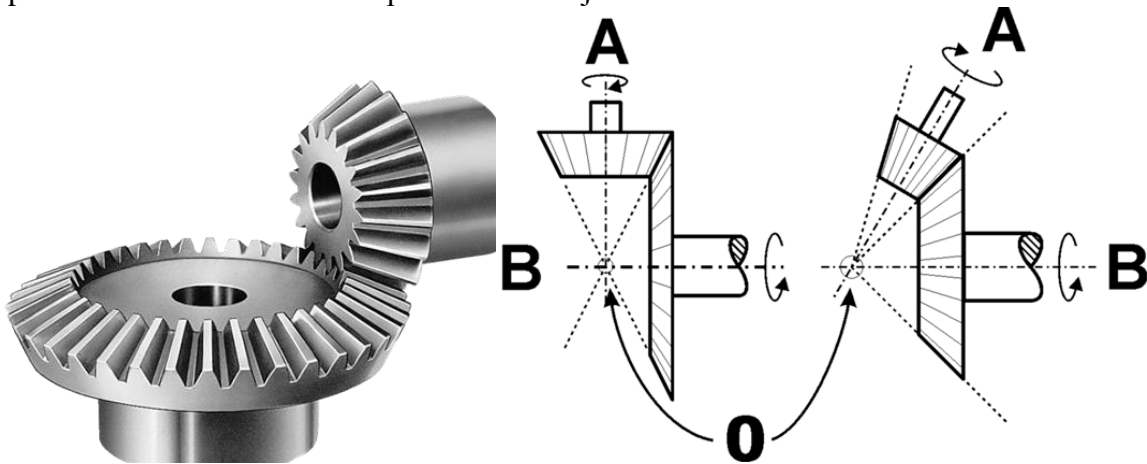


## Prevody - pokračovanie

### Kuželové ozubené kolesá

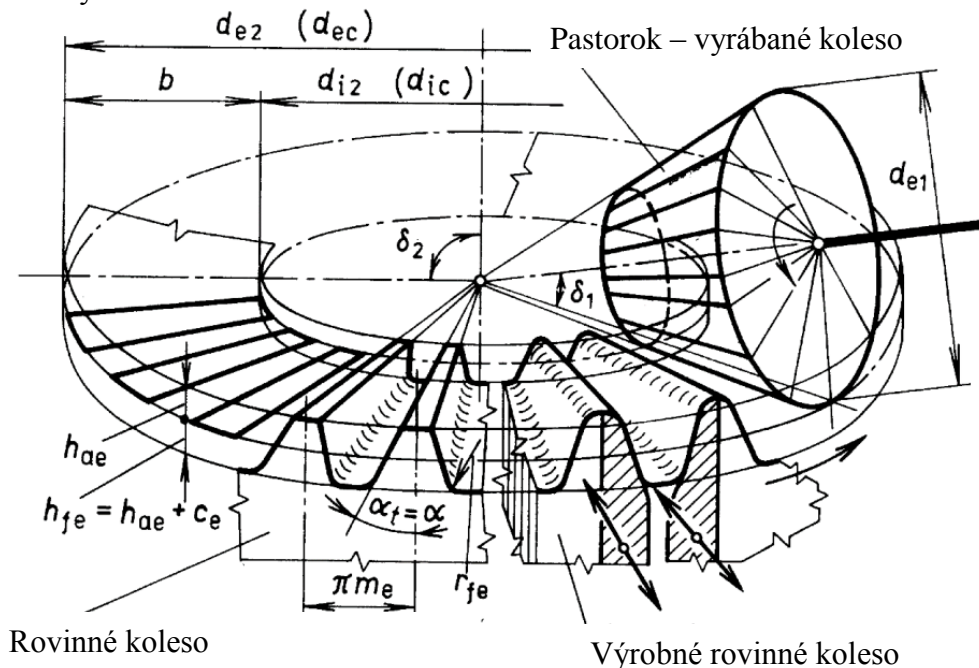
Kuželové súkolesia sa používajú na prenos výkonu medzi rôznobežnými osami hriadeľov – t.j. osi majú spoločný priesečník v bode „O“. Ako môžeme z obr. vidieť uhol osí hriadeľov môže mať rôznu hodnotu, v aplikačnej praxi je prevažná časť prevodov kuželovým súkolesím riešená s osami kolmými na seba a teda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



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

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \tan \delta_2 = \cot \delta_1$$

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





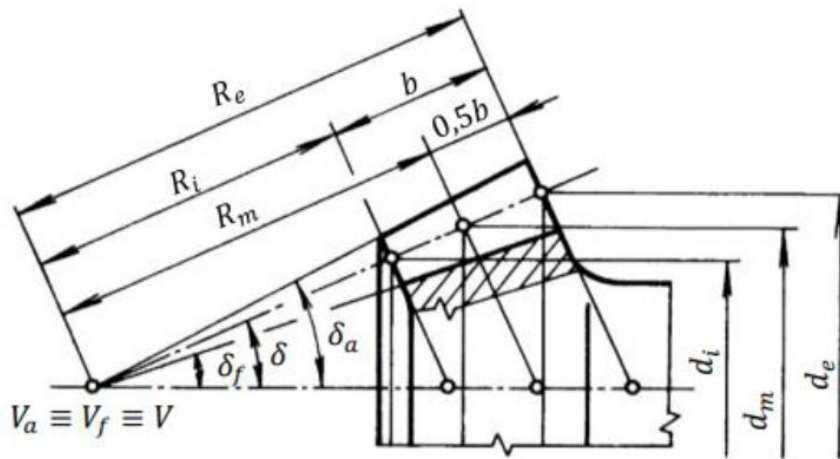
Konštruovanie strojov a strojových súčiastok

Blok č: 13

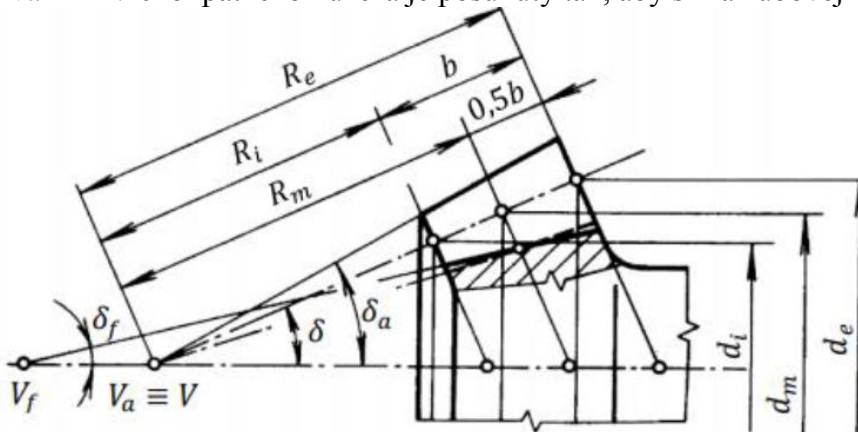
Prednášajúci: prof. Ing. Robert Grega, PhD.

V prípade kužeľových kolies sú zadané tri základné tvary zubov, ktoré sa odlišujú polohou pätného a hlavového kužeľa.

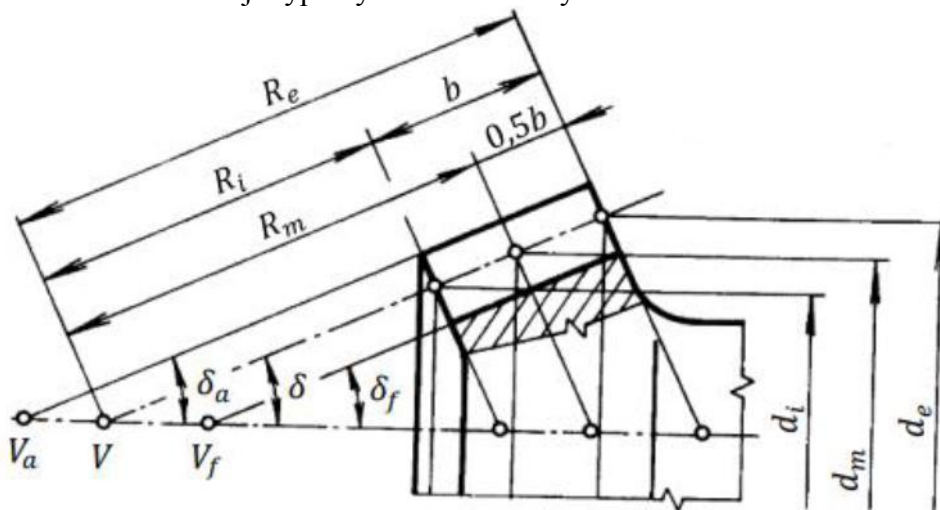
Tvar I – pričné rozmery zubov narastajú lineárne so vzdialenosťou od vrcholu.



Tvar II – vrchol pätného kužeľa je posunutý tak, aby šírka zubovej medzery bola konštantná.



Tvar III – tento tvar je typický konštantnou výškou zuba.



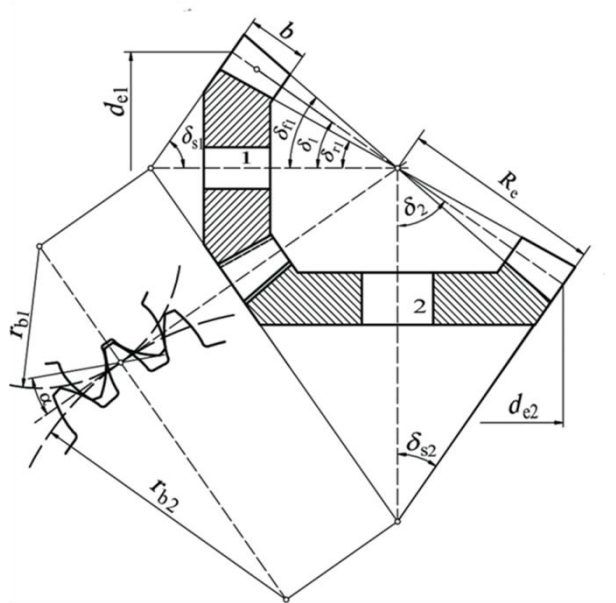


Hlavné rozmery kužeľového ozubeného kolesa s priamymi zubami, **Tvar I**

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	$m_{te}$ (normalizovaný)	
Uhol záberu nástroja	$\alpha_t = 20^\circ$	
Polovičný vrcholový uhol valivého kužeľa	$\delta_1 = \arctan \frac{z_1}{z_2}$	$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1$
Počet zubov rovinného kolesa	$z_e = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$ (nezaokrúhľovať)	
Dĺžka povrchovej priamky valivého kužeľa	$R_e = \frac{m_{te} \cdot z_e}{2}$	
Výška hlavy zuba	$h_{ae} = h_a^* \cdot m_{te} \quad (h_a^* = 1)$	
Výška päty zuba	$h_{fe} = (h_a^* + c_a^*) \cdot m_{te} \quad (c_a^* = 0,2)$	
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 pätnjej kružnice	$d_{fe1} = d_{e1} - 2 \cdot h_{fe} \cdot \cos \delta_1$	$d_{fe2} = d_{e2} - 2 \cdot h_{fe} \cdot \cos \delta_2$
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	$\Psi_m = 8 \text{ až } 12$	
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	$g_a = \arctan \frac{h_{ae}}{R_e}$	
Uhol päty zuba	$g_f = \arctan \frac{h_{fe}}{R_e}$	
Uhol zuba	$g = g_a + g_f$	
Uhol hlavového kužeľa	$\delta_{a1} = \delta_1 + g_a$	$\delta_{a2} = \delta_2 + g_a$
Uhol pätného kužeľa	$\delta_{f1} = \delta_1 - g_a$	$\delta_{f2} = \delta_2 - g_a$
Výška hlavového kužeľa	$C_1 = \frac{d_{ae1}}{2 \cdot \tan \delta_{a1}}$	$C_2 = \frac{d_{ae2}}{2 \cdot \tan \delta_{a2}}$
Kontrolný rozmer:		
- konštantná hrúbka zuba	$s_{ce} = m_{te} \cdot \frac{\pi \cdot \cos^2 \alpha_t}{2}$	
- konštantná výška zuba	$h_{ce} = h_{ae} - \frac{m_{te} \cdot \pi \cdot \sin 2\alpha_t}{8}$	



Pre vyšetovanie záberových pomerov a korekcií sa používajú doplnkové kužele, priemety kužeľových kolies do virtuálnych kolies (index „v“) obr., resp. bivirtuálnych kolies index „n“.



Rozmery virtuálnych kolies:

$$r_{v1} = \frac{r_1}{\cos \delta_1}$$

$$r_{v2} = \frac{r_2}{\cos \delta_2}$$

Počet zubov virtuálneho kola:

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

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

Trvanie záberu sa vyšetruje na virtuálnom kolese:

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

Základná kružnica virtuálneho kola:

$$r_{bv1} = r_{v1} \cdot \cos \alpha$$

$$r_{bv2} = r_{v2} \cdot \cos \alpha$$

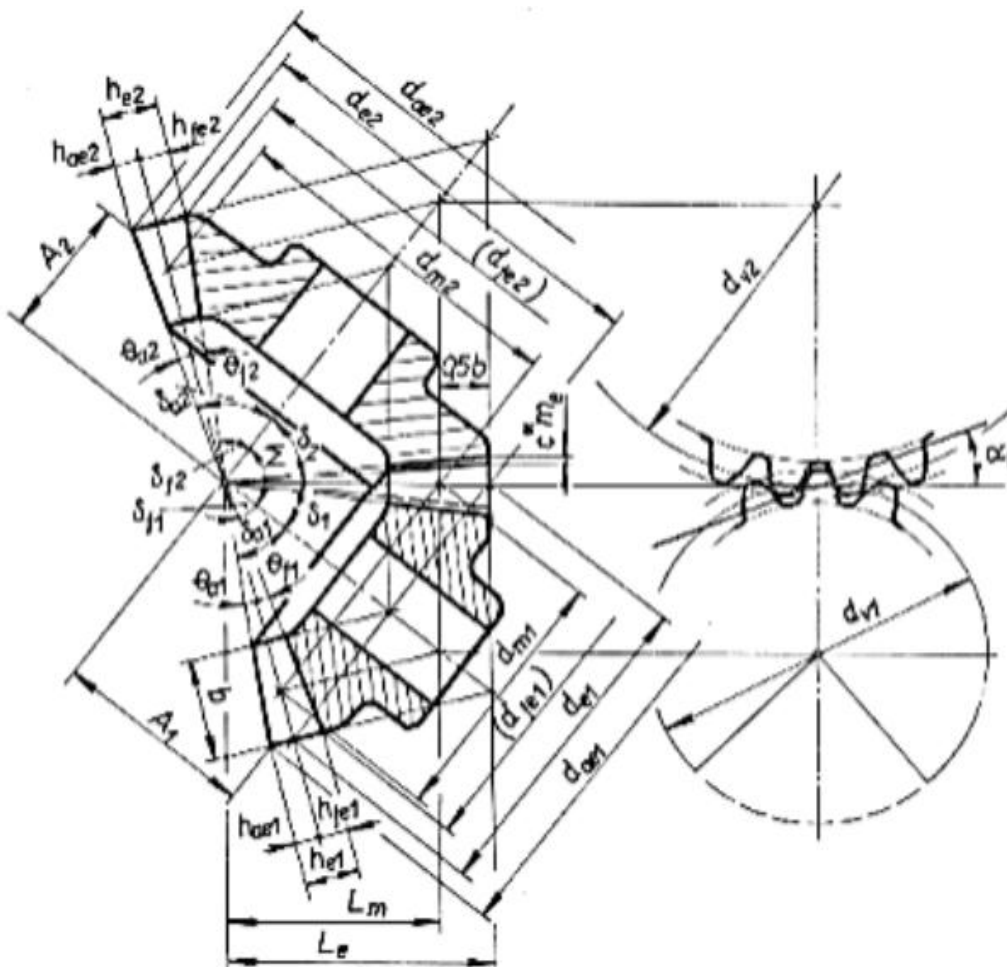


Hlavová kružnica virtuálneho kolesa:

$$r_{av1} = r_{v1} + m_{te}$$

$$r_{av2} = r_{v2} + m_{te}$$

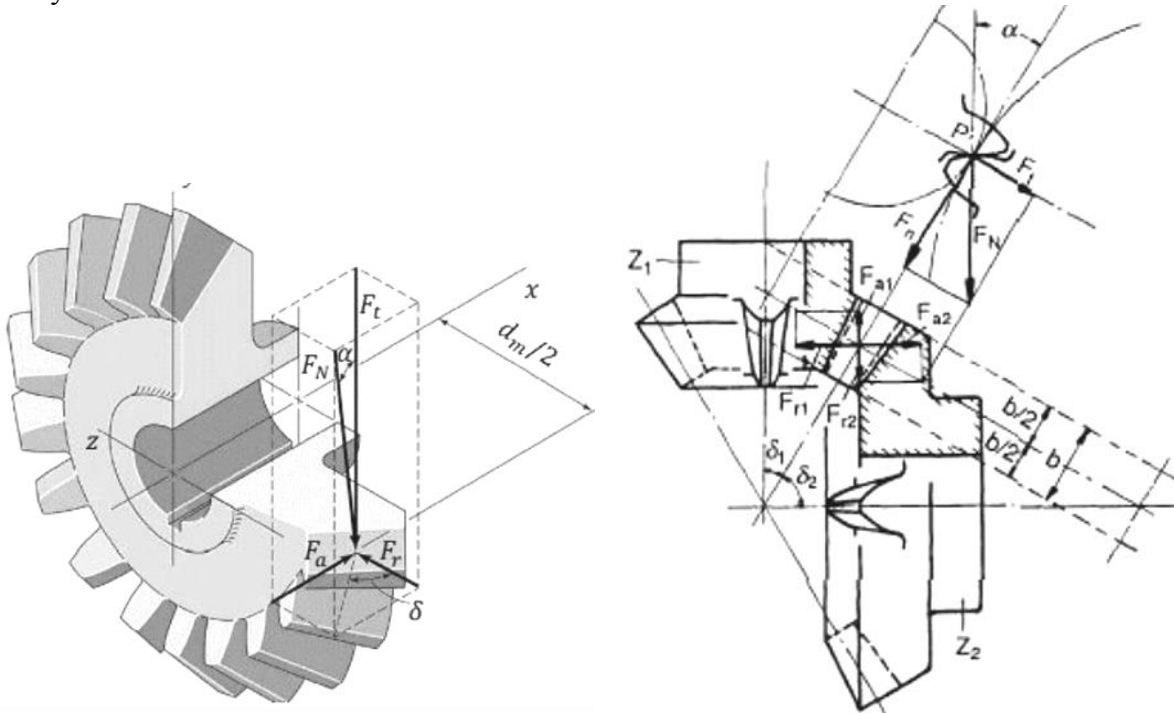
Index „m“ sa používa pre označenie stredy šírky kolesa napr.  $m_m$  – modul v strede šírky





**Silové pomery na kužel'ových kolesách s rovnými zubami**

Na obr. je názorné zobrazené pôsobenie síl na kužel'ovom ozubenom kolese s rovnými zubami. Na vedľajšom obr. je zobrazený rozklad síl, tak aby bolo možné vykonať silovú analýzu.



Sily na pastorku

Tangenciálna sila:

$$F_{tm1} = \frac{M_{k1}}{r_{m1}}$$

Normálová sila:

$$F_{N1} = \frac{F_{tm1}}{\cos\alpha}$$

Axiálna sila:

$$F_{a1} = F_{tm1} \cdot \tan\alpha \cdot \sin\delta_1$$

Radiálna sila:

$$F_{r1} = F_{tm1} \cdot \tan\alpha \cdot \cos\delta_1$$

Sily v kolese - vychádzajúc zo zákona akcie – reakcie je možné stanoviť sily v kolese nasledovne:

$$F_{tm1} = F_{tm2} = F_t$$
$$F_{N1} = F_{N2} = F_N$$

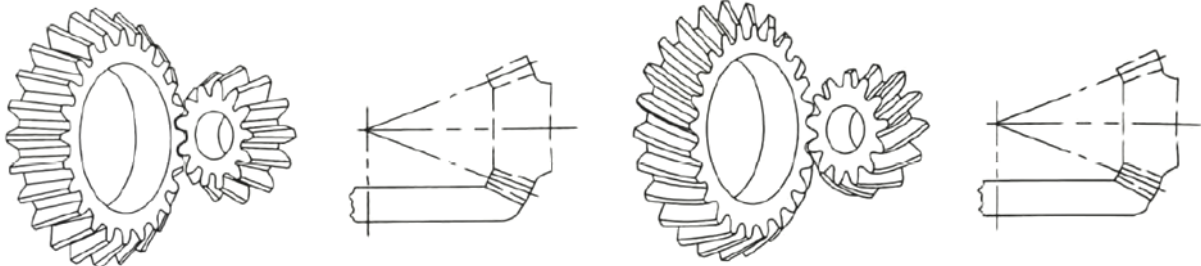
Za predpokladu  $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ , platí aj:

$$F_{a1} = F_{r2}$$
$$F_{r1} = F_{a2}$$

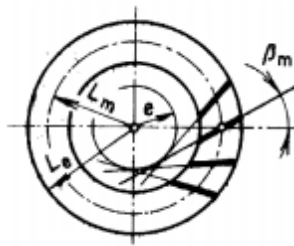


**Kužel'ové kolesá so šikmými a zakrivenými zubami**

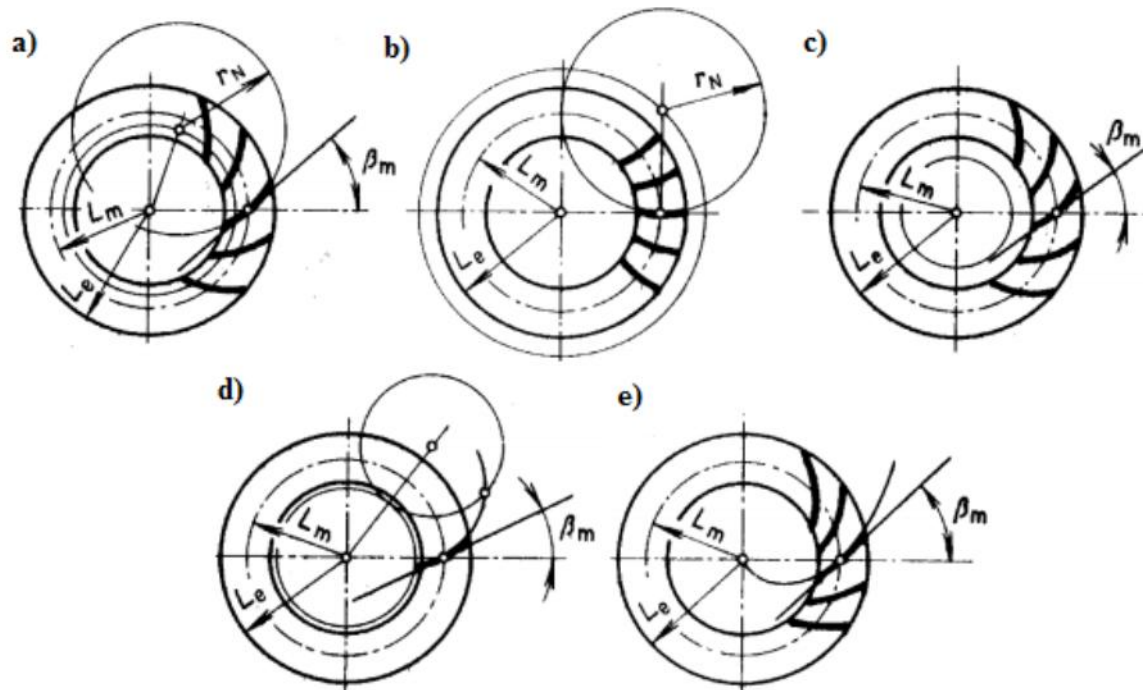
V predchádzajúcej časti sme si predstavili kužel'ové kolesa s priamymi zubami. Tento typ zubov je určený na prenos menších výkonov pri nižších otáčkach. Priamosť zubov je zároveň odmedzujúcim faktorom optimalizácie záberových pomerov v ozubení. Kužel'ové kolesá je teda možné vyhotoviť aj so šikmými alebo zakrivenými zubami obr.



Tvoriacou krivkou šikmých zubov je priamka ktorá je dotyčnicou k pomocnej kružnici o polomere  $e$ , vid' obr. Na obr. vedľa je ukážka dvojnásobných šikmých - šípových zubov.



Pre určenie tvaru zubov je vhodné použiť rovinné koleso na ktorom je možné definovať konečný tvar zubov a spôsob jeho vyhotovenia. Na nasledujúcom obr. sú základné tvary zakrivených zubov.





**Konštruovanie strojov a strojových súčiastok**

Blok č: 13

Prednášajúci: prof. Ing. Robert Grega, PhD.

- a) Gleason – Tvoriacou krivkou je kružnica so stredom na pomocnej kružnici. Uhol sklonu je najčastejšie  $\beta_m = 35^\circ$ .  
 b) Gleason – Zerol – Jedná sa o zvláštny prípad kuželových kolies s kruhovými zubami so sklonom zubov  $\beta_m = 0^\circ$ .  
 c) poloidné ozubenie Klingelberg – Tvoriacou krivkou je predĺžená evolventa – poloida.  
 d) eloidné ozubenie Oerlikon-spiromatic – Tvoriacou krivkou je časť predĺženej epicykloidy.  
 e) špirálové zuby – Tvoriacou krivkou je Archimédova alebo logaritmická špirála.

Súhrnná tabuľka typov kuželových kolies

Tvoriaca krivka	Typ kolies	Výška zuba, tvar	Normalizované veličiny
Radiálna priamka	Priame zuby	Premenlivá, Tvar I	$m_{et}$ – normalizovaný $\alpha_t = 20^\circ, 15^\circ, 14^\circ 30', 17^\circ 30'$ $\beta = \beta_m = 0^\circ$
Šikmá priamka	Šikmé zuby	Premenlivá, Tvar I	$m_{et}$ – normalizovaný $\alpha_t = 20^\circ, 15^\circ, 14^\circ 30', 17^\circ 30'$ $\beta_m = 20^\circ$ až $40^\circ$ (odstupňované po $5^\circ$ )
Kruhový oblúk	Gleason (USA)	Premenlivá, Tvar II	$m_{mn}$ – normalizovaný $\alpha_{mn} = 20^\circ, 14^\circ 30', 17^\circ 30'$ $\beta_m = 30^\circ$ až $45^\circ$ (väčšinou $35^\circ$ )
Kruhový oblúk	Gleason-Zerol (USA)	Premenlivá, Tvar II	$m_{mn}$ – normalizovaný $\alpha_{mn} = 20^\circ, 14^\circ 30', 17^\circ 30'$ $\beta_m = 0^\circ$
Kruhový oblúk	Modul-Kurvex (Nemecko)	Konštantná, Tvar III	$m_{mn}$ – normalizovaný $\alpha_{mn} = 20^\circ, 14^\circ 30', 17^\circ 30'$ $\beta_m = 25^\circ$ až $45^\circ$
Evolventa (poloida)	Poloidné ozubenie Klingelberg (Nemecko)	Konštantná, Tvar III	$m_{mn}$ – normalizovaný $\alpha_{mn} = 20^\circ, 17^\circ 30'$ $\beta_m = 30^\circ$ až $38^\circ$
Epicykloida	Eloidné ozubenie Oerlikon - spiromatic Švajčiarsko	Konštantná, Tvar III	$m_{mn}$ – normalizovaný $\alpha_{mn} = 17^\circ 30'$ $\beta_m = 30^\circ$ až $50^\circ$
Epicykloida	Cyklopoloidné Ozubenie Klingelberg (Nemecko)	Konštantná, Tvar III	$m_{mn}$ – normalizovaný $\alpha_{mn} = 20^\circ, 17^\circ 30'$ $\beta_m = 0^\circ$ až $45^\circ$

Podobne ako je tomu v prípade kuželových kolies s priamymi zubami, aj pre šikmé a zakrivené zuby sa pre vyšetrovanie záberových pomerov, korekcií, silových pomerov a pod. používajú rovinné kolesá, doplnkové kužele, priemety kuželových kolies do bvirtuálnych kolies obr. Trvanie záberu sa vyšetruje na bvirtuálnom (porovnávacom) kolese. Trvanie záberu sa skladá z dvoch častí a to trvanie záberu z profilu a trvanie záberu z kroku.

$$\epsilon_\gamma = \epsilon_\alpha + \epsilon_\beta$$

Trvanie záberu z profilu:

$$\epsilon_\alpha = \frac{\overline{ACE}}{p \cdot \cos \alpha}$$

Trvanie záberu z kroku:





Konštruovanie strojov a strojových súčiastok

Blok č: 13

Prednášajúci: prof. Ing. Robert Grega, PhD.

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b_w \cdot \tan \beta}{p_{te}} = \frac{k_e}{\pi \cdot m_{te}}$$

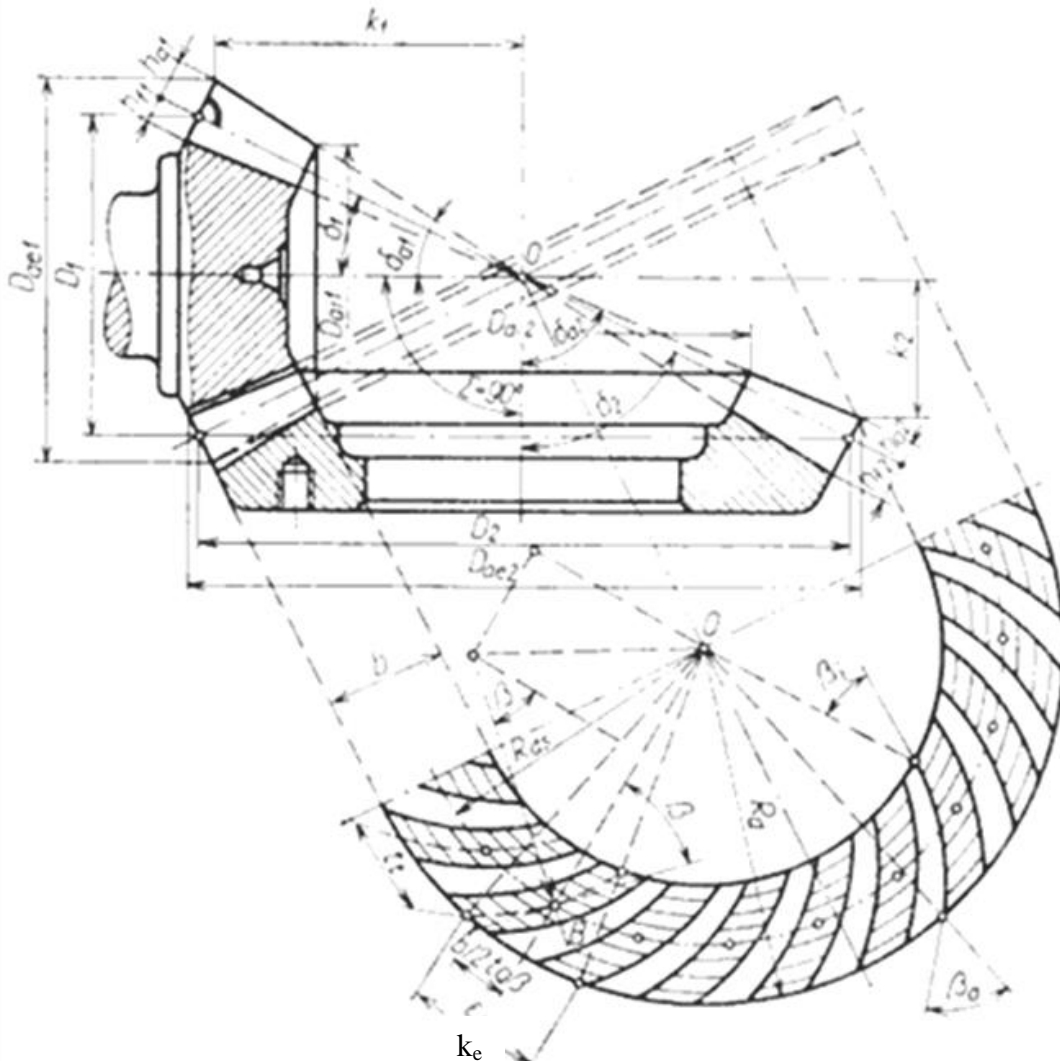
Rozmery bvirtuálnych kolies:

$$r_{n1} = \frac{r_{v1}}{\cos^2 \beta_m} = \frac{r_1}{\cos^2 \beta_m \cdot \cos \delta_1}$$
$$r_{n2} = \frac{r_{v2}}{\cos^2 \beta_m} = \frac{r_2}{\cos^2 \beta_m \cdot \cos \delta_2}$$

Počet zubov virtuálneho kolesa:

$$z_{n1} = \frac{z_{v1}}{\cos^3 \beta_m} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta_m \cdot \cos \delta_1}$$
$$z_{n2} = \frac{z_{v2}}{\cos^3 \beta_m} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta_m \cdot \cos \delta_2}$$

Ak nemá dôjsť k podrezaniu zubov, musí byť počet zubov bvirtuálneho kolesa  $z_n < z_m$  – medzný počet zubov.





V súkolesí s priamymi zubami sú obe spoluzaberajúce kolesa vplyvom síl  $F_r$  a  $F_a$  vždy zo záberu vytláčané. Avšak v prípade zakrivených zubov môže nastať stav kedy budú kolesá do seba vťahované. Tento stav je závislý od smeru stúpania zubov kolies a od spôsobu rotácie kolies obr. Radiálna sila  $F_r$  sa považuje za kladnú ak pôsobí dostredivo a axiálna sila  $F_a$  sa považuje za kladnú ak je koleso vytláčané zo záberu.

	pravý	levý	$F_r$	$F_a$
		-	+	
		+	-	

Sily na pastorku

Tangenciálna sila:

$$F_{tm1} = \frac{M_{k1}}{r_{m1}}$$

Normálová sila:

$$F_{N1} = \frac{F_{tm1}}{\cos\alpha \cdot \cos\beta_m}$$

Axiálna sila:

$$F_{a1} = \frac{F_{tm1}}{\cos\beta_m} \cdot [\tan\alpha \cdot \sin\delta_1 \pm \sin\beta_m \cdot \cos\delta_1]$$

Radiálna sila:

$$F_{r1} = \frac{F_{tm1}}{\cos\beta_m} \cdot [\tan\alpha \cdot \cos\delta_1 \mp \sin\beta_m \cdot \sin\delta_1]$$

Znamienko síl sa určuje podľa spôsobu uvedeného vyššie.

V súkolesí so zakrivenými zubami je teda žiaduci len jeden zmysel otáčania.

Usporiadanie kolies sa volí tak, a teda smer zakrivenia zubov sa navrhne tak, aby zuby vstupovali do záberu silnejšími koncami, t.j. na vonkajšej čelnej ploche kolesá, a aby v prípade pastorka bol vydutý bok zuba pracovným bokom. Pri takomto usporiadaní zakrivených kolies majú axiálne sily vznikajúce v súkolesí snahu kolesá vytláčať. Pri zmene zmyslu rotácie je potom pastorok nepriaznivo vťahovaný (to neplatí pri ozubení typu Zerol)



### Konštruovanie strojov a strojových súčiastok

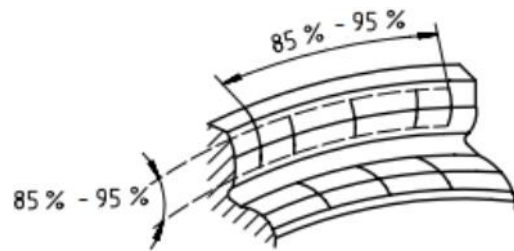
Blok č: 13

Prednášajúci: prof. Ing. Robert Grega, PhD.

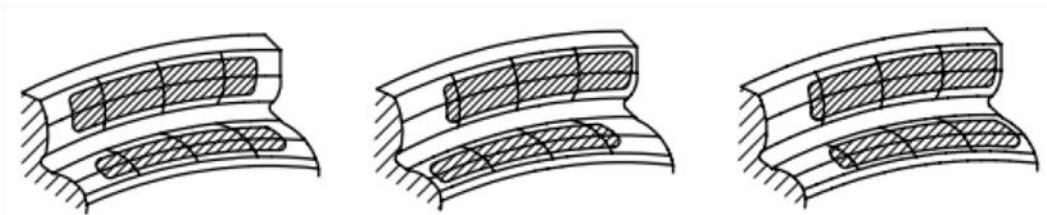
a preto sa odporúča aby v opačnom zmysle otáčania boli kolesá zaťažené len tretinovým výkonom.

V praxi sa požaduje rovnomerné zaťaženie zubov po ich šírke. Rovnomernosť záberu sa teda kontroluje odtlačením boku zuba – vytvorením odtlačenej plochy. Pri zaťažovaní sa odtlačená plocha zväčšuje a presúva smerom k silnejšej strane zuba.

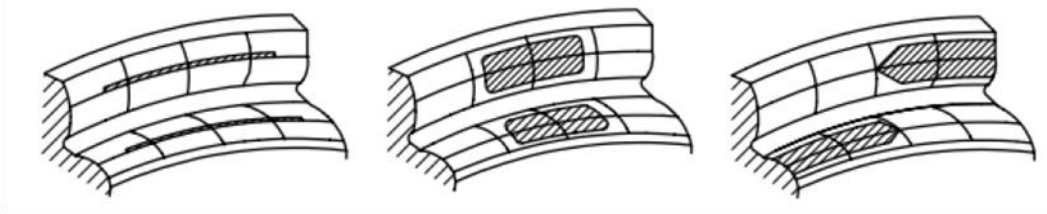
Kontrola záberovej plochy sa realizuje nanosením farby na bok zuba a pretočením súkolesia. Uspokojujúca plocha záberu je na obr. je rovnomerne rozložená po výške aj šírke zuba a zaberá cca 85% - 95% plochy zuba.



Vhodné záberové plochy



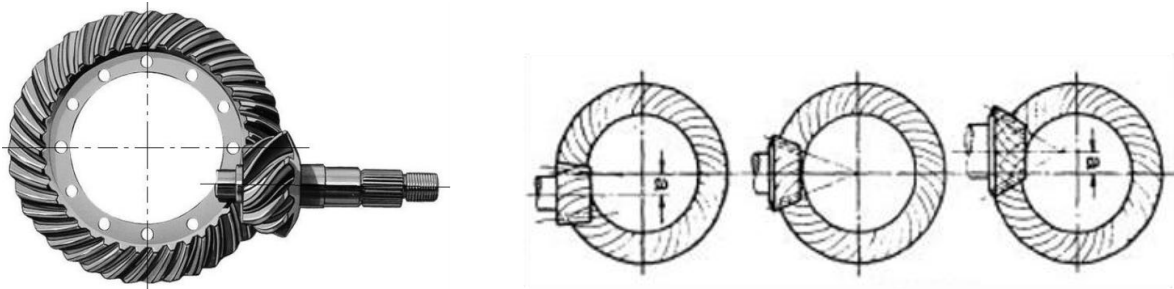
Nevhodné záberové plochy



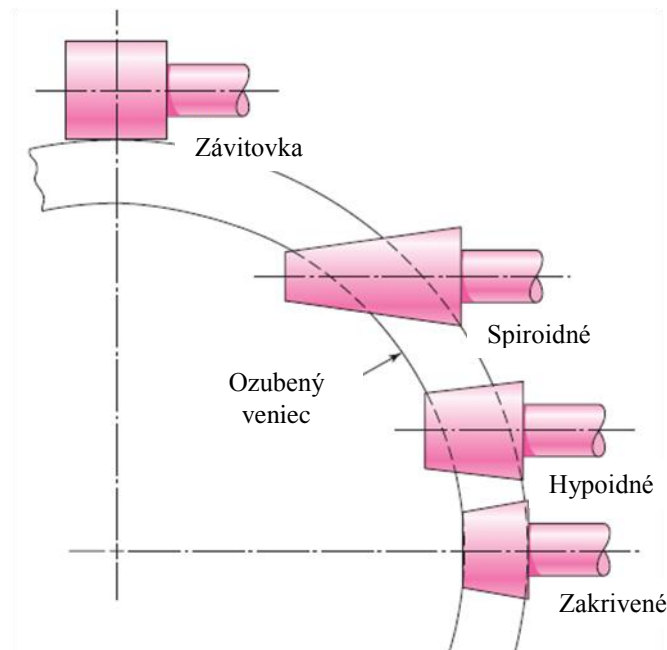


### Hypoidné kuželové kolesá

Doposiaľ boli prezentované typy kuželových ozubených kolies ktorými sme schopný vytvoriť súkolesia pre prenos výkonu medzi hriadeľmi, ktorých osí sú rôznobežné. V prípade výroby iných ako špeciálnych tvarov zubov kuželových kolies je možné vytvoriť taký typ kuželových kolies ktorými bude možné prenášať výkon aj medzi hriadeľmi ktorých osí sú mimobežné obr.



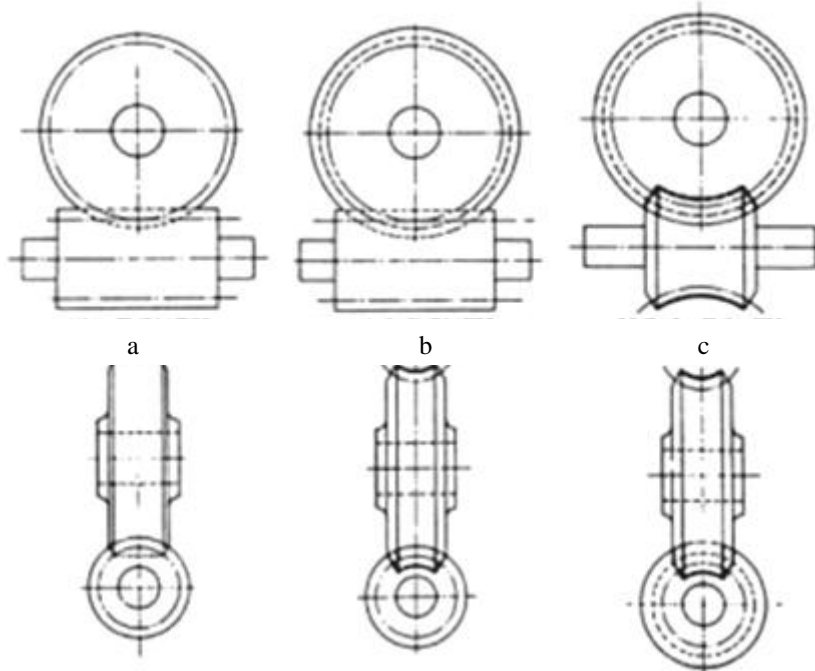
Na nasledujúcom obr. je názorný príklad použitia a porovnania rôznych typov ozubenia pre prenos výkonu medzi hriadeľmi kolies. Kuželové kolesá so zakrivenými zubami sú vhodné pre prenos výkonu medzi rôznobežnými osami hriadeľov, ale hypoidné, spiroidné a skrutkovicové resp. závitkovkové kolesá sú vhodné aj pre aplikácie s mimobežnými osami hriadeľov.





### Závitovkové prevody

Závitovkové súkolesie je tvorené závitovkou a závitovkovým kolesom. Závitovkové prevody sú určené na prenos výkonu mimobežných osí hriadeľov, ktoré v priemete zvierajú uhol  $90^\circ$ . Závitovka je ozubené kolesov počtom zubov  $z_1=1$  ; 2 až 4, ktoré môžu mať charakter pravotočivého alebo ľavotočivého stúpania o hodnote uhla stúpania  $\gamma$ . Závitovkovými prevodmi je možné dosiahnuť veľký prevodový pomer  $i=10$  až 80, ale nie sú vhodné na prenos veľkých výkonov. Toto obmedzenie je spôsobené nízkou účinnosťou týchto prevodov v dôsledku strát trením ktoré vznikajú medzi závitovkou a závitovkovým kolesom. Usporiadanie závitovkových súkolesí môže byť podľa obr. riešené ako a) valcové závitovkové súkolesie, b) zmiešané závitovkové súkolesie alebo c) globoidné súkolesie.

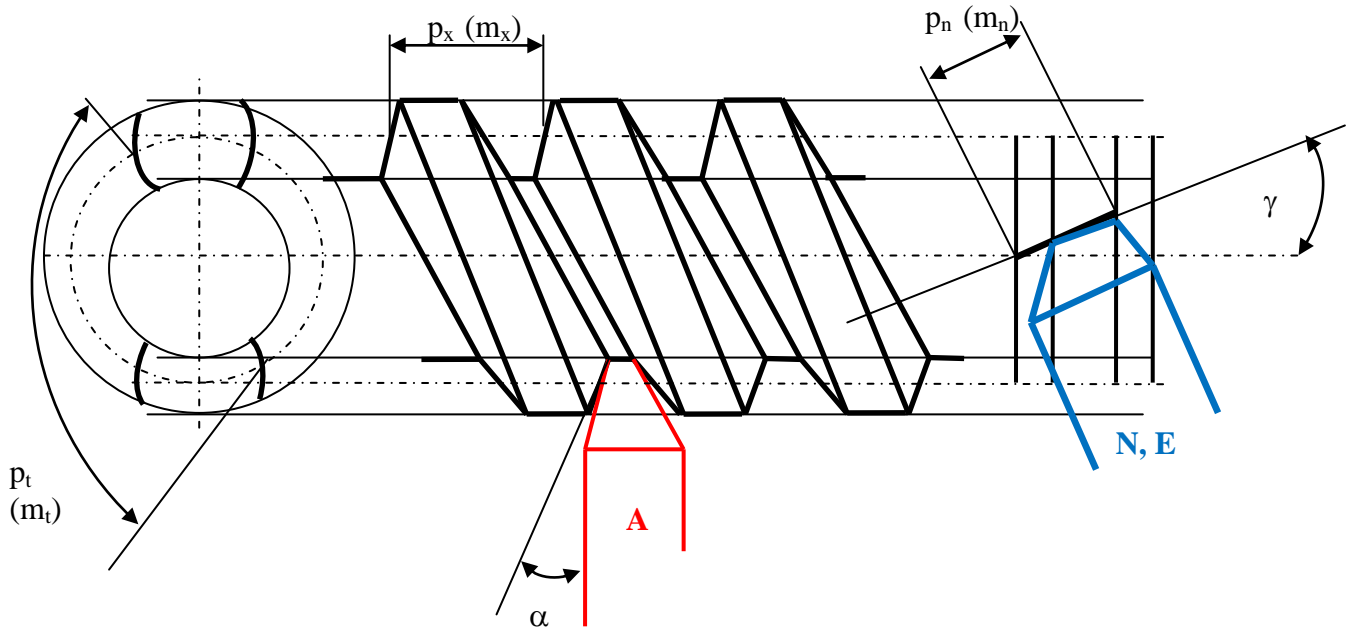


Valcové závitovky delíme podľa STN 014755 na tri hlavné typy a to:

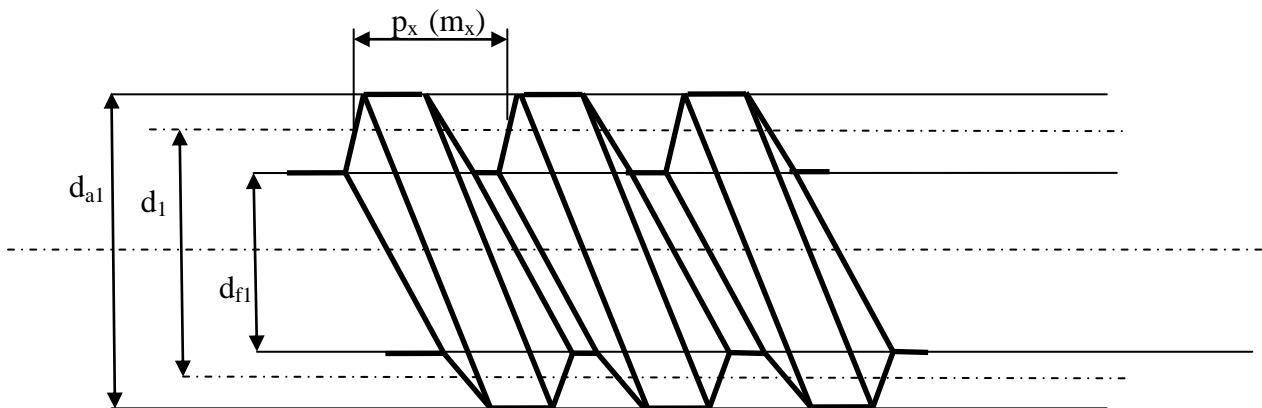
Všeobecný typ – označovaný ako ZN – s priamkovým profilom v normálovom reze zuba, uhol stúpania  $\gamma > 10^\circ$ , ozubenie sa vyrába sústružením vid' obr – modrý nástroj. Nástroj normalizovaný v normalovej rovine.

Špirálový typ – označovaný ako ZA – tzv. Archimedov typ s priamkovým profilom v osovom reze, uhol stúpania  $\gamma < 10^\circ$ , ozubenie sa vyrába sústružením vid' obr. – červený nástroj. Nástroj normalizovaný v osovej rovine.

Evolventný typ – označovaný ako ZI (ZE) - s priamkovým profilom zuba v tangenciálnej rovine k základnému valcu, pre  $z_1 < 4$  a veľký uhol  $\gamma$ . Jedná sa o málo používaný typ závitoviek ktoré sa vyrábajú sústružením. Nástroj normalizovaný v normalovej rovine.



$p_x$  – rozstup v osovej rovine  
 $p_n$  – rozstup v normálovej rovine  
 $p_t$  – rozstup v čelnej rovine  
 $\gamma$  - uhol stúpania závitovky  
 $\alpha$  - uhol tlaku – uhol profilu



Hlavné rozmery závitoviek

$$d_1 = m_t \cdot z_1$$

Počet zubov závitovky minimálne 1 maximálne 4.

$s$  – stúpanie závitovky

$$\tan \gamma = \frac{s}{\pi \cdot d_1} = \frac{z \cdot p_x}{\pi \cdot d_1}$$



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

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

$$p_t = \frac{p_x}{\tan\gamma} = \frac{p_n}{\sin\gamma}$$

$$m_t = \frac{m_x}{\tan\gamma}$$

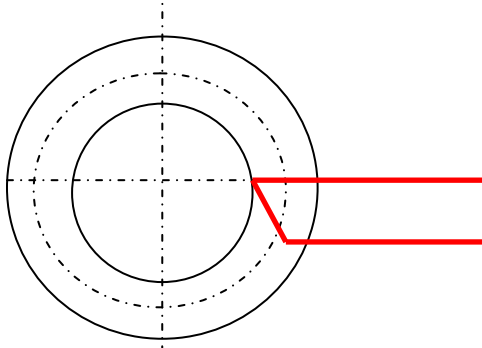
$$d_{a1} = d_1 + 2m$$

$$d_{f1} = d_1 - 2(h_a^* + c_a^*) \cdot m$$

Normalizovaný nástroj:  $h_a^* = 1$  a  $c_a^* = 0,2$

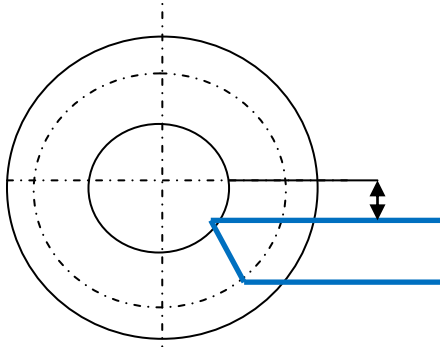
Čelný pohľad na základné typy závitoviek:

Typ ZA -  $m_x$  normalizovaný modul

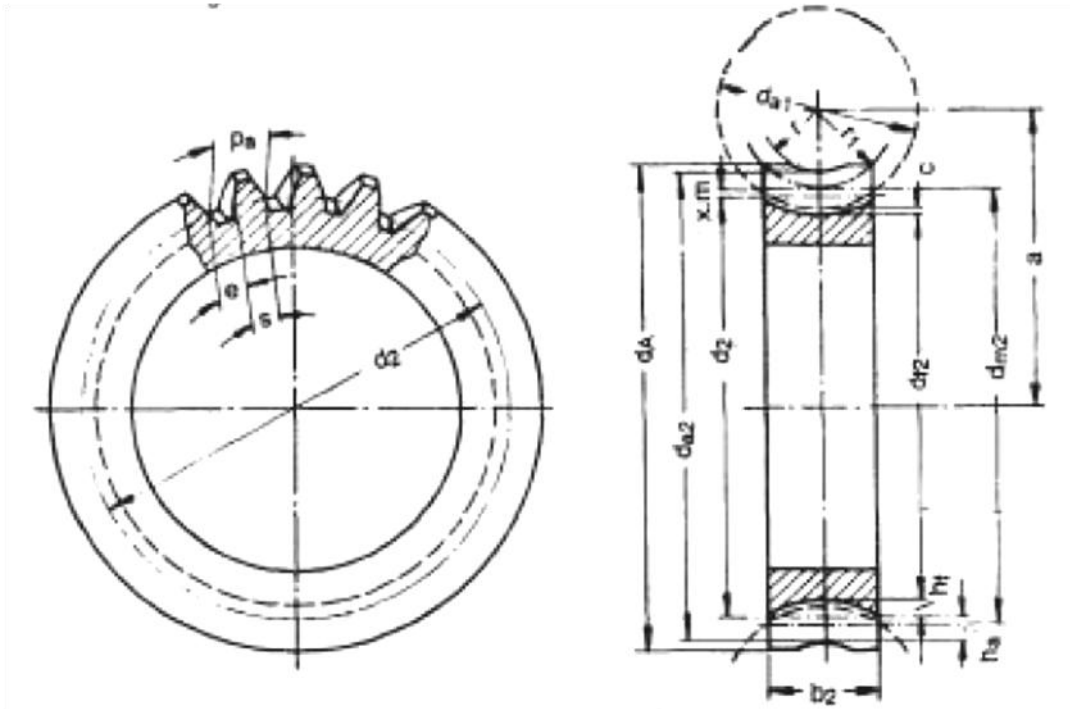


$$d_1 = m_t \cdot z_1 = z_1 \cdot \frac{m_x}{\tan\gamma} = q_x \cdot m_x$$

Typ ZN a ZE – normalizovaný modul  $m_n$



$$d_1 = m_t \cdot z_1 = z_1 \cdot \frac{m_n}{\sin\gamma} = q \cdot m_n$$



$$d_2 = z_2 \cdot m_x = z_2 \cdot \frac{m_n}{\cos \gamma}$$
$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot (h_a^* + x) \cdot m$$
$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot (h_a^* + c_a^* - x) \cdot m$$
$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} + x \cdot m$$

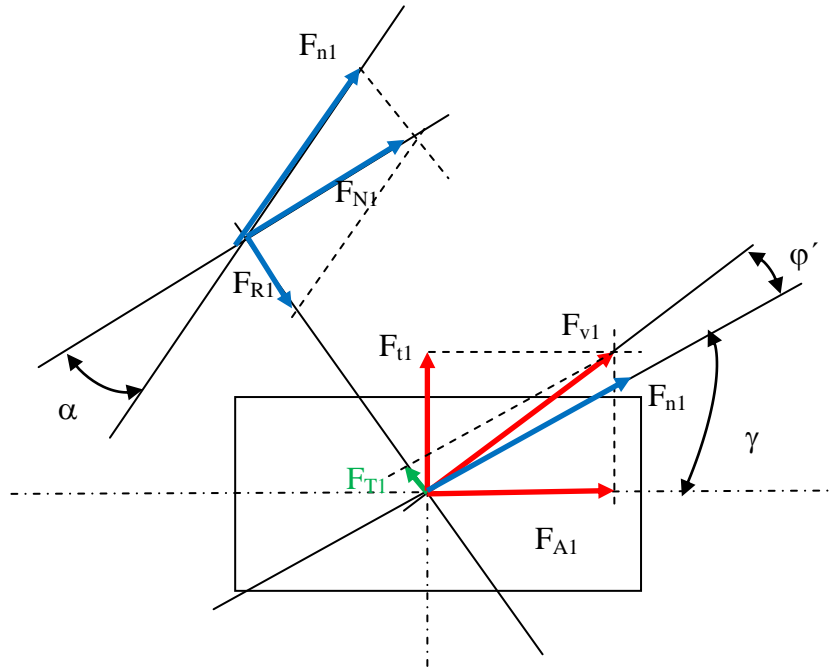
*Silové pomery v závitovkovom súkolesí*

$$M_{k1} = \frac{P_1}{\omega_1}$$
$$F_{t1} = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d_1}$$
$$M_{k2} = \frac{P_2}{\omega_2}$$
$$F_{t2} = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d_2}$$

$F_T$  – Trecia sila

$F_t$  – Tangenciálna sila





$$\tan \varphi' = f' = \frac{f}{\cos \alpha}$$

$$F_T = f \cdot F_N = f \cdot \frac{F_n}{\cos \alpha} = F_n \cdot f'$$

$$F_{R1} = F_{R2} = F_R$$

$$F_{t1} = F_{A2}$$

$$F_{A1} = F_{t2}$$

$$F_{t1} = F_v \cdot \sin(\gamma + \varphi') = F_{A2}$$

$$F_{t2} = F_v \cdot \cos(\gamma + \varphi') = F_{A1}$$

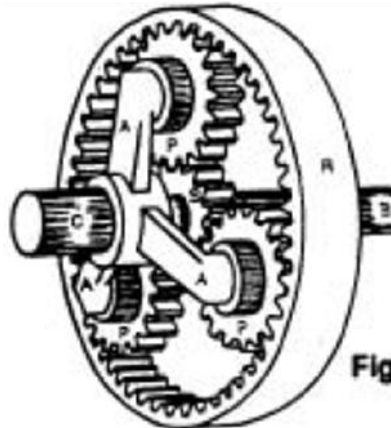
#### Účinnosť zvitkových prevodov

$$\eta_w = \frac{P_2}{P_1} = \frac{F_{t2} \cdot v_2}{F_{t1} \cdot v_1} = \frac{F_v \cdot \cos(\gamma + \varphi') \cdot \frac{v_n}{\cos \gamma}}{F_v \cdot \sin(\gamma + \varphi') \cdot \frac{v_n}{\sin \gamma}} = \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \varphi')}$$



### Planétové prevody

Planétové prevody majú vďaka svojej kompaktnosti a účelnosti široké využitie v pohonárskej technike. Tvoria základy diferenciálov, automatických prevodoviek, power shiftových prevodoviek, násobičov krútiacich momentov a pod. Základná konštrukcia planétovej prevodovky je na obr.



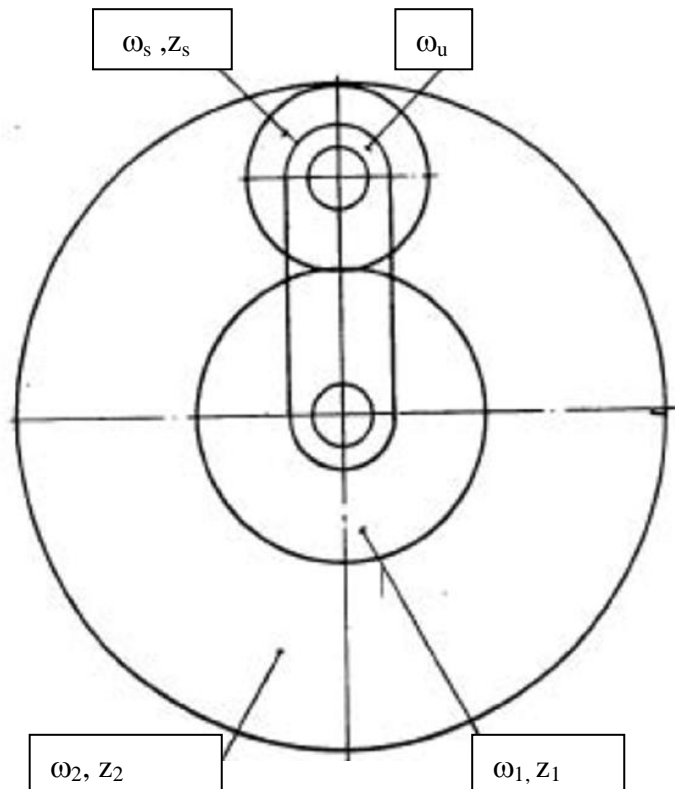
Hlavné časti planetového prevodu, môžeme definovať z nasledujúcej schémy:

R – korunové koleso (2)

S – centrálné koleso (1)

P - satelity (s)

A (C) - unášač (U)





**Konštruovanie strojov a strojových súčiastok**

Blok č: 13

Prednášajúci: prof. Ing. Robert Grega, PhD.

Vychádzajúc zo schémy planetového prevodu je možné napísať Rovnicu diferenciálu, pomocou Willisovho vzťahu, ktorý je založený na sledovaní pohybu jednotlivých členov prevodu z unášača.

$$i_{1,2}^u = \frac{\omega_1 - \omega_u}{\omega_2 - \omega_u} = -\frac{z_2}{z_1} = -i''$$

$i''$  – vnútorný prevod v planetovej prevodovke

Ak  $\omega_2 = 0$

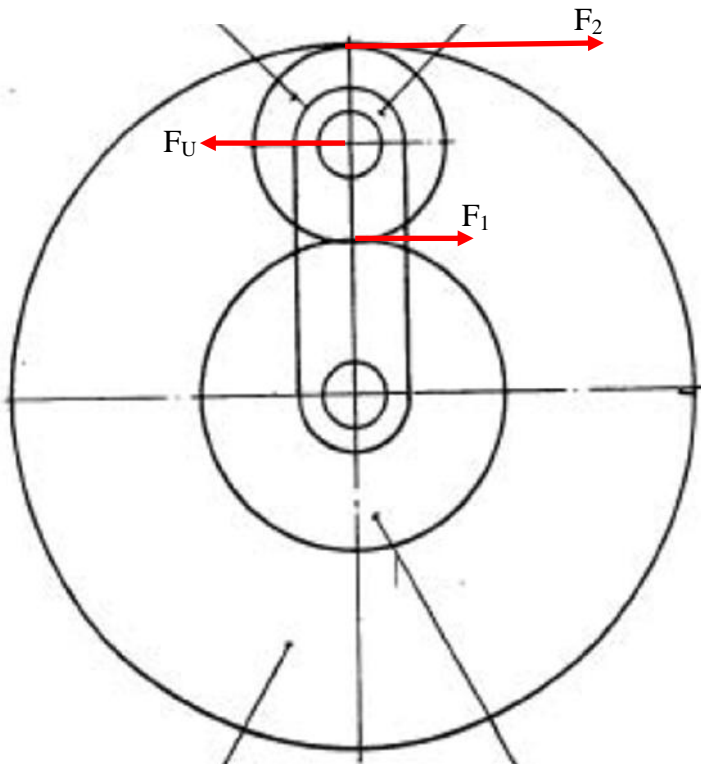
$$\frac{\omega_1 - \omega_u}{-\omega_u} = -\frac{z_2}{z_1} \quad \Big| \cdot -\frac{\omega_u}{\omega_u} + 1 = -\frac{z_2}{z_1}$$

potom

$$\frac{\omega_1}{\omega_u} = \frac{z_2}{z_1} + 1 = i_{1,u}^2 = 1 + i''$$

$$i_{1,u}^2 = \frac{1}{1 + i''}$$

*Silové pomery v planétovom prevode*



$$F_1 = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d_1 \cdot s_n}$$



$$M_{k2} = F_U \cdot \left( \frac{d_s}{2} + \frac{d_1}{2} \right)$$

$$F_1 = F_2$$

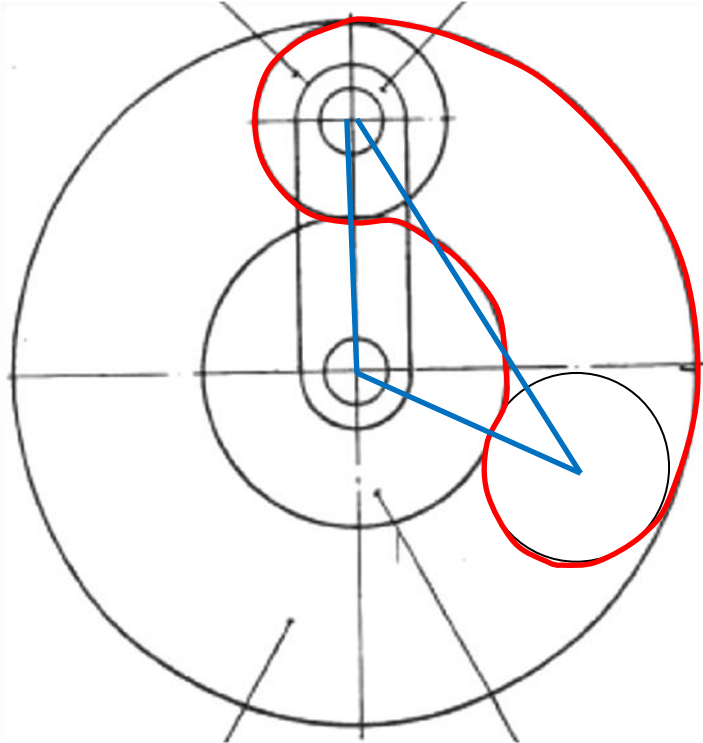
$$F_U = 2 \cdot F_1 = F_1 + F_2$$

**Podmienky zmontovateľnosti planetovej prevodovky**

$s_n$  – počet satelitov planetového prevodu

$z_s$  – počet zubov planetového prevodu

$d_s$  – rozstupový priemer planetového prevodu



1. Počet zubov satelitu

$$z_s = \frac{z_2 - z_1}{2}$$

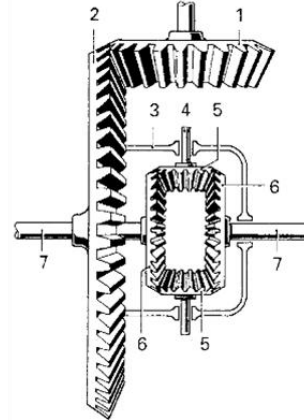
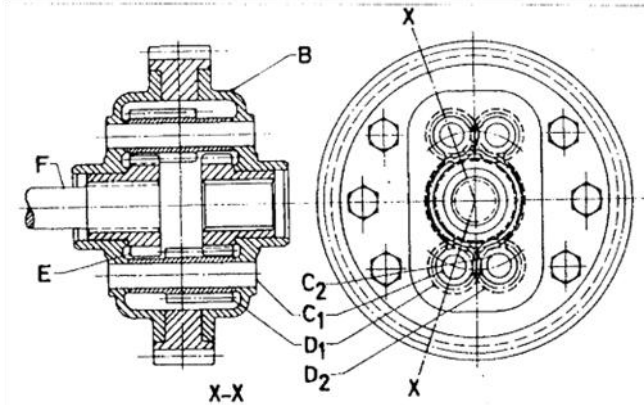
2. Dĺžka myslenej struny opásania satelitov k rozstupu zubov, musí byť celé číslo

$$L = \pi \cdot d_s + \frac{\pi}{s_n} \cdot (d_1 + d_2) = z_s \cdot p + \frac{p}{s_n} \cdot (z_1 + z_2)$$

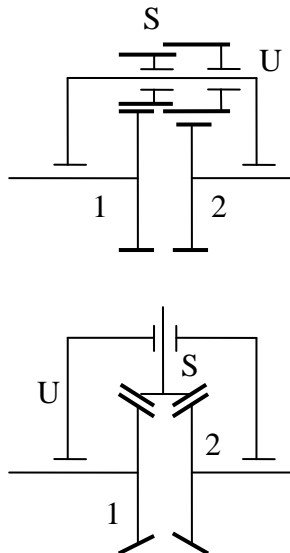
$$\frac{L}{p} = z_s + \frac{z_1 + z_2}{s_n}$$

3. Splnenie podmienky

$$(z_1 + z_s) \cdot \frac{\pi}{s_n} > z_s + 2$$



Kinematická schéma základných typov diferenciálov



Rovnica diferenciálu vychádza z podmienky, že  $z_2 = z_1$

$$i_{1,2}^u = \frac{\omega_1 - \omega_u}{\omega_2 - \omega_u} = -\frac{z_2}{z_1} = -i''$$

$$i_{1,2}^u = \frac{\omega_1 - \omega_u}{\omega_2 - \omega_u} = -1$$

potom po dosadení do základnej rovnice môžu nastať tieto prípady

Ak  $\omega_u = 0$  potom (pri zabrzdennom hnacom hriadeľi ak budem pretáčať jedným z kolies)

$$\omega_1 = -\omega_2$$

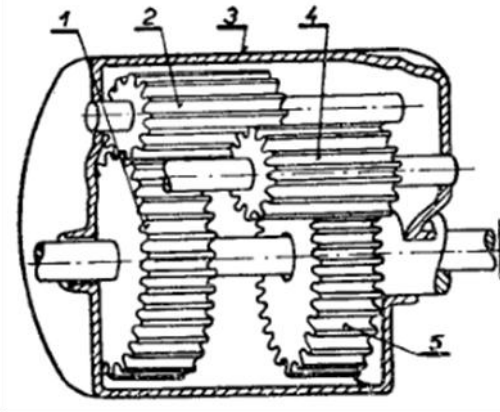
Ak  $\omega_2 = 0$  potom (stav prešmykovanie kolesa na aute)

$$\frac{\omega_1 - \omega_u}{0 - \omega_u} = -1$$

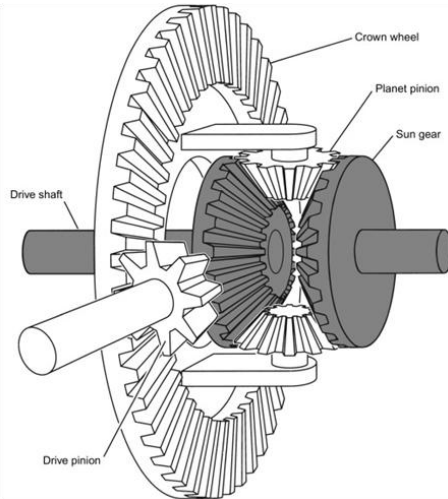


$$\frac{\omega_1}{\omega_u} = 2$$

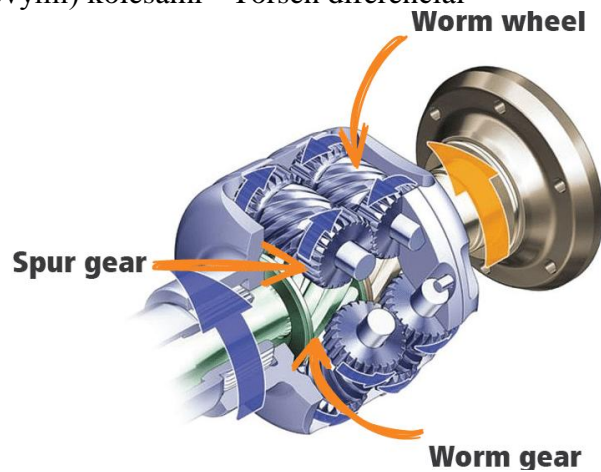
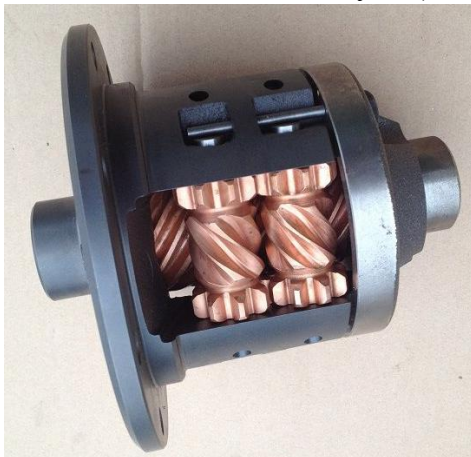
Čelný diferenciál



Kuželový diferenciál

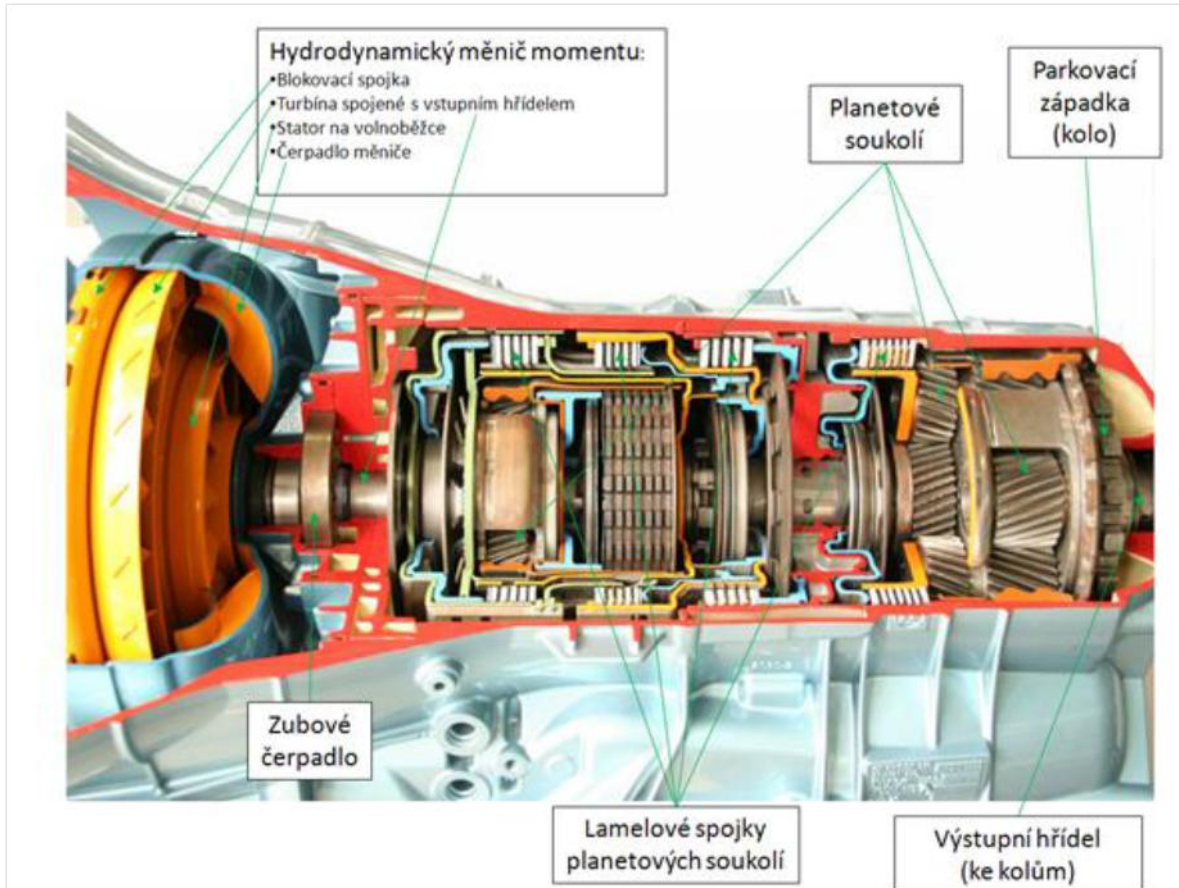


Diferenciál so skrutkovicovými (závitovkovými) kolesami - Torsen diferenciál

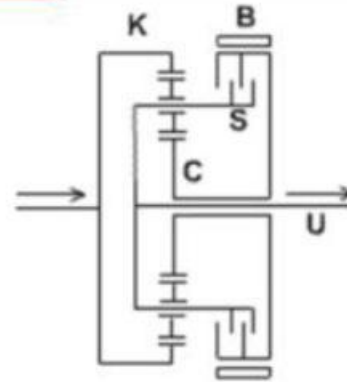




Planétova prevodovka ako základ automatických prevodoviek

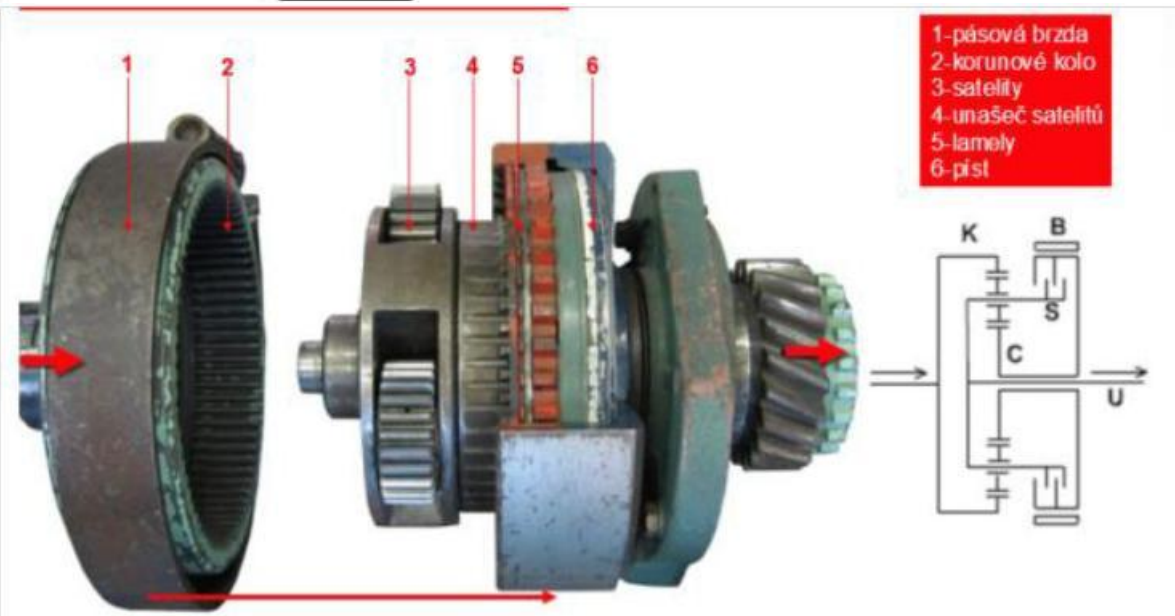


Planétová prevodovka ako základ násobiča krútiaceho momentu



$$i_1 = 1$$

$$i_2 = 1 + \frac{Z_C}{Z_K}$$



Planétová prevodovka ako základ hybridných pohonov

Spaľovací motor – elektromotor – viacstupňová mechanická prevodovka





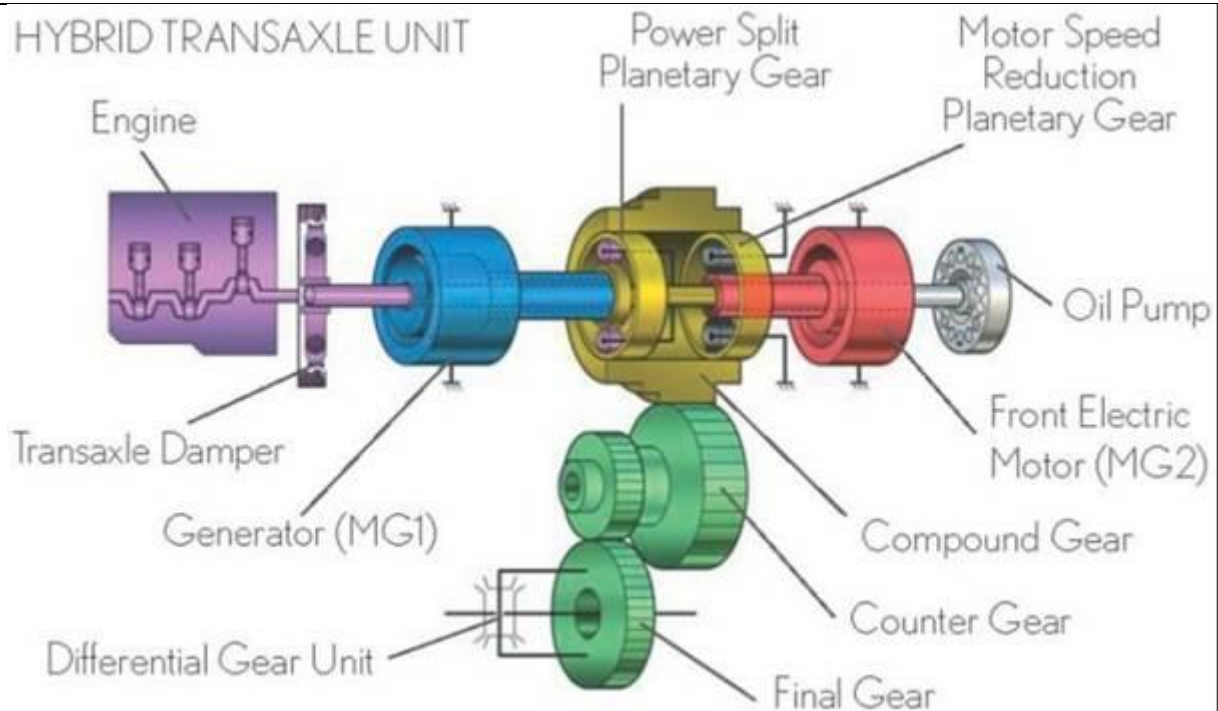
Spaľovací motor – elektromotor



**Konštruovanie strojov a strojových súčiastok**

Blok č: 13

Prednášajúci: prof. Ing. Robert Grega, PhD.



Fendt vario - Spaľovací motor – hydrostatický pojazd

