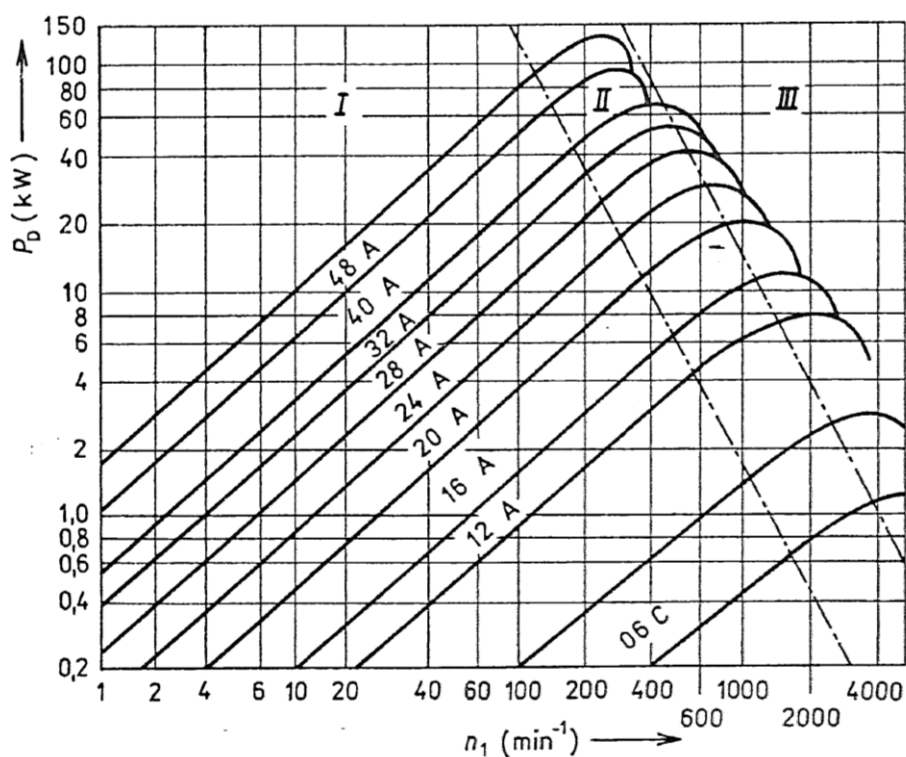
Počet článkov reťaze x , sa volí obvykle párny včítane spojovacieho článku, aby

nebolo potrebné použiť redukčný článok.

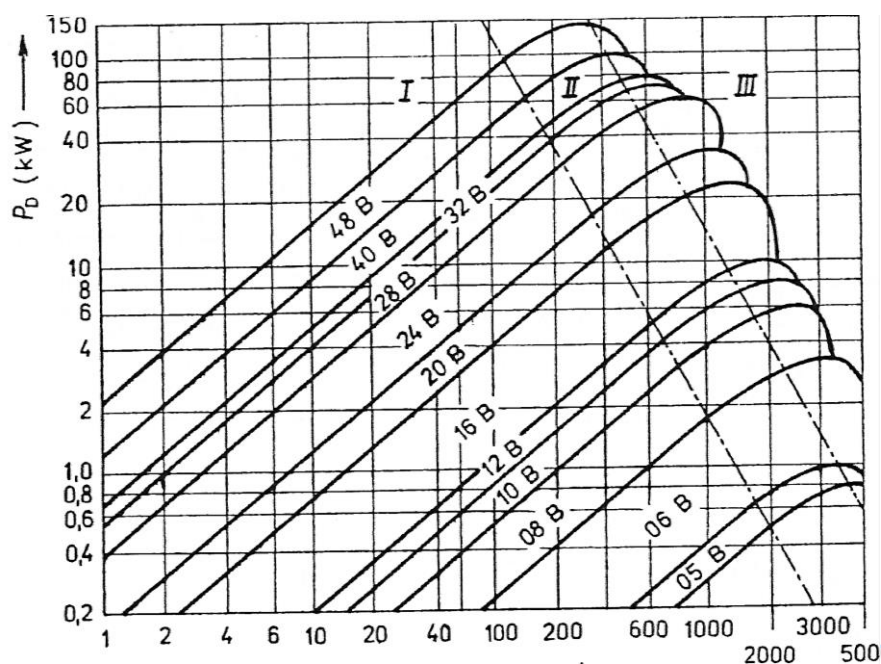
8. Skutočná osová vzdialenosť

Konečná hodnota osovej vzdialenosti sa určí z vypočítanej hodnoty počtu článkov zaokrúhlenej na celé párne číslo x' (Ewartové a čapové reťaze môžu mať i nepárny počet článkov):

$$a' = \frac{t}{8} \left[2 \cdot x' - (z_2 + z_1) + \sqrt{[2 \cdot x' - (z_2 + z_1)]^2 - 0,824(z_2 - z_1)^2} \right] \quad (9.28)$$



Obr. 9.9 Diagram pre výber veľkosti reťaze typu A a C [22]



Obr. 9.10 Diagram pre výber veľkosti reťaze typu B [22]

Tab. 9.1 Návrh prevodov - súčinitele

Druh prevádzky	Rovnomerná	Ľahké rázy	Stredné rázy	Ťažké rázy
Činiteľ rázov Y/y ($\kappa = \kappa_1 \cdot y$)	1/1	2/0,73	3/0,63	4/0,58

Činiteľ výkonu $\kappa = \kappa_1 \cdot y$. V tabuľke je κ_1 pre činiteľ rázov $Y = 1$ / korekčný činiteľ $y = 1$ uvedený podľa veľkosti prevodového čísla i a počtu zubov z_1 .

z_1	$i = 1$	$i = 2$	$i = 3$	$i = 5$	$i = 7$
13	-	0,5	0,57	0,64	0,67
17	0,73	0,82	0,68	0,96	1,02
19	0,83	0,93	1,0	1,09	1,15
21	0,93	1,04	1,12	1,22	1,3
Viac ako 25	1,11	1,26	1,36	1,49	1,59

Činiteľ mazania μ , skupiny výkonov II,III v diagrame vyžadujú bezvadné mazanie

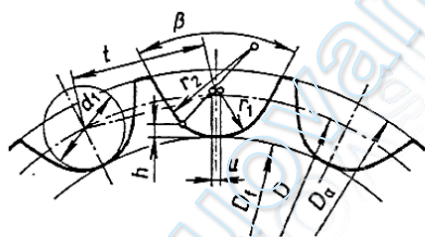
Rýchlosť reťaze	Mazanie:	Bezchybné	Čisté	Znečistené	Žiadne
do 4 m/s	tuk, kvapky	1	0,6	0,3	0,15
do 7 m/s	ponorné	1	0,3	0,15	-
do 12 m/s	olej, okruh	1	-	-	-
nad 12 m/s	tlak, hmla	1	-	-	-
Pre pomer:	a/t	20	40	60	80
Činiteľ osovej vzdialenosti ρ		0,85	1,0	1,07	1,15

9.5 Konštrukcia reťazových kolies

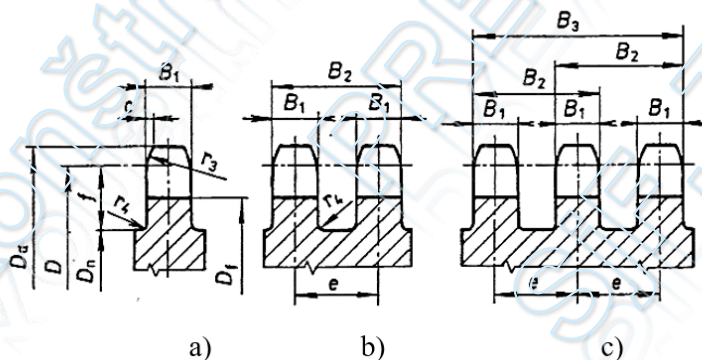
Tvar a rozmery zubov reťazových kolies musia zodpovedať typu použitej reťaze a plniť základné požiadavky pre optimálny styk (záber) reťaze s kolesom. Pri návrhu je potrebné vychádzať z príslušných noriem.

Pre názornosť je uvedený príklad návrhu zubov reťazových kolies pre valčekovú alebo puzdrovú reťaz [33] (obr. 9.11 a, b, c). Profíľ boku zuba a tvar zubovej medzery je potrebné voliť tak, aby sa valčeky opierali iba o päť zuba a dno zubovej medzery a neprichádzali do styku s hlavou zuba. Z hľadiska možnosti obojsmernej prevádzky sa navrhujú zuby súmerné, profil zuba spravidla tvoria časti kruhových oblúkov v kombinácii s priamkami, prípadne časti evolventy. Vzdialenosť - rozstup zubov musí byť zhodný s rozstupom reťaze t (obr. 9.11).

Na obr. 9.12 sú zobrazené tvary lôžok (vybraní) vo venci reťazového kolesa pre článkovú (zváranú) reťaz.

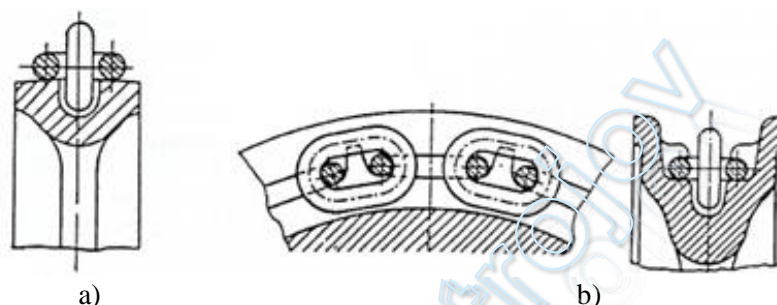


$$\begin{aligned}
 u &= 0,02 \cdot t & h &= 0,18 \cdot d_1 \\
 r_1 &= 0,503 \cdot d_1 & B_1 &= 0,9 \cdot b_1 \\
 r_2 &= 1,3 \cdot d_1 & B_2 &= B_1 + e \\
 r_3 &= 1,5 \cdot d_1 & B_3 &= B_1 + 2 \cdot e \\
 f &= 0,7 \cdot t & c &= (0,1 \text{ až } 0,15) \cdot d_1 \\
 D_n &\leq d - 2 \cdot f
 \end{aligned}$$



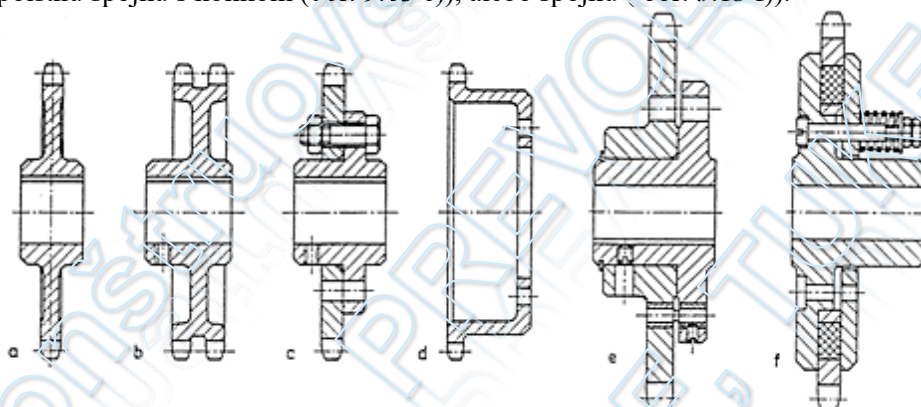
Obr. 9.11 Ozubenie podľa STN pre reťazové koleso a) jednoradové, b) dvojradové c) trojradové

Od voľby reťaze závisí aj vlastná konštrukcia reťazových kolies. Na obr. 9.13 je znázornených niekoľko príkladov konštrukcií odlievaných reťazových kolies pre jedno alebo dvojradovú (puzdrovú) a článkovú reťaz. Zuby reťazového kolesa sa spravidla frézujú; pre čapové alebo Ewardové reťaze sa odlievajú. Reťazové kolesá pre čapové a Ewardové kolesá sú normalizované [36, 37].



Obr. 9.12 Reťazové kolesá pre článkovú reťaz: tvar lôžok pre a) vodiace, b) hnacie reťazové koleso [17]

Reťazové kolesá sa spájajú s hriadeľmi spravidla pomocou pier (menej nalisovaním). Z hľadiska minimalizácie priehybu hriadeľov sa navrhujú tuhé hriadele a reťazové kolesá sa odporúča umiestniť čo najbližšie k ložiskám. Pre veľké zaťaženie možno reťazové kolesá navrhnuť s vymeniteľným ozubeným kotúčom. Pri nárazovom zaťažení možno vložiť medzi reťazové kolesá a hriadeľ poistnú spojku s kolíkom (obr. 9.13 e)), alebo spojku (obr. 5.13 f)).



Obr. 9.13 Rôzne tvary reťazových kolies: a) reťazové koleso pre jednoradovú reťaz, b) dvojradovej reťaz, c) d) reťazové koleso s vymeniteľným kotúčom, e) reťazové koleso s poistnou spojku s kolíkom, f) s poistnou trecou spojku [17]



Obr. 9.14 Príklady konštrukčných variantov reťazových kolies

Malé reťazové kolesá sa vyrábajú spravidla z konštrukčných uhlíkových ocelí, kolesá ktoré majú mať veľkú životnosť z ušľachtilých ocelí na cementovanie. Ich zuby sa povrchovo kalia. Kolesá s veľkým počtom zubov sú buď kované z nelegovaných ocelí, alebo častejšie odlievajú z ocelí na odliatky (menej namáhané kolesá zo sivej liatiny). Veľké kolesá môžu byť tiež zvarané. V prípade, že sa skladajú z dvoch materiálov, je ozubený kotúč (veniec) vyrobený z ušľachtilej ocele a spája sa s nábojom z bežnej uhlíkovej ocele, alebo zo sivej liatiny. Na výrobu napínacích kolies sa môžu použiť plastický materiál.

Aby sme zmenšili straty spôsobené trením, opotrebenie reťaze a zubov reťazových kolies, aby sa znížila účinnosť a trvanlivosť prevodu, je potrebné reťaz mazať. Voľba druhu maziva a spôsob mazania závisí predovšetkým od obvodovej rýchlosti a od prevádzkových podmienok.

Pre rýchlosť reťaze do $4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ postačí spravidla ľahké mazanie kvapkami ($4 \div 14$ kvapiek za minútu), prípadne ručné mazanie plastickým mazivom. Pri trvalej prevádzke sa odporúča použiť kvapkaciu maznicu.

Pre rýchlosť $v < 7 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ vyhovuje ponorné mazanie máčaním v olejovom kúpeli, lepšie olejovou hmlou. Pri mazaní olejovou hmlou je potrebné prevod zakryť tesným ochranným krytom, ktorý zabraňuje rozstrekovaniu oleja, vnikaniu nečistôt do oleja, slúži ako ochranné zariadenie a tlmí hluk prevodu. Pri mazaní kvapkami – asi 20 kvapiek za minútu.

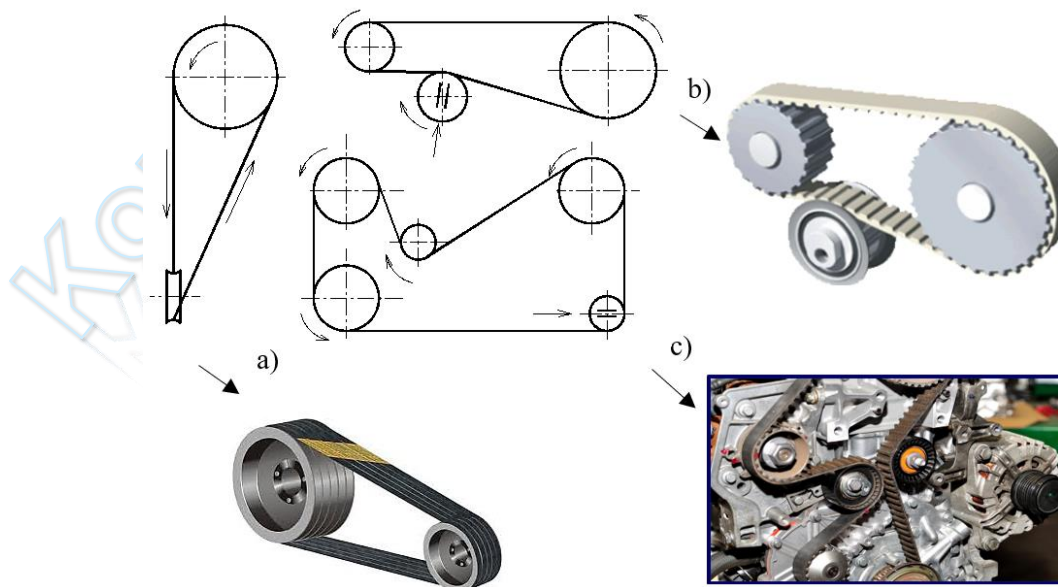
Rýchlosť reťaze do $12 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ vyžaduje už obežné tlakové mazanie, prípadne mazanie brodením, nad túto rýchlosť je potrebné použiť rozprašovacie zariadenia a olej podľa potreby chladieť.

10 REMEŇOVÉ PREVODY

Tieto prevody nachádzajú široké použitie pri prenose menších a stredných výkonov prevažne s rovnobežnými osami hriadeľov. Prevod sa vyznačuje pružným záberom, nehluchým chodom, tlmí torzné kmity a torzné nárazy. Výroba súčastí remeňového prevodu je jednoduchá a relatívne lacná. Remene v prevádzke sú nenáročné na údržbu, nepotrebujú mazanie ani zvláštnu ochranu proti vplyvom prostredia. Remeňové prevody sú však zdrojom ohrozenia, je nebezpečie vtiahnutia cudzieho telesa medzi remeň a remenicu, musia byť preto vybavené bezpečnostným krytom.

10.1 Všeobecná charakteristika

Remeňový prevod prenáša mechanickú energiu na väčšiu vzdialenosť medzi hriadeľmi. Tento prevod je tvorený najmenej dvoma prispôsobenými kolesami – remenicami na spravidla rovnobežných hriadeľoch a medzi nimi napnutej slučky ťažného prvku – remeňa. Pri niektorých druhoch hnacích remeňov rovnobežnosť hriadeľov nie je nevyhnutá, napr. s kruhovým prierezom alebo plochých sa využívajú ich flexibilita na pohon mimobežných hriadeľov (obr. 10.1 a)). Jedna remenica je hnacia, druhá, resp. ostatné sú hnané, vodiace alebo napínacie. Obvodová sila z remenice na remeň a naopak sa prenáša trením, len ozubené remene využívajú tvarový prenos sily.



Obr. 10.1 Rôzne usporiadanie remeňových prevodov a) s mimobežnými osami, b) s napínacou kladkou c) pohon viacerých hriadeľov jedným remeňom

Úlohou remeňového prevodu je prenášať výkon jedného hriadeľa (hnacieho) na druhý (hnaný) a meniť pritom frekvenciu otáčania a krútiaci moment v danom prevodovom pomere. Remeňové prevody sa používajú na prenos menších a stredných výkonov (až do 1000 kW). V porovnaní s reťazovými prevodmi remeňové prevody pracujú s menšími obvodovými silami pri vyšších obvodových rýchlostiach.

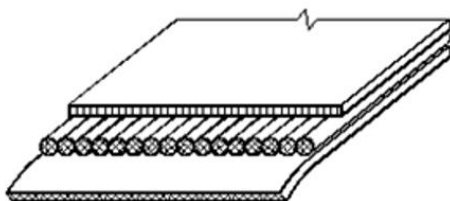
Prenos síl z remeníc na remene a naopak sa pri hladkých remeňoch deje tangenciálnymi silami prostredníctvom trenia medzi remeňom a remenicou, ale pri ozubených remeňoch normálovými silami medzi bokmi zubov ozubenia na remeni a remenicami.

10.2 Druhy remeňov

Podľa tvaru rozlišujeme tieto druhy remeňov:

- *ploché remene* - kožené, textilné, oceľové, z vysokopevnostných plastov,
- *klinové remene* - s klasickým prierezom, úzke pre priemyselné použitie, variátorové, násobné a žliabkové,
- *ozubené remene* - lichobežníkové (klasické, štandardné), parabolické,
- *zvláštne remene* - okrúhle, dopravné a iné.

Ploché remene (obr. 10.2) sa zhotovovali z hovädzej kože. Moderné ploché hnacie remene pozostávajú z troch vrstiev. Na spodnej časti v mieste styku s remenicou je vrstva s vysokým súčiniteľom trenia. V strede je ťahová vložka, ktorá prenáša ťažné sily, je vyrobená z vysokopevnostného plastu alebo vlákien (textilných, kovových). Najvrchnejšia vrstva je krycia. Ploché remene umožňujú vysoké obvodové rýchlosti (až do $45 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$) a použitie malých (niekoľko mm) i veľmi veľkých (niekoľko m) priemerov remeníc.



a)

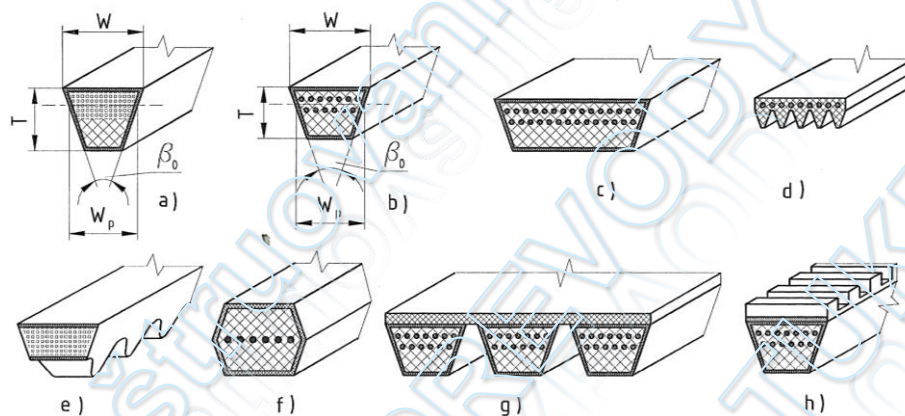


b)

Obr. 10.2 Plochý remeň: a) stavba plochého remeňa, b) príklad pohonu plochým remeňom [14]

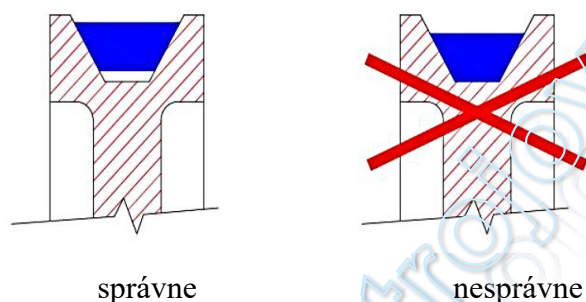
Klinové remene (obr. 10.3) majú profil rovnoramenného lichobežníka s vrcholovým uhlom $\beta \cong 40^\circ$. Prierez je tvorený gumovým jadrom, v ktorom je zavulkanizovaná ťažná časť (napr. kordová tkanina navinutá na seba v niekoľkých vrstvách). Prierez je obalený gumovo textilným obalom. Klinový tvar remeňa zapadá do klinového žliabku na obvode remenice. Tvar klinového žliabku spôsobuje rozklad síl, čím zvyšuje súčiniteľ trenia, zlepšuje silové pomery medzi remeňom a remenicou, umožňuje znižovať hodnotu potrebnej napínacej sily. Na väčšie výkony sa klinové remene používajú spravidla v sádach, t.j. väčší počet remeňov rovnakého rozmeru vedľa seba na spoločných remenicách, alebo násobné klinové remene.

Označovanie remeňov pri ich špecifikovaní si predstavujú dodávatelia v katalógoch, napr. *15 remeňov SPZ – 1000 Lp STN 02 3112 3 sady po 5 kusov*.



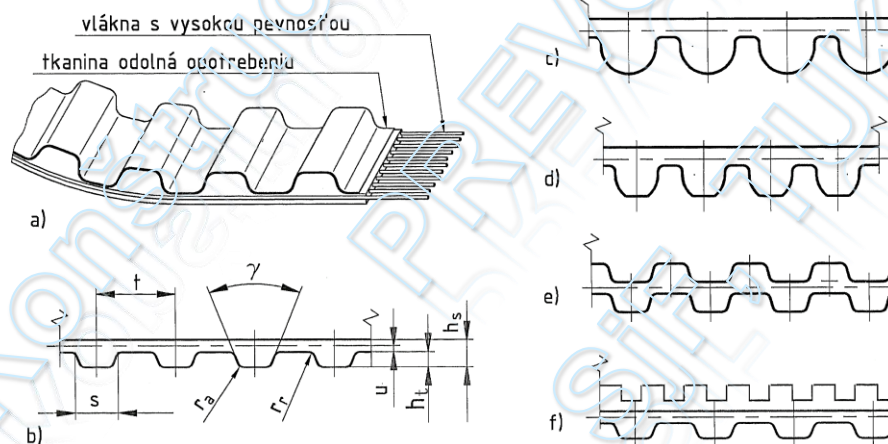
Obr. 10.3 Druhy najpoužívanejších klinových remeňov a) úzky klinový remeň na priemyselné použitie, b) hnací klinový remeň klasického prierezu, c) variátorový klinový remeň, d) žliabkovaný klinový remeň, e) úzky odľahčený klinový remeň, f) dvojitý klinový remeň, g) násobný klinový remeň, h) príklad klinového remeňa s účelovo upravenou vonkajšou plochou [14]

Drážka v remenici musí byť tvarovaná tak, aby remeň nedosiahol na jej dno (obr. 10.4).



Obr. 10.4 Správna pozícia remeňa v drážke remenice

Ozubené remene (obr. 10.5) sú osobitným druhom remeňových prevodov. Tieto prevody spájajú výhody remeňových a reťazových prevodov. Obvodová sila sa prenáša tvarovým stykom zubov remeňa so zubami remenice, prevody s ozubenými remeňmi preto nemajú sklz, majú presný prevodový pomer. Oproti reťaziam sa vyznačujú nižšou hlučnosťou a menšími nárokmi na údržbu.



Obr.10. 5 Príklady druhov ozubených remeňov: a) konštrukcia ozubeného remeňa, b) lichobežníkový profil zubov podľa DIN ISO 5296, c),d) iné používané profily zubov, e) profil obojstranného ozubeného remeňa, f) profil ozubeného remeňa s účelovými výstupkami [14]

Označovanie ozubených remeňov obsahuje všetky údaje potrebné na jednoznačné určenie remeňa, napr. pri objednávaní. Schému označenia určuje výroba v katalógu, napr.: 3 kusy SYNCHROBELT ozubený remeň 1 100 H 100;

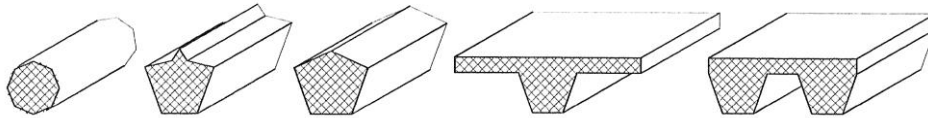
Kde 1 100 - dĺžka 110 Inch = 2794,0 mm

H - označenie profilu zuba 0,5 Inch = 12,7 mm

100 - šírka remeňa 1 Inch = 25,4 mm.

Výrobcovia ozubených remeňov si konkurujú, ponúkajú široký, stále sa rozširujúci sortiment nielen rozmerov, ale i druhov ozubených remeňov rozlíšených podľa profilu zubov a vnútornej konštrukcie s rôznymi vlastnosťami.

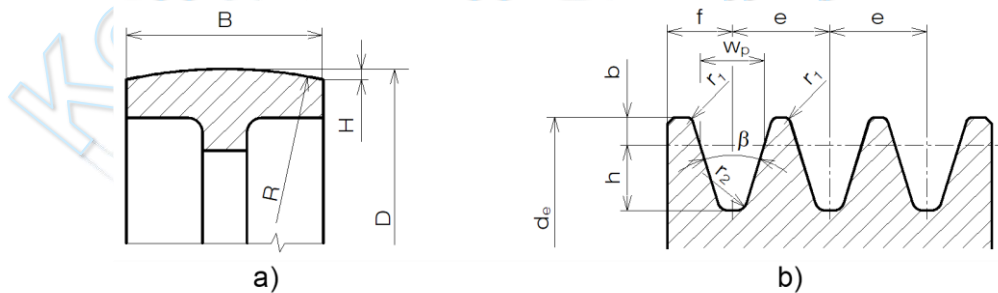
Zvláštne remene (obr. 10.6) sú používané v špeciálnych podmienkach, sú obvykle spojené s inými funkciami, napr. na dopravu a manipuláciu.



Obr. 10.6 Remene so zvláštnymi profilmi

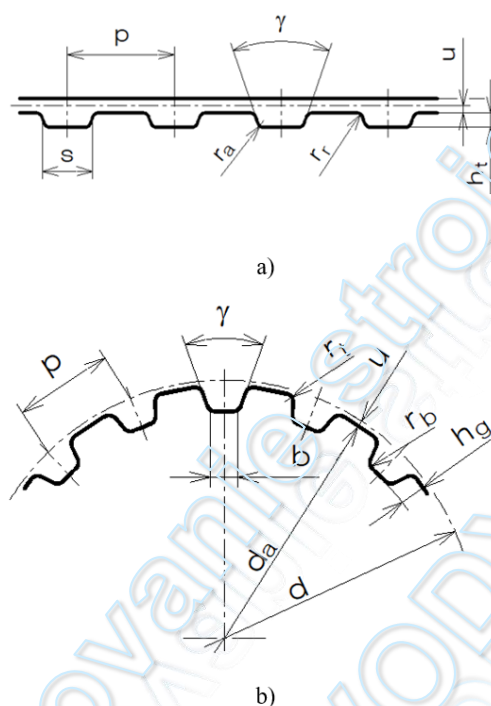
10.3 Remenice

Remenica spravidla pozostáva z venca, na ktorom je opásaný remeň, náboja, pomocou ktorého sa remenica upevňuje na hriadeľ a disk, resp. ramien, ktoré ich navzájom spájajú (obr. 10.7). Veniec remenice je prispôbený použitému druhu remeňa. Veniec remenice pre ploché remene je valcový alebo mierne vypuklý, tzv. bombírovaný (obr. 10. 7 a)), kde výška klenutia $H = 0,3$ (pre $D < 122$ mm) až 4 mm (pre $D < 1120$ mm a $B > 400$ mm). Táto geometrická úprava a elastické vlastnosti remeňa zabezpečujú dobré vedenie remeňa na remenici. Veniec pre klinové remene je žliabkovaný (obr. 10.7 b)), pričom tvar a rozmery žliabkov sú dané normou STN 02 3180 pre úzke klinové remene a normou STN 02 3179 pre klinové remene s klasickým prierezom.



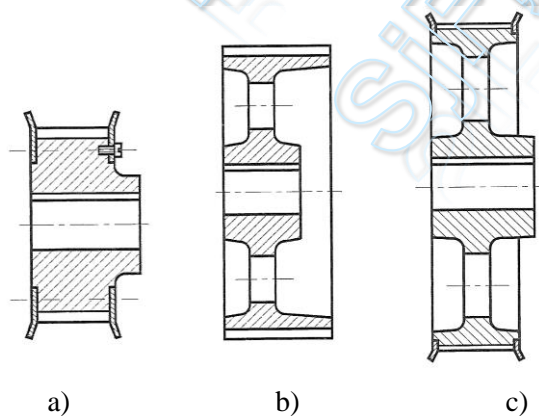
Obr. 10.7 Remenice: a) pre plochý remeň, b) pre klinové remene [14]

Osobitným druhom remeňových prevodov je prevod s ozubeným remeňom. Tieto prevody spájajú výhody remeňových a reťazových prevodov. Obvodová sila sa prenáša tvarovým stykom zubov remeňa (obr.10.8a)) so zubami remenice (obr.10.8b)) odpovedajúcim tvarom zubov použitého remeňa. Prevody nemajú sklz, majú presný prevodový pomer, tichý chod a pod.



Obr.10. 8 Časti prevodu ozubeným remeňom a) lichobežníkový profil zubov podľa DIN ISO 5296, b) odpovedajúci tvar profilu zubov kolesa.

Aspoň jedna z remeníc pre prevod ozubeným remeňom musí byť vybavená nákrúžkami pre bočné vedenie remeňa, ktoré môžu byť priskrutkované (obr.10.9 a)), alebo naľisované (obr. 10. 9 c)). Presné tvary vencov remeníc a ich rozmery sú dané v normách a v katalógoch. Výrobcovia alebo dodávatelia ozubených remeňov spravidla zabezpečujú i výrobu remeníc a ich dodávku spolu s remeňmi.

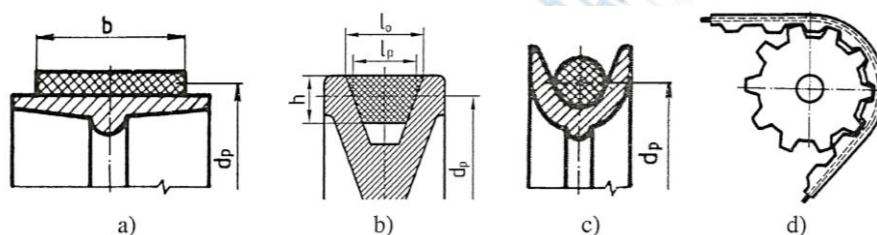


Obr. 10.9 Príklady konštrukcie remeníc pre ozubené remene [17]

10.4 Remeňové prevody

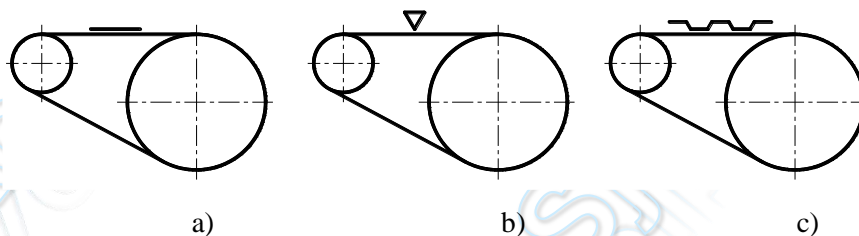
Remeňové prevody podľa prierezu remeň (obr. 10.10) delíme na:

- prevody s plochými remeňmi, obdĺžnikový prierez (obr. 10.10 a)),
- prevody s klinovými remeňmi, lichobežníkový prierez (obr. 10.10 b)),
- prevody s kruhovými remeňmi, kruhový prierez (obr. 10.10 c)),
- prevody s profilovými remeňmi, ozubené remene (obr. 10.10 d)).



Obr. 10.10 Remeň a) plochý, b) klinový, c) kruhový, d) ozubený [17]

Schematické zobrazovanie remeňových prevodov je zobrazené na obr.10.11. Pre sprasnenie je nožné zadať i druh remeňa. Úplné tvary zubov remeňa a remeníc sa kreslia len zriedka (ak je to účelné).



Obr. 10.11 Remeňový prevod a) plochý, b) klinový, c) ozubený

10.4.1 Výpočet remeňových prevodov

Remeňové prevody sa prevažne navrhujú pre rovnobežné hriadele. Ich prevodové pomery bývajú až 10 a určujú ich otáčky a rozmery remeníc:

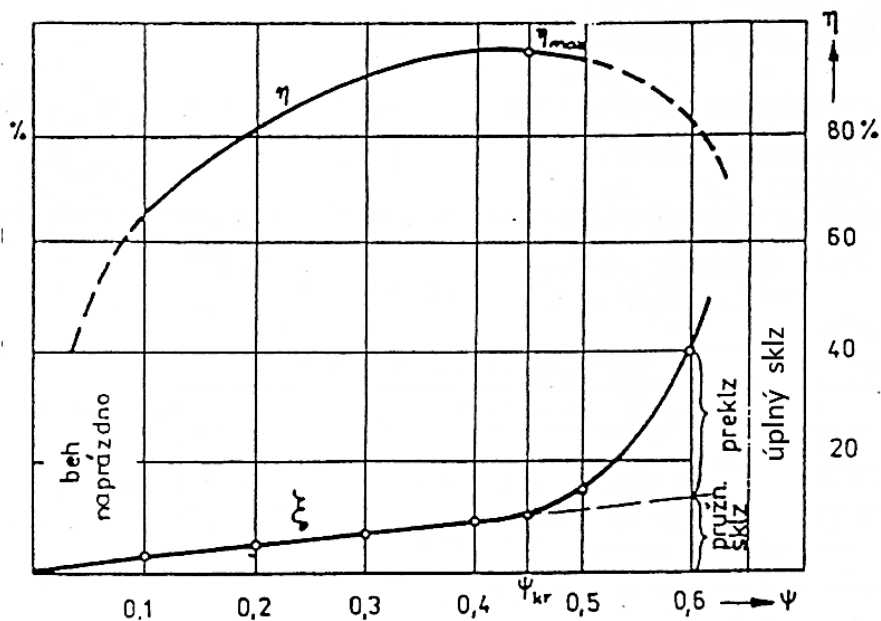
$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1 \cdot \psi}, \quad (10.1)$$

$$\psi = 1 - \xi \quad \text{a} \quad \xi = \frac{v_1 - v_2}{v_1} = 0,005 \div 0,002, \quad (10.2)$$

$$v = \pi \cdot d \cdot n \quad (10.3)$$

kde : ψ – súčiniteľ sklzu,
 ξ – pružný sklz,
 v – obvodové rýchlosti remeňa.

Závislosť súčiniteľa sklzu ψ , pružného sklzu ξ a účinnosti η remeňového prevodu so sklzom je na obr. 10.12



Obr. 10.12 Účinnosť, pružný sklz a súčiniteľ ťahu [17]

Hrúbka remeňov s (podľa typu, druhu materiálu, prenášaného výkonu) určuje najmenšie dovolené výpočtové priemery remeníc s vzhľadom na namáhanie remeňa a jeho ohybovou frekvenciou.

Tab. 10.1 Najmenšie dovolené výpočtové priemery remeníc

Plochý remeň	$d_{1min} = 60. s$, koža	$d_{1min} = 40. s$, guma	$d_{1min} = 40. s$, textil				
Kruhový remeň	$d_{1min} = 30. s$, guma		$d_{1min} = 20. s$, textil				
Klinový remeň	pre b/h	10/4	13/8	17/11	22/14	32/20	38/23,5
	d_{1min}	63	90	125	200	355	500
Ozubený remeň	pre min. uhol opásania 90° je $z_{min}=12, z_e=3$			$d_{1min} = z_{min} \cdot t/\pi$			

Určujúcim vstupným údajom pre navrhovanie sú spravidla: prenášaný výkon, frekvencia otáčania hnacej a hnanej remenice – n_1, n_2 , resp. prevodový pomer i a druh hnacieho a hnaného stroja. Výpočet prevodov a ich rozmery usmerňujú normy. Všeobecný postup návrhu remeňového prevodu:

- Pre prepočítaný vstupný výkon

$$P_v = c_2 \cdot P, \quad (10.4)$$

určíme remeň a d_1 , kde c_2 je súčiniteľ zaťaženia (tab. 10.2, tab. 10.3 a obr.10.13).

- Podľa normatívneho odporúčania zvolíme d_p resp. z_1 a vypočítame:

$$d_2 = i \cdot d_1 \quad \text{resp.} \quad z_2 = i \cdot z_1. \quad (10.5)$$

- Vypočítame odchýlku prevodu

$$\delta = \frac{(i - i_s)}{i} \leq 0,03 \quad (10.6)$$

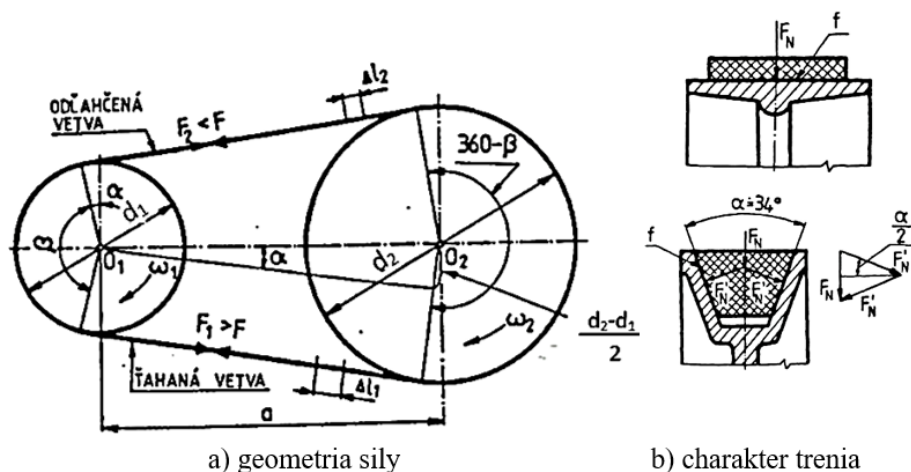
kde $i_s = \frac{d_2}{\psi \cdot d_1}$ skutočný prevodový pomer.

- Výpočtovú dĺžku L_p pre danú, alebo zvolenú osovú vzdialenosť a , uhol opásania menšej remenice β , výpočtové priemery remeníc d_1, d_2 (obr. 10.13) – klinových remeňov je možné podľa [6,10,18] určiť zo vzťahu:

$$L_p \cong 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} (d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a} \quad (10.7)$$

alebo

$$L_p = 2 \cdot a \cdot \sin \frac{\beta}{2} + \frac{\pi}{2} (d_1 + d_2) + \frac{\pi \cdot a}{180^\circ} \cdot (d_2 - d_1). \quad (10.8)$$



Obr. 10.13 Opásaný silový prevod

- Vo výraze 10.7 a 10.8 hodnota uhla α je

$$\alpha = \left(90^\circ - \frac{\beta^\circ}{2} \right) = \arcsin \left(\frac{d_2 - d_1}{2 \cdot a} \right) \quad (10.9)$$

- Na základe zvolenej normalizovanej dĺžky klinového remeňa skutočná osová vzdialenosť bude:

$$a = 0,25 \left[(L_p - W) + \sqrt{(L_p - W)^2 - 8 \cdot y} \right] \quad (10.10)$$

kde

$$W = \frac{\pi \cdot (d_1 + d_2)}{2} \quad (10.11)$$

a

$$y = \left(\frac{d_2 - d_1}{2} \right)^2 \quad (10.12)$$

- Osová vzdialenosť remeníc možno podľa [3] určiť aj zo vzťahu

$$a = p + \sqrt{p^2 - q} \quad (10.13)$$

kde

$$p = 0,25 \cdot L_p - 0,393 (d_1 + d_2) \quad (10.14)$$

$$q = 0,125 (d_2 - d_1)^2 \quad (10.15)$$

- Uhol opásania remeňa „ β “ na menšej rovnici v stupňoch je:

$$a) \beta = 180 - \frac{180}{\pi} \cdot \frac{d_2 - d_1}{a} \quad \text{pre } \beta > 110^\circ \quad (10.16)$$

$$b) \beta = 2 \cdot \arccos \frac{d_2 - d_1}{2 \cdot a} \quad \text{pre } \beta \leq 110^\circ \quad (10.17)$$

- Určíme sily v prevode a stanovíme potrebnú silu napnutia remeňa

$$F_1 = F_2 \cdot e^{\beta \cdot f}, \quad F_1 = F \cdot \frac{e^{\beta \cdot f}}{e^{\beta \cdot f} - 1}, \quad F_2 = F \cdot \frac{1}{e^{\beta \cdot f} - 1}, \quad F = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d_p}, \quad (10.18)$$

kde β (rad), f je koeficient trenia, ktorý v klinovom žliabku je definovaný takto:

$$f_k = \frac{f}{\frac{\sin \alpha}{2}} \quad (10.19)$$

Vzťah pre prenos výkonu P_p jedným remeňom je:

$$P_p = P_o \cdot \frac{C_\alpha \cdot C_L}{C_p} \quad (10.20)$$

kde P_o - menovitý výkon vzťahovaného na jeden remeň,

C_α - súčiniteľ uhla opásania,

C_L - súčiniteľ dĺžky remeňa,

C_p - súčiniteľ dynamickosti prevádzky a pracovného režimu.

- Počet remeňov K potrebných v prevode

$$K = \frac{P}{P_p \cdot C_k} \quad (10.21)$$

kde koeficient C_k zohľadňuje skutočnosť, že nie všetky remene sú rovnako zaťažené.

Tab. 10.2 Súčiniteľ zaťaženia c_2

Pracovný stroj	Hnací stroj					
	Skupina 1 ($M_2/M_n < 2$)			Skupina 2 ($M_2/M_n > 2$)		
	$n < 10(s^{-1})$			$n > 10(s^{-1})$		
	Súčiniteľ zaťaženia c_2 pre prevádzkovú dobu					
	Do 10 h	10 – 16 h	16 h <	Do 10 h	10 – 16 h	16 h <
Ľahké pohony	1,0	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
Stredne ťažké pohony	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
Ťažké pohony	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
Veľmi ťažké pohony	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,8

Poznámka: M_2 – záberový moment elektromotora, M_n – menovitý moment elektromotora, n – frekvencia otáčania.

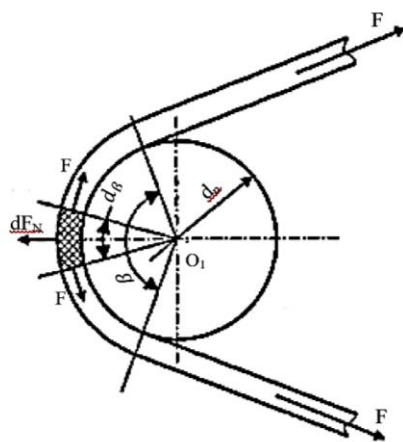
Tab. 10.3 Normalizovaný rad výpočtových priemerov remenice d_p, D

Normalizovaný rad výpočtových priemerov remeníc d_p, D_p v mm.	(50)	(53)	(56)	(60)	63	(67)	71	(75)
	80	(85)	90	(95)	100	(106)	112	(118)
	125	(132)	140	(150)	160	(170)	180	(190)
	(200)	(212)	224	(236)	250	(50)	280	(300)
	315	(335)	335	(375)	400	(50)	450	(475)
	500	(530)	560	(600)	630	(50)	710	(750)

Poznámka: Priemery remeníc, ktoré nie sú uvedené v zátvorke, sú prednostne odporúčané. Ďalšie väčšie priemery podľa rady vyvolených čísel R 40. Pre ozubené remene $d_2 = z_1/\pi$, $D_2 = z_2/\pi$

10.5 Silové pomery, napätia a predpätie v remeňových prevodoch

Pôvodné riešenie pre výpočet sily F_1 pôsobiacej v zaťaženej (ťahovej) s F_2 odľahčenej (nezaťaženej) vetve remeňového prevodu urobil matematik Euler. Pri svojich výpočtoch uvažoval dokonale ohybné nehmotné vlákno, pri uhle opásania β a všeobecnom súčiniteli trenia f .



Obr. 10.14 Sily v remeňovom prevode

- Pri uvažovaní elementárnej častice (obr. 10.14), elementárnom normálovom dF_N , tangenciálnom dF_T napätí, možno napísať vzťahy pre elementárnu tangenciálnu F_T a normálová sila F_N :

$$dF_T \cong dF = dF_N \cdot f \quad (10.22)$$

$$dF_N = \frac{dF}{f} \quad (10.23)$$

ale tiež aj rovnicu

$$dF_N = 2 \cdot F \cdot \sin \frac{d\beta}{2} \cong F \cdot d\beta \quad (10.24)$$

keď pre veľmi malý uhol možno zohľadniť, že

$$\sin \frac{d\beta}{2} \cong \frac{d\beta}{2} \quad (10.25)$$

- Porovnaním rovníc 10.23 a 10.24 a ich úpravou dostaneme

$$\frac{dF}{F} = f \cdot d\beta \quad (10.26)$$

Integrovaním rovnice 10.26 dostaneme:

$$\int_{F_2}^{F_1} \frac{dF}{F} = f \cdot \int_0^{\beta} d\beta \quad (10.27)$$

$$\ln \frac{F_1}{F_2} = f \cdot \beta \quad (10.28)$$

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f\beta} = m \quad (10.29)$$

Z rovnice 10.29 možno odvodiť vzťah pre sily F_1 a F_2 v závislosti od obvodovej sily F :

$$F_1 = F_2 \cdot m \quad \text{a} \quad F_2 = \frac{F_1}{m} \quad (10.30)$$

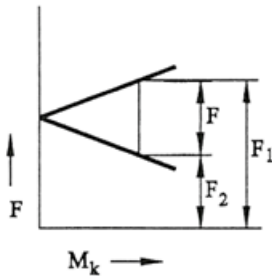
$$F = F_1 - F_2 = F_1 \cdot \left(1 - \frac{1}{m}\right) = F_1 \frac{m-1}{m} \quad (10.31)$$

$$F_1 = F \cdot \frac{m}{m-1} \quad \text{a} \quad F_2 = F \cdot \frac{1}{m-1} \quad (10.32)$$

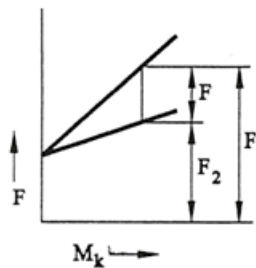
- Hodnota sily predpätia, podľa obr. 10.15 je:

$$F_p = \frac{F_1 + F_2}{2} = \frac{F}{2} \cdot \frac{e^{f\beta} + 1}{e^{f\beta} - 1} = \frac{F}{2} \cdot \frac{m+1}{m-1} \quad (10.33)$$

Obrázok 10.15 naznačuje, že zvyšovaním sily v zaťaženej vetve nastáva zníženie zaťaženia odľahčenej vetvy, obr. 10.16 poukazuje na inú skúmanú závislosť, keď s rastom sily v zaťaženej vetve by dochádzalo k rastu sily i v nezaťaženej vetve.



Obr. 10.15 Diagram zaťažujúcej síl F , síl [17]



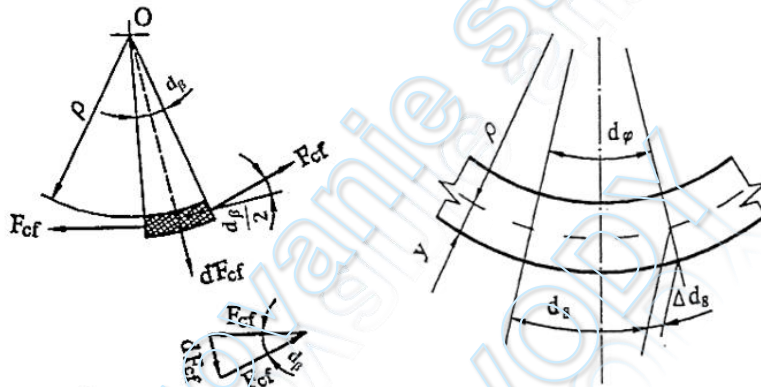
Obr. 10.16 Zmena v závislosti F_1 a F_2 [17]

- Ak vytkneme z remenice elementárny úsek, z opásania remeňa na remenici, obr. 10.17, na polomere r s uhlom d_β , ktorý prislúcha polohe neutrálneho vlákna remeňa, prierezu s hmotnosti remeňa ρ , pri obvodovej rýchlosti v , veľkosť odstredivej (centrifugálnej) sily dF_c ktorá pôsobí na remeň bude:

$$dF_c = d_m \cdot r \cdot \omega^2 = r \cdot d_\beta \cdot S \cdot \rho \cdot e \cdot r \cdot \frac{v^2}{r^2} = S \cdot \rho \cdot v^2 \cdot d_\beta, \quad (10.34)$$

súčasne však v súlade so obr. 10.17 platí:

$$dF_c = 2 \cdot F_{cf} \cdot d_\beta \quad (10.35)$$



Obr. 10.17 Centrifugálne sily síl [17]

Obr. 10.18 Predĺženie vlákien pri ohybe síl [17]

- Z podmienky rovnováhy síl na elemente a úpravou dostaneme:

$$F_{cf} = \rho \cdot S \cdot v^2 \quad (10.36)$$

Kde ρ - hustota remeňa
 S - plocha prierečného priemeru
 v - obvodová rýchlosť

- Ďalším napätím, ktoré vzniká v remeni, je namáhanie na ohyb „ σ_o “. Ak budeme brať do úvahy oblúk remeňa s uhlom „ d_β “ (obr. 10.18) so vzdialenosťou neutrálneho vlákna remeňa od osi remenice „ ρ “, vzdialenosťou vonkajšieho vlákna remeňa od neutrálnej osi remeňa „ y “, dĺžku neutrálneho vlákna výseku remeňa „ d_s “, predĺžením vonkajšieho vlákna v dôsledku ohybu remeňa na remenici „ Δd_s “, potom pre relatívne predĺženia vonkajšieho vlákna bude:

$$\varepsilon = \frac{\Delta d_s}{d_s} = \frac{y \cdot d_\beta}{(\rho + y) \cdot d_\beta} = \frac{y}{(\rho + y)} \quad (10.37)$$

- Pre napätie od ohybu platí:

$$\sigma_o = \varepsilon \cdot E = \frac{y}{(\rho + y)} \cdot E \quad (10.38)$$

▪ Pre ploché remene s hrúbkou remeňa h , priemerom remenice d , modulom pružnosti materiálu remeňa E , pri ktorých $y = \frac{h}{2}$ a $(\rho + y) = \frac{d}{2} + h/2 \cong d/2$ po dosadení do rovnice 10.38 a jej úprave:

$$\sigma_o \cong \frac{h}{d} \cdot E \quad (10.39)$$

V súlade s obr. 6.13, napätie od sily predpätia F_p v pracovnej (zaťaženej) i nepracovanej (odľahčenej) vetve remeňa je:

$$\sigma_p = \frac{F_p}{2 \cdot S \cdot \cos \gamma} \quad (10.40)$$

pričom uhol γ je:

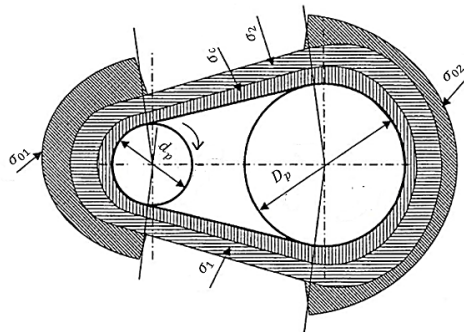
$$\gamma = \frac{180 - \alpha}{2} \quad (10.41)$$

Napätie σ_1 je v pracovnej vetve, a to od prenosu krútiaceho momentu obvodovou silou F_1 ako aj od sily predpätia, σ_2 je napätie v nepracovanej vetve v závislosti od obvodovej sily F_2 a sily predpätia.

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{S} + \sigma_p \quad (10.42)$$

$$\sigma_2 = \frac{F_2}{S} + \sigma_p \quad (10.43)$$

Priebeh všetkých napätí, ktoré pôsobia v pracovnej i nepracovnej vetve remeňa je znázornený na obr. 10.19. Index „1“ je pre hnaciu remenicu a súčasne pre pracovnú vetvu, index „2“ pre hnanú remenicu a súčasne pre odľahčenú vetvu.



Obr. 10.19 Rozloženie napätí po dĺžke remeňa

10.6 Minimálny uhol opásania, súčiniteľ trenia a ohybová frekvencia

Malá hodnota predpätia plne nezaručuje prenos požadovanej obvodovej sily, kým veľké predpätie znižuje životnosť remeňov v dôsledku namáhania materiálu na únavu v dotyku i ohybe.

Pre návrhu remeňových prevodov, ale aj pri ich používaní, treba dbať na skutočnosť, že uhol opásania by nemal byť menší ako je odporúčaná jeho minimálna hodnota. Minimálne hodnoty [6] uhla opásania " α_{min} " sú:

$$\begin{aligned}\alpha_{min} &= 90^{\circ} - \text{pre klinové remene,} \\ \alpha_{min} &= 120^{\circ} - \text{pre ploché remene.}\end{aligned}$$

Hodnota súčiniteľa trenia „ f “ je závislá od viacerých faktov, ako napr. : materiálu remeňa, obvodovej rýchlosti, drsnosti povrchu remenice pri plochých remeňov alebo drsnosti drážok pri klinových remeňoch, od prevádzkovej teploty atď. Pre ploché remene vzťah pre súčiniteľ trenia [40] v závislosti od obvodovej rýchlosti " v " je:

$$f = f_o + 0,12 \cdot v \quad (10.44)$$

pričom hodnota súčiniteľa „ f_o “ pre remenice ocele alebo sivej liatiny je:

$$\begin{aligned}f &\approx 0,22 - \text{pre kožené remene} \\ f &\approx 0,30 - \text{pre textilné remene} \\ f &\approx 0,35 - \text{pre gumové remene}\end{aligned}$$

Na zabezpečenie požadovanej trvanlivosti klinových remeňov s malou osovou vzdialenosťou remeníc, odporúča sa kontrolovať „ f “ – ohybovú frekvenciu remeňa, t.j. počet ohybov remeňa „ L_p “(mm).

$$f = \frac{2000 \cdot v}{L_p} \quad (10.45)$$

Odporúčané hodnoty ohybovej frekvencie [40] „ f “ sú pre:

- ploché remene z kože $f \leq 6$
- ploché textilné remene $f \leq 2,5$
- klinové remene gumové $f \leq 6$

POUŽITÁ LITERATÚRA

- [1] Amezketá, X. a kol.: Dynamic model of a helical gear pair with backlash and angle-varying mesh stiffness”, *Multibody Dyn.*, č. July, s. 1–17, 2009.
- [2] Amiss, J. M. - JONES, F. D. - RYFFEL, H.: *Machinery's Handbook 27th Edition*, 2004, Industrial Press, Inc., New York, NY.
- [3] Barum, *Klinové řemeny*, Otrokovice, 1987.
- [4] Bašťovanský, R. a i.: *Metodika konštruovania*, 151s., EDIS, Bratislava 2017.
- [5] Boháček, F. a kol.: *Části a mechanizmy stroju III*, ES VUT Brno, 1982.
- [6] Bolek, A. a kol.: *Části strojů. 2 svazek*, SNTL, Praha 1999.
- [7] Bronček, J. a i.: *Konštruovanie I*, 662s., EDIS, Bratislava 2015.ñ
- [8] Budynas, R.G., Nisbett, J.K.: *Shigley's Mechanical Engineering Design*, Tenth Edition, Published by McGraw-Hill Education, 2 Penn Plaza, New York, NY 10121., 2015
- [9] Budynas, R.G., Nisbett, J.K.: *Shigley's Mechanical Engineering Design*. New York, The McGraw-Hill Companies, 8th edition, 2006.
- [10] Dejl, Z. - Moravec, V.: *Modifikace šikmého evolventního ozubení*. VŠB TU, Ostrava, 1998.
- [11] Ghorbel, P. a kol.: On the Kinematic Error in Harmonic Drive Gears, *J. Mech. Des.*, roč. 123, č. 1, s. 90–97, 2001.
- [12] Grega, R. – Mantič, M.: *Konštruovanie strojových súčiastok*, *Strojnícja fakulta TU v Košiciach*, 2022.
- [13] Haberhauer, H., Bodenstern, F.: *Maschinenelemente*. Springer Verlag Berlin(SRN), 2007.
- [14] Homišin, J. a kol.: *Základy konštruovania v strojárstve, C – Press*, Košice 2009,.
- [15] Homišin, J. a kol.: *Praktické riešenie úloh v predmetoch konštruovania*, TU-SjF, Košice, 2013.
- [16] Homišin, J. a kol.: *Súčasné trendy optimalizácie strojov a zariadení, C – Press*, Košice, 2006.
- [17] Král, Š. a kol.: *Části a mechanizmy strojov II.*, STU Bratislava, 2002.
- [18] Kříž, R. A a kol.: *Strojírenská příručka*, Svazek 6, Scientia, s.r.o., Praha 1995.
- [19] Litecká, J.: *Vplyv výberu metódy na presnosť ozubených kolies vyrábaných pomocou konvenčných výrobných strojov*, 2016.
- [20] Maláková, S. a kol.: Analysis of damage origin of bevel gear wheels In: *Engineering Failure Analysis*, č.146, s. 1-14, 2023.
- [21] Maláková, S. A kol.: Design of Geometrical Parameters and Kinematical Characteristics of a Non-circular Gear Transmission for Given Parameters. *Applied Sciences*. Roč. 11, č. 3, s.[1-23, 2021.
- [22] Malík, L. - Medvecký, Š.: *Části a mechanizmy strojov v príkladoch a úlohách*, ŽU Žilina, 2004.
- [23] Malík, L. a kol.: *Konštruovanie III*, 514 s, EDIS, Žilina 2012.

- [24] Malík, L. - Medvecký, Š.: Časti a mechanizmy strojov. ŽU Žilina, 2003.
- [25] Moravec, V.: Čelní ozubené kola, teorie, výpočet, konstrukce, výroba. Montanex, 2001.
- [26] Moravec, V. a kol.: Čelní ozubená kola v převodovkách automobilu, VŠB-TU Ostrava, 2009.
- [27] Opalič, M.: Prijenosnici snage i gibanja, Zagreb, 1998.
- [28] Pavlenko, S., Haľko, J.: Navrhovanie súčastí strojov a zariadení, FVT TU v Prešove, 2007.
- [29] Shigley, J. E. - Mischke, Ch. R. - Budynas, R. G.: Konštruování strojních součastí. Vyd. 1. Brno : Vysoké učení technické v Brne, naklad. Vutiom, 2010.
- [30] Shigley, J. E. - Mischke, Ch. R. - Brown T.H.: Standard handbook of machine design, Third edition, The McGraw-Hill Companies, 2004.
- [31] Tomagová, M., a i.: Základy strojnictva, učebné texty a praktiká, TU Košice 2004.
- [32] STN 01 4809 Výpočet reťazových prevodov.
- [33] STN 01 4811 Reťazové kolesá pre valčekové a puzdrové reťaze.
- [34] STN 02 3301 Valčekové a puzdrové reťaze. Technické predpisy.
- [35] STN 02 3311 Valčekové reťaze. Rozmery.
- [36] STN 02 3372 Ewartove reťaze.
- [37] STN 02 3382 Čapové reťaze.
- [38] Harmonic drive AG – www.harmonicdrive.de.
- [39] Harmonic drive LLC - www.harmonicdrive.net
- [40] Harmonic drive Reducer Catalog - www.harmonicdrive.net

Autorky: doc. Ing. Silvia MALÁKOVÁ, PhD.
Ing. Daniela KEPENĚ HARACHOVÁ, PhD.

Recenzenti: prof. Ing. Marián Dzimko, CSc.
prof. Ing. Peter FRANKOVSKÝ, PhD.

Názov: ZÁKLADY KONŠTRUOVANIA – PREVODY

Vydanie: prvé
Vydavateľ: Technická univerzita v Košiciach
Tlač: Univerzitná knižnica Technickej univerzity v Košiciach
Rok: 2023
Náklad: 50 kusov
Rozsah: 132 strán

ISBN 978-80-553-4448-5

Rukopis neprešiel jazykovou korektúrou.