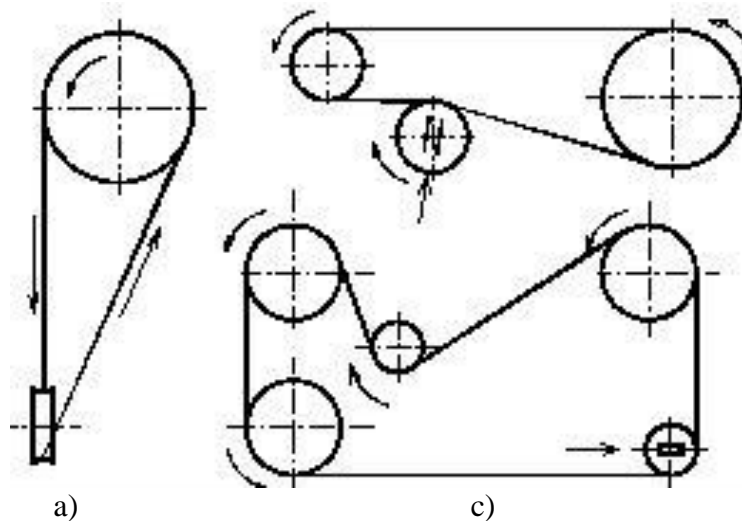




## Prevody - pokračovanie

### Remeňové prevody

Remeňový prevod sa skladá z dvoch remenic opásaných uzavretým pásom - remeňom. Krútiaci moment z hnacieho hriadeľa na hnaný sa prenáša ohybným členom - remeňom. Tieto prevody nachádzajú široké použitie pri prenose menších a stredných výkonov prevažne s rovnobežnými osami hriadeľov. Prevod sa vyznačuje pružným záberom, nehlučným chodom, tlmí torzné kmity a torzné nárazy. Nevýhodou je jeho nepresný prevodový pomer v dôsledku sklzu, veľké zaťaženie hriadeľov od síl potrebných na predpätie remeňa.



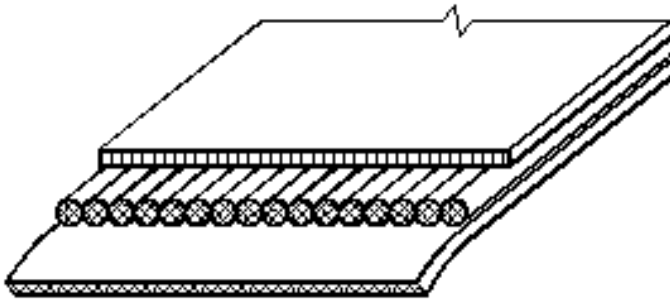
Príklady usporiadania remeňových prevodov:

- s mimobežnými osami,
- s napínacou kladkou,
- pohon viacerých hriadeľov jedným remeňom

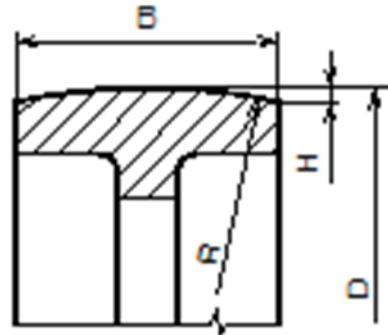
Podľa tvaru rozlišujeme tieto druhy remeňov:

- *ploché remene* kožené (STN794301), textilné (STN804740), oceľové, z vysokopevnostných plastov,
- *klínové remene* s klasickým prierezom (STN 02 3110), úzke pre priemyselné použitie (STN 03 3112), variátorové (STN 02 3115), násobné a žliabkové,
- *ozubené remene* lichobežníkové (klasické, štandardné), parabolické,
- *zvláštne remene* okrúhle, dopravné a iné.

Ploché remene sa obyčajne vyrábajú z niekoľkých 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.



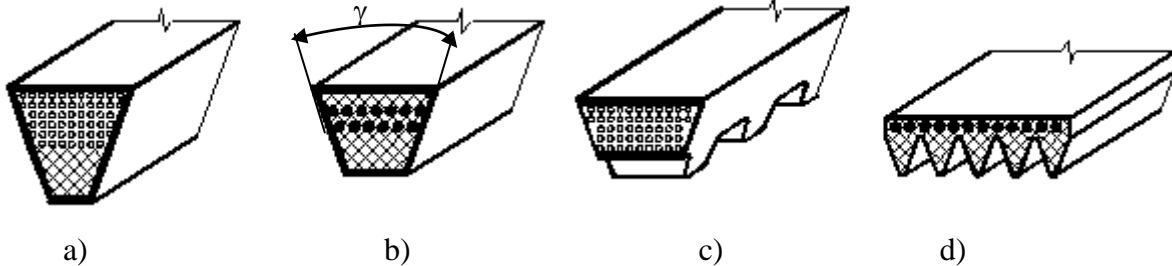
Plochý remeň



Remenica pre plochý remeň

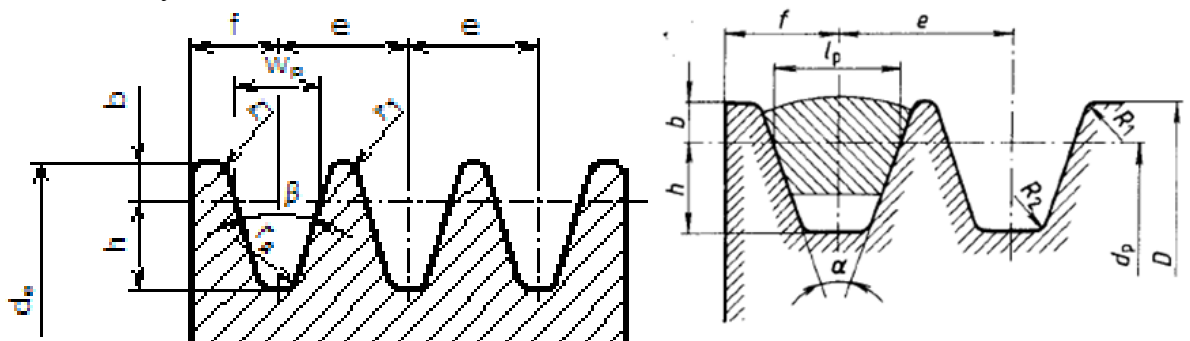
Veniec remenice pre ploché remene je mierne vypuklý, tzv. bombírovaný. Táto geometrická úprava a elastické vlastnosti remeňa zabezpečujú dobré vedenie remeňa na remenici.

Klinové remene majú profil rovnoramenného lichobežníka s vrcholovým uhlom  $\gamma \cong 40^\circ$ . Prierez je tvorený gumovým jadrom, v ktorom je zavulkanizovaná ťažná časť (napr. kordová tkanina navinutá na seba v niekoľkých vrstvách). Prierez je obalený gumovotextilným obalom. Klinový tvar remeňa zapadá do klinového žliabku na obode remenice. Tvar klinového žliabku spôsobuje rozklad síl, čím zvyšuje súčiniteľ trenia, zlepšuje silové pomery medzi remeňom a remenicou, umožňuje znižovať hodnotu potrebnej napínacej sily.



- a) úzky klinový remeň pre priemyselné použitie, b) hnací klinový remeň klasického prierezu, c) úzky odľahčený klinový remeň, d) žliabkovaný klinový remeň

Veniec remenice je prispôbený použitému druhu remeňa. Veniec pre klinové remene je žliabkovaný



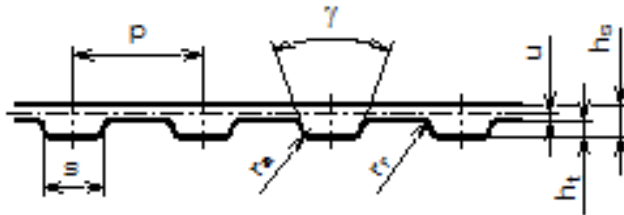


### Konštruovanie strojov a strojových súčiastok

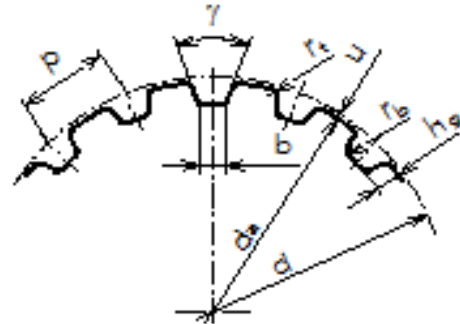
Blok č: 14

Prednášajúci: prof. Ing. Robert Grega, PhD.

Ozubené remene sú osobitným druhom remeňových prevodov. Tieto prevody spájajú výhody remeňových a reťazových prevodov. Obvodová sila sa prenáša tvarovým stykom zubov remeňa so zubami remenice odpovedajúcim tvarom zubov použitého remeňa. Prevody nemajú sklz, majú presný prevodový pomer.

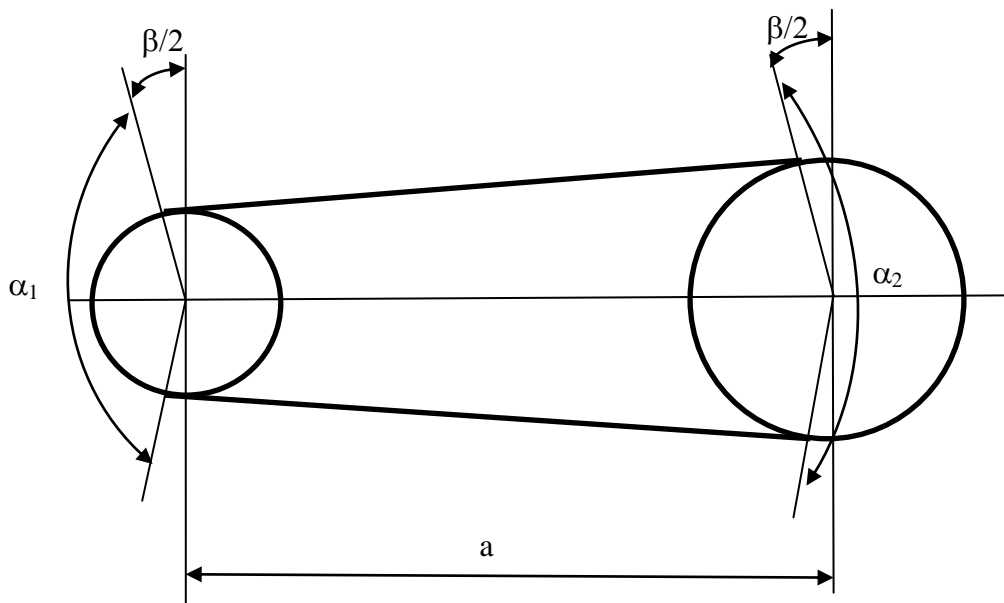


Ozubený remeň



Tvar remenice pre ozubený remeň

### Geometria remeňových prevodov



$$\alpha_2 = \pi + \beta$$

$$\alpha_1 = \pi - \beta$$

$\alpha_1, \alpha_2$  – uhol opásania malej a veľkej remenice,

$d_1, d_2$  – priemer hnacej a hnanej remenice,

$a$  – osová vzdialenosť prevodu,

$\omega_1, \omega_2$  – uhlová frekvencia otáčania hnacej a hnanej remenice



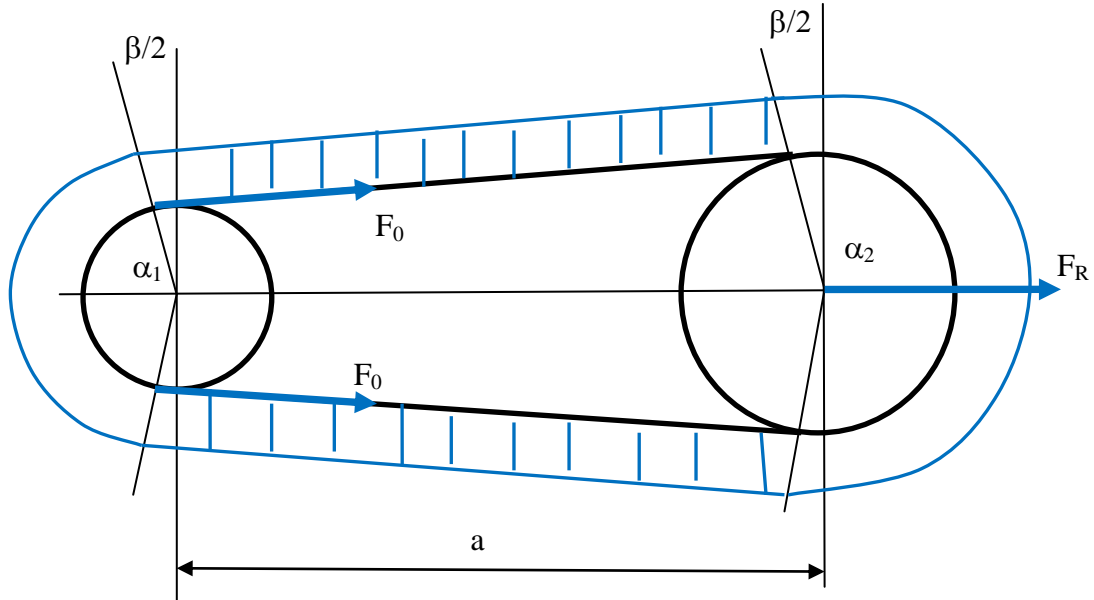
Konštruovanie strojov a strojových súčiastok

Blok č: 14

Prednášajúci: prof. Ing. Robert Grega, PhD.

*Silové pomery v remeňovom prevode*

Napnutý remeň – nieje v pohybe

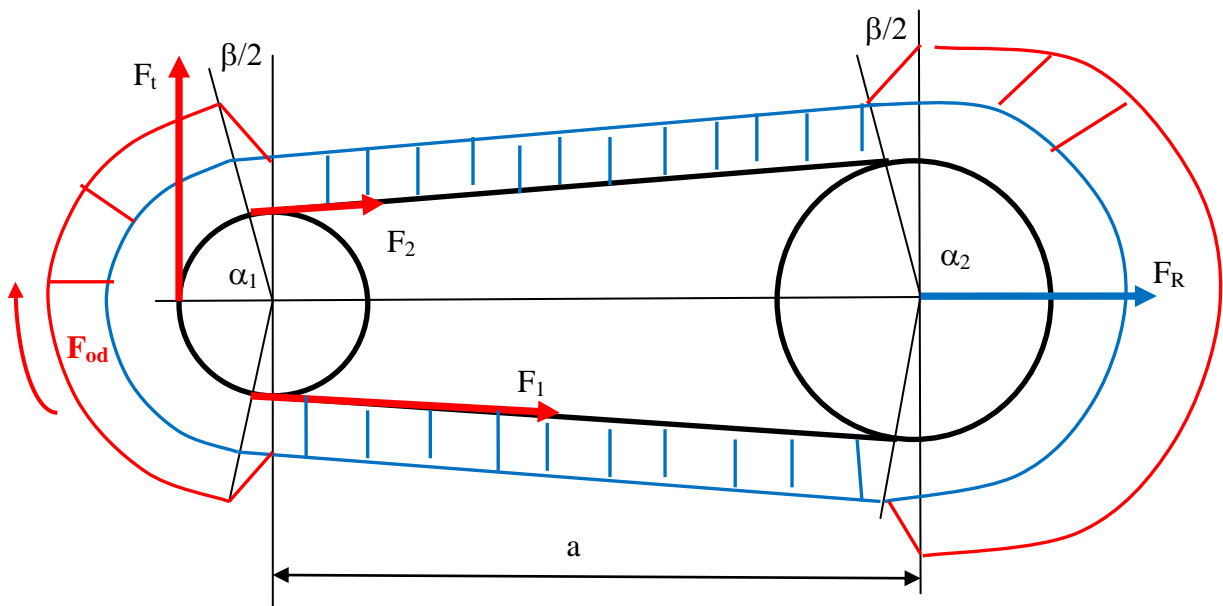


Napínacia sila:

$$F_R = \sqrt{F_0^2 + F_0^2 + 2 \cdot F_0 \cdot F_0 \cdot \cos \beta}$$

$F_0$  – sila vo vetve remeňa

Napnutý remeň – dáme do pohybu





Obvodová sila:

$$F_t = \frac{2 \cdot M_k}{d_1}$$

Sily vo vetvách remeňa:

$F_1$  – ťahaná vetva

$F_2$  – tlačaná vetva

$$F_t = F_1 - F_2$$

$$F_1 = F_2 \cdot e^{f \alpha_1}$$

$f$ - súčiniteľ trenia remeň- remenica

$\alpha_1$ - uhol opásania hnacej remenice

Súčiniteľ trenia pre klinové remene:

$$f' = \frac{f}{\sin \frac{\gamma}{2}}$$

$\gamma$ - uhol klinovitosti remeňa

Napínacia sila:

$$F_R = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos \beta}$$

Prevodový pomer:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - \vartheta)}$$

Namáhanie remeňa:

Na ťah:

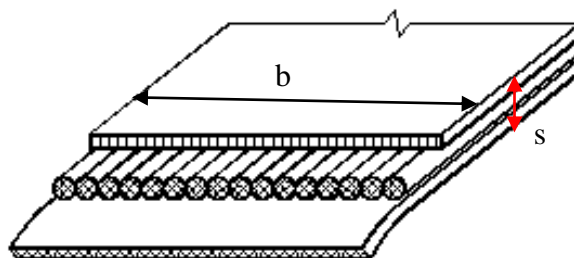
$$\sigma_t = \frac{F_1}{S}$$

Pre plochý remeň:

$$S = b \cdot s$$

$b$ - šírka remeňa

$s$ - hrúbka remeňa





**Konštruovanie strojov a strojových súčiastok**

Blok č: 14

Prednášajúci: prof. Ing. Robert Grega, PhD.

Na ohyb:

Ak by platil Hookovzákonn:

$$\varepsilon = \frac{\sigma_o}{E} = \frac{\Delta l}{l}$$

Obecne v ľubovolnom mieste „ $\varepsilon$ “ vo vzdialenosti „ $y$ “ od neutrálnej osi platí:

$$\varepsilon = \frac{y}{\rho}$$
$$\frac{\sigma_o}{E} = \frac{\frac{s}{2}}{\frac{d_1}{2}}$$
$$\sigma_o = E \cdot \frac{s}{d_1}$$

Napätie od odstredivej sily:

$$\sigma_{od} = \rho \cdot v^2$$

$\rho$ -hustota remeňa

$v$ - obvodová rýchlosť

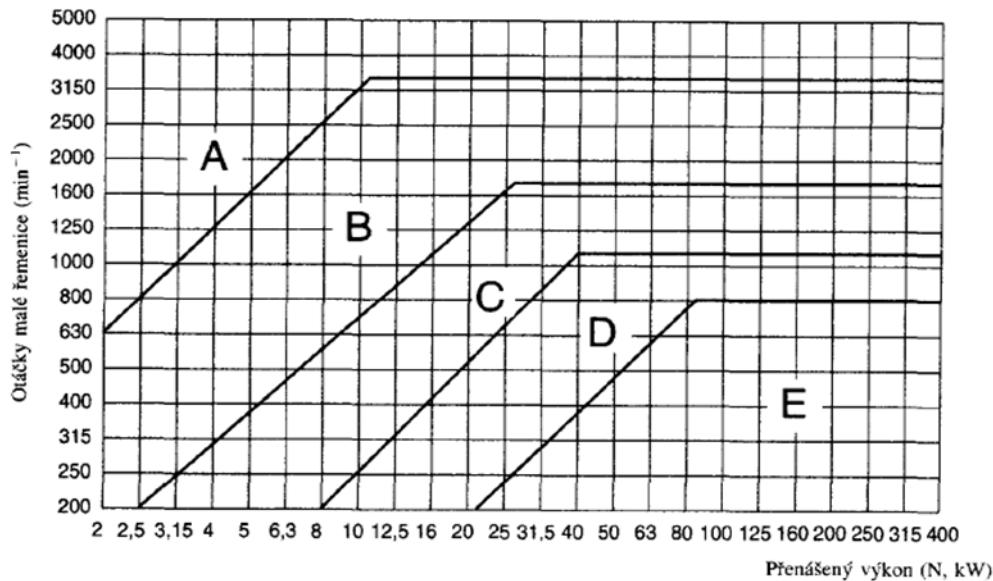
Výsledné napätie v remeni:

$$\sigma = \sigma_t + \sigma_o + \sigma_{od}$$

**Návrh remeňového prevodu**

**1. Voľba veľkosti remeňa**

1. Podľa zadaného prenášaného výkonu volíme z diagramu prúžek remene A, B, C, D alebo E. Prúžek remeňu Z lze použiť do 2 kW prenášaného výkonu.





Konštruovanie strojov a strojových súčiastok

Blok č: 14

Prednášajúci: prof. Ing. Robert Grega, PhD.

2. Výpočet obvodovej rýchlosti

$$v = \pi \cdot D \cdot n$$

3. Výpočtová dĺžka remeňa

3. Výpočtová dĺžka remene ( $L_p$ ), ktorý pracuje na dvoch remenicích

$$L_p \approx 2a + 1.57(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}$$

nebo

$$L_p = 2a \cdot \sin \frac{\alpha}{2} + \frac{\pi}{2} (d_1 + d_2) + \frac{\pi \gamma}{180^\circ} (d_2 - d_1) \quad (\text{mm})$$

$$\text{kde: } \gamma = \left(90^\circ - \frac{\alpha}{2}\right).$$

Vypočtená dĺžka  $L_p$  sa zaokrouhľá na najbližšiu normalizovanou, pak se stanoví konečná hodnota meziosové vzdálenosti

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

$$\text{kde: } W = \pi \frac{d_1 + d_2}{2}; \quad y = \left(\frac{d_2 - d_1}{2}\right)^2.$$

4. Úhol opásania malej remenice

4. Úhel opásání řemenem malé řemenice

$$\alpha \approx 180^\circ - 57 \frac{d_2 - d_1}{a} \quad \text{pro } \alpha > 110^\circ,$$

$$\alpha = 2 \arccos \frac{d_2 - d_1}{2a} \quad \text{pro } \alpha \leq 110^\circ.$$

5. Výkon prenášaný jedným remeňom

kde:  $N_o$  – jmenovitý výkon převodu s jedním řemenem,  
 $C_z$  – součinitel úhlu opásání,  
 $C_L$  – součinitel vlivu délky řemeně,  
 $C_p$  – součinitel dynamičnosti a pracovního režimu.

Jmenovitý výkon  $N_o$  se volí z tabulek:

Jmenovitý výkon, kW, předávaný jedním řemenem

$d_1$ (mm)	$i$	Otáčky menší řemenice, $\text{min}^{-1}$																						
		700						950						1 450				2 800			4 500			6 000
		Z	A	B	C	D	E	Z	A	B	C	D	E	Z	A	B	C	Z	A	B	Z	A	Z	
50	1.05	0,17					0,21						0,29				0,45			0,57		0,59		
	$\geq 3,00$	0,19					0,24						0,32				0,50			0,63		0,65		
56	1.05	0,22					0,28						0,38				0,62			0,80		0,86		
	$\geq 3,00$	0,24					0,31						0,42				0,68			0,88		0,95		
63	1.05	0,27					0,35						0,49				0,80			1,06		1,15		
	$\geq 3,00$	0,30					0,39						0,54				0,88			1,17		1,26		
71	1.05	0,34					0,44						0,61				1,01			1,34		1,44		
	$\geq 3,00$	0,37					0,58						0,68				1,11			1,48		1,58		
80	1.05	0,41					0,53						0,75				1,24			1,63		1,71		
	$\geq 3,00$	0,45					0,58						0,82				1,36			1,86		1,88		
90	1.05	0,49	0,63				0,63	0,80					0,89	1,10			1,48	1,70		1,91	1,94	1,93		
	$\geq 3,00$	0,54	0,69				0,69	0,88					0,99	1,21			1,63	1,87		2,11	2,14	2,12		



Konštruovanie strojov a strojových súčiastok

Blok č: 14

Prednášajúci: prof. Ing. Robert Grega, PhD.

$d_1$ (mm)	$i$	Otáčky menší fermenice. $\text{min}^{-1}$																						
		700						950						1 450				2 800			4 500			6 000
		Z	A	B	C	D	E	Z	A	B	C	D	E	Z	A	B	C	Z	A	B	Z	A	Z	
100	$\frac{1,05}{\geq 3,00}$	0,56	0,77					0,73	0,98					1,04	1,36			1,71	2,12		2,16	2,42	2,07	
		0,62	0,84					0,80	1,08					1,14	1,50			1,89	2,34		2,38	2,66	2,28	
112	$\frac{1,05}{\geq 3,00}$	0,65	0,93					0,85	1,19					1,21	1,67			1,97	2,60		2,40	2,89	↓	
		0,72	1,02					0,94	1,31					1,33	1,84			2,17	2,87		2,65	3,18		
125	$\frac{1,05}{\geq 3,00}$	↓	1,10	1,35				↓	1,42	1,69			↓	1,99	2,27		↓	3,09	3,06	↓	3,28			
			1,22	1,48					1,57	1,86				2,19	2,50			3,40	3,37		3,62			
140	$\frac{1,05}{\geq 3,00}$		1,30	1,70					1,68	2,15				2,36	2,91			3,60	3,98		3,56			
			1,43	1,87					1,85	2,37				2,59	3,21			3,97	4,38		3,92			
160	$\frac{1,05}{\geq 3,00}$		1,56	2,16					2,02	2,75				2,82	3,75			4,20	5,06		↓			
			1,72	2,38					2,22	3,03				3,11	4,13			4,63	5,58					
180	$\frac{1,05}{\geq 3,00}$		1,82	2,61					2,35	3,33				3,27	4,55			4,70	5,96					
			2,00	2,88					2,59	3,67				3,61	5,01			5,18	6,56					
200	$\frac{1,05}{\geq 3,00}$	↓	3,06	3,82				↓	3,91	4,74			↓	5,31	6,04		↓	6,66						
			3,37	4,21					4,30	5,22				5,85	6,66			7,33						
224	$\frac{1,05}{\geq 3,00}$		3,59	4,80					4,58	5,98				6,18	7,71			↓						
			3,95	5,29					5,04	6,58				6,81	8,49									
250	$\frac{1,05}{\geq 3,00}$		4,14	5,83					5,28	7,28				7,06	9,36									
			4,56	6,43					5,81	8,07				7,82	10,30									
280	$\frac{1,05}{\geq 3,00}$		4,77	7,00					6,06	8,78				8,03	11,10									
			5,26	7,76					6,67	9,67				8,84	12,22									
315	$\frac{1,05}{\geq 3,00}$		↓	8,37					↓	10,40				↓	12,89									
				9,21						11,45					14,20									
355	$\frac{1,05}{\geq 3,00}$			9,83	14,18					12,14	16,71					14,61								
				10,82	15,61					13,36	18,40					16,09								
400	$\frac{1,05}{\geq 3,00}$			11,41	17,66					13,95	20,76					16,07								
				12,56	19,45					15,36	22,86					17,70								
450	$\frac{1,05}{\geq 3,00}$			13,07	21,35					15,76	24,84					↓								
				14,39	23,51					17,35	27,36													





Součinitel úhlu opásání řemenem:

Úhel opsání $\alpha$ (stupně)	180	170	160	150	140	130	120	110	100	90	80	70
Součinitel $C_x$	1	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,82	0,78	0,73	0,68	0,62	0,56

Součinitel vlivu délky řemene

$L_p$ (mm)	$C_L$ pro řemeny o průřezu					
	Z	A	B	C	D	E
400	0,87					
450	0,89					
500	0,91					
560	0,94	0,79				
630	0,96	0,81				
710	0,99	0,83				
800	1,00	0,85				
900	1,05	0,87	0,82			
1 000	1,06	0,89	0,84			
1 120	1,08	0,91	0,86			
1 250	1,11	0,93	0,88			
1 400	1,14	0,96	0,90			
1 600	1,17	0,99	0,93			
1 800	1,24	1,01	0,95	0,86		
2 000	1,25	1,03	0,98	0,88		
2 240	1,28	1,06	1,00	0,91		

Pracovní režim	Typy strojů	Charakter zatížení	Střídavý elektrický motor pro průmyslové použití; stejnosměrný elektrický motor derivační turbíny									Stejnoseměrný elektrický motor kompaundní; spalovací motor s frekvencí otáček nad 600 min <sup>-1</sup>			Střídavý elektrický motor se zvýšeným zátežným momentem; stejnosměrný elektrický motor se sériovým buzením; spalovací motor do 600 min <sup>-1</sup>		
			Počet pracovních směn řemenů														
			1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3			
Lehký	Soustruhy, vrtačky, brusky, lehké ventilátory; čerpadla a kompresory odstředivé a rotační, pásové dopravníky, fukary, separátory, lehké prohazovačky, stroje na čištění a nakládání obilí aj.	Lehký. Maximální krátkodobé zatížení do 120 % od jmenovitého	1,0	1,1	1,4	1,1	1,2	1,5	1,2	1,4	1,6						
Střední	Frézky, frézky na ozubení, revolverové vrtačky, polygrafické stroje; elektrické generátory; pístová čerpadla a kompresory se třemi a více válci; ventilátory a dmýchadla; řetězové dopravníky, elevátory, okružní pily na dřevo; transmise; dopravníky, papírenské a potravinářské stroje; těžké prohazovačky; otočné pece, rychloběžné brusky aj.	Mírné výkyvy zatížení. Maximální krátkodobé zatížení do 150 % od jmenovitého	1,1	1,2	1,5	1,2	1,4	1,6	1,3	1,5	1,7						
Těžký	Hoblovky, vislé obráběčky a dřevopracující stroje; čerpadla a kompresory pístové s jedním anebo dvěma válci; ventilátory a dmýchadla těžkého typu, šroubové a hřeblové dopravníky; drtiče; šnekové lisы excentrické s relativně těžkým setrvačnickem; tkací stroje; stroje na čištění bavlny; stroje na lisování a briketování krmiv aj.	Značné výkyvy zatížení. Maximální krátkodobé zatížení do 200 % od jmenovitého	1,2	1,3	1,6	1,3	1,5	1,7	1,4	1,6	1,9						
Velmi těžký	Zvedáče, exkavátory, plovoucí rýpadla; lisы; nůžky, buchary, kolové mlýny, hnětačí stroje na hlínu; kulové, kamenové (šrotovníky) a kladkové mlýny; drtiče, rámové pily aj.	Nárazové a silně nerovnoměrné zatížení. Maximální krátkodobé zatížení do 300 % od jmenovitého	1,3	1,5	1,7	1,4	1,6	1,8	1,5	1,7	2,0						

## 6. Určenie počtu remeňov



$$K = \frac{N}{N_p \cdot C_k}$$

kde:  $N$  – prenášaný výkon na hnacím hřídeli (kW),

$C_k$  – součinitel počtu řemenů v převodu.

Počet řemenů v převodu	$C_k$
1	1,00
od 2 do 3	0,95
od 4 do 6	0,90
nad 6	0,85

*Praktické aplikace remeňových převodů*

### PROFIL KLINOVÝCH REMEŇOV:



**ZÁKLADNÝ**

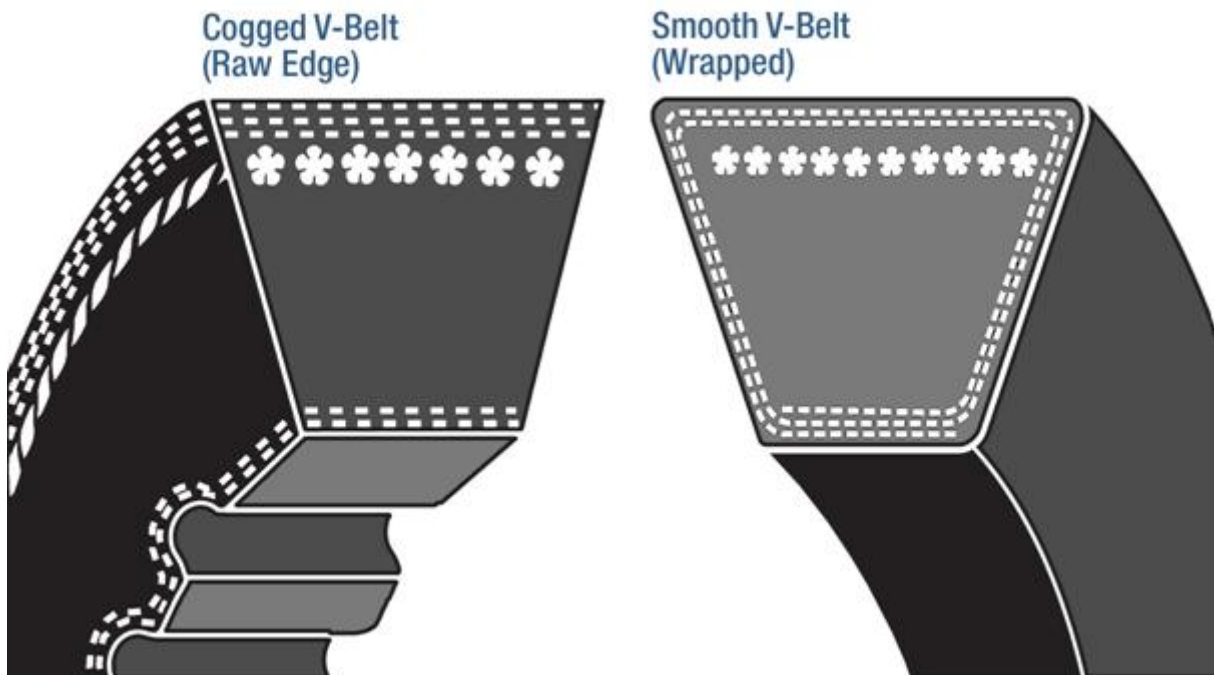
**OZUBENÝ**

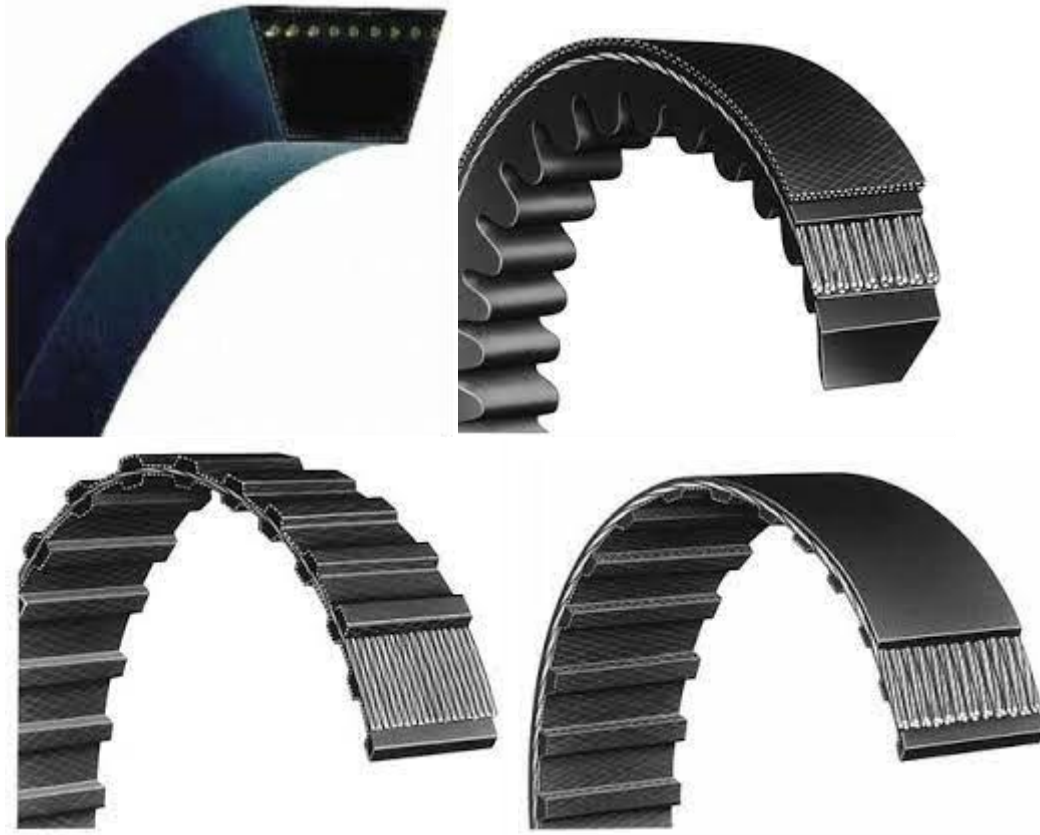
**OBOJSTRANNÝ**

**VARIÁTOROVÝ**


**VIACNÁSOBNÝ**

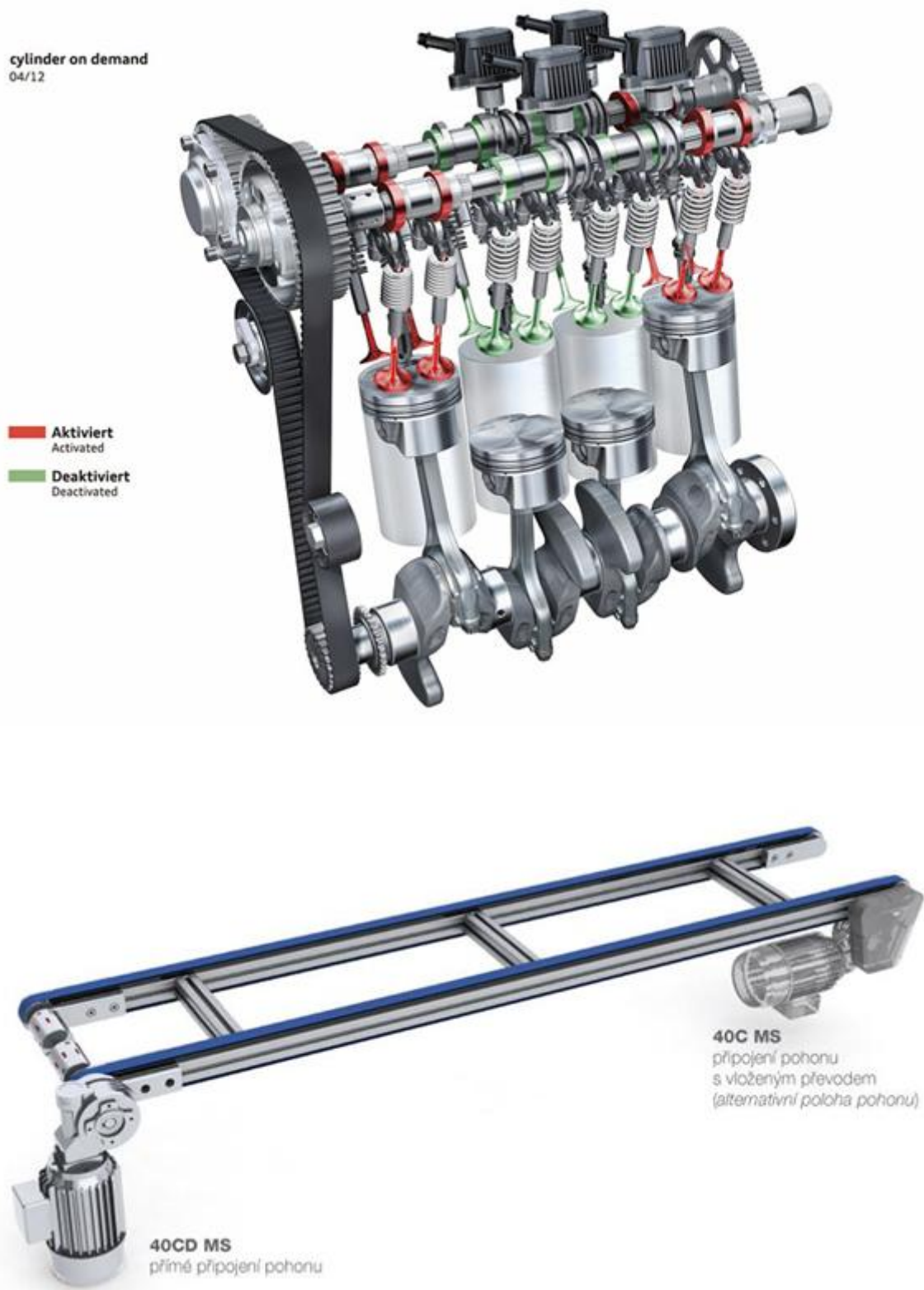
LOŽISKÁ ELM





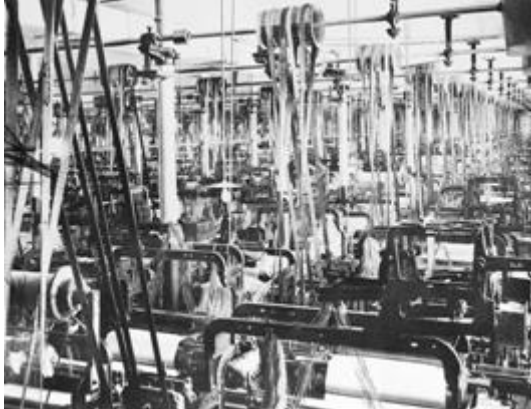


 Steep Engine!







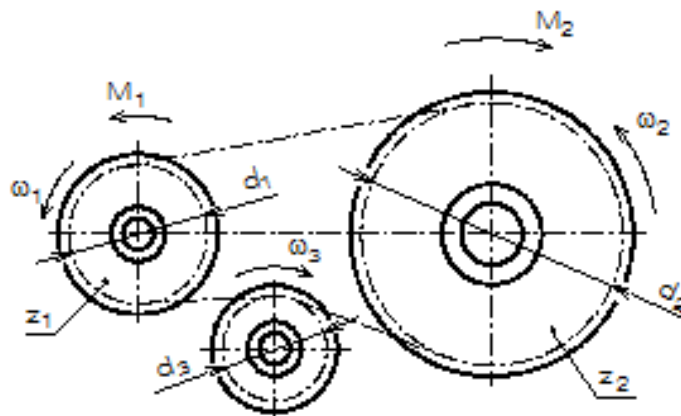


### Reťazové prevody

Zaťaženie sa prenáša z hnacieho hriadeľa na hnaný nepriamo, prostredníctvom *vloženého člena – reťaze*. Reťazové prevody sa používajú na prenos malých a stredných výkonov na stredné vzdialenosti. Pre reťazový prevod platia všeobecne platné zákonitosti prevodov, t.j.

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

Prevodový pomer reťazového prevodu je podobne ako v ozubenom prevode vyjadrený počtom zubov.







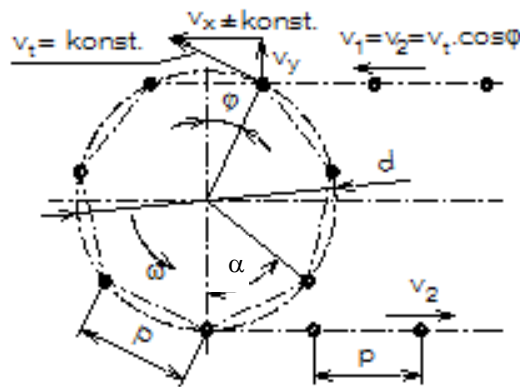
### Konštruovanie strojov a strojových súčiastok

Blok č: 14

Prednášajúci: prof. Ing. Robert Grega, PhD.

Napriek tomu však nie je konštantný, kolíše okolo svojej menovitej hodnoty v závislosti od počtu zubov kolesa. Články reťaze sa na reťazové koleso navíjajú ako na mnohoúhelník, čo sa prejavuje nerovnomernosťou chodu hlavne pri malom počte zubov.

#### Kinematika reťazového prevodu



Obvodová rýchlosť:

$$v_t = v = r_w \cdot \omega$$

$r_w$ - polomer rozstupovej kružnice reťazového kolesa

Rozklad rýchlosti – nerovnomernosť chodu

Rýchlosť v osi x:

$$v_x = v \cdot \cos\varphi = r_w \cdot \omega \cdot \cos\varphi$$

Pracovný rozsah „ $\varphi$ “:

$$-\frac{\alpha}{2} < \varphi < \frac{\alpha}{2}$$

Rýchlosť v osi y:

$$v_y = r_w \cdot \omega \cdot \sin\varphi$$

Minimálna rýchlosť:

$$v_{x\min} = r_w \cdot \omega \cdot \cos\frac{\alpha}{2}$$



Maximálna rýchlosť:

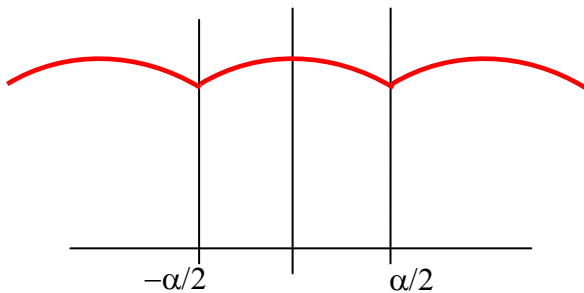
$$v_{xmax} = r_w \cdot \omega$$

Nerovnomernosť chodu:

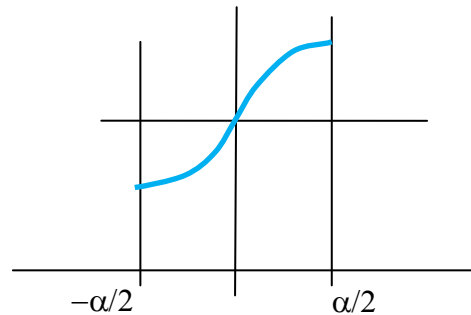
$$\delta = \frac{v_{xmax} - v_{xmin}}{v_{xmax}} \cong 0,5 \cdot \left(\frac{\pi}{z}\right)^2$$

Zrýchlenie v osi x:

$$a_x = \frac{dv_x}{dt} \cdot \frac{d\varphi}{d\varphi} = -r_w \cdot \omega^2 \cdot \sin\varphi$$



Priebeh rýchlosti  $v_x$



Priebeh rýchlosti  $v_y$

Výhodou reťazových prevodov je tvarová väzba, ktorá zamedzuje preklz kolies. V porovnaní s remeňovými prevodmi nie je potrebné vyvodenie predpätia, preto je menšie namáhanie hriadeľa a ložísk. Majú dobrú odolnosť voči teplotám, môžu byť krátkodobo preťažované, ich účinnosť je vysoká až 98 %.

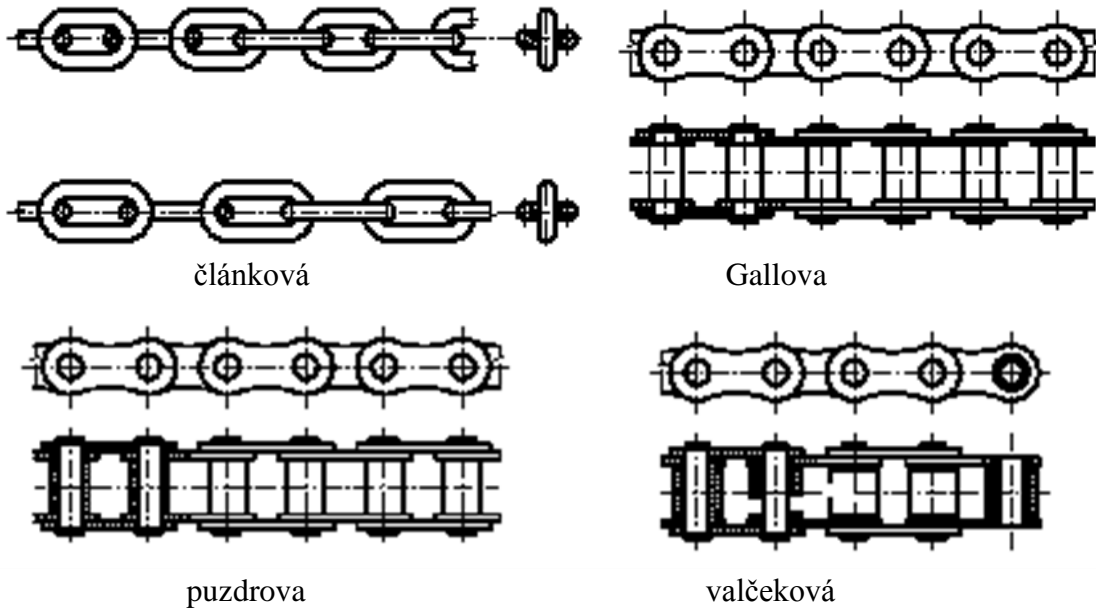
Nevýhodou reťazových prevodov je hlučný chod, obmedzené obvodové rýchlosti (do 15  $ms^{-1}$ ), nerovnomernosť chodu. Prevod je náročný na presnosť nastavenia hriadeľov a správne napnutie reťaze. Aspoň jedno z kolies musí byť radiálne nastaviteľné, aby bolo možné reťaz napnúť, alebo použiť nastaviteľnú kladku. Reťazové prevody vyžadujú mazanie reťaze – ktoré má výrazný vplyv na jej životnosť.

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

*Zdvíhacie reťaze* sa používajú na zdvíhanie bremien. Na tieto účely sa používajú hlavne *článkové* a *Gallove reťaze*.

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

*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.

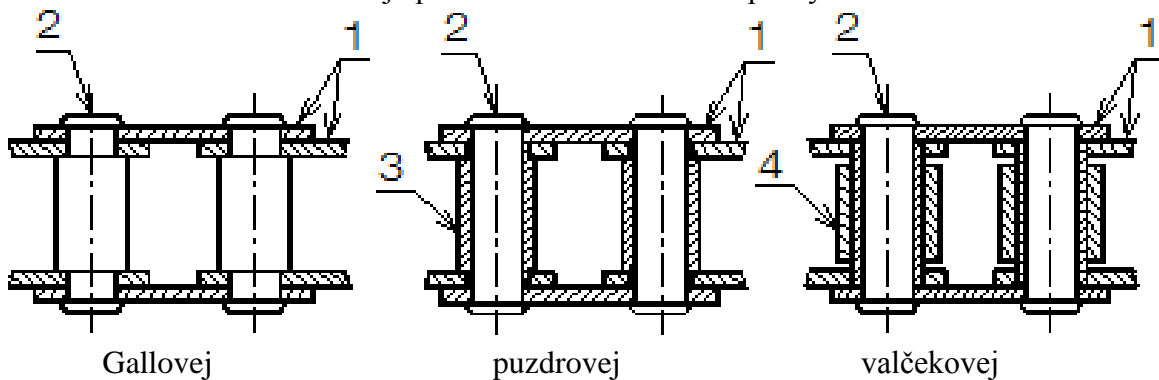


Reťaze sú typizované a normalizované, vyrábajú sa v širokých rozmerových radoch.

*Gallova reťaz* jednoduchej konštrukcie sa skladá z rovných oceľových pásov 1 (vonkajších a vnútorných), ktoré sú otočne uložené na oceľových čapoch 2. Dotyková plocha medzi čapom a pásom je malá, namáhanie reťaze je veľké. Je vhodná do rýchlostí  $0,5 \text{ ms}^{-1}$ .

*Puzdrová reťaz* 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, otláčenie medzi týmito časťami je menšie. Je vhodná pre rýchlosti  $0,7 - 1 \text{ ms}^{-1}$ .

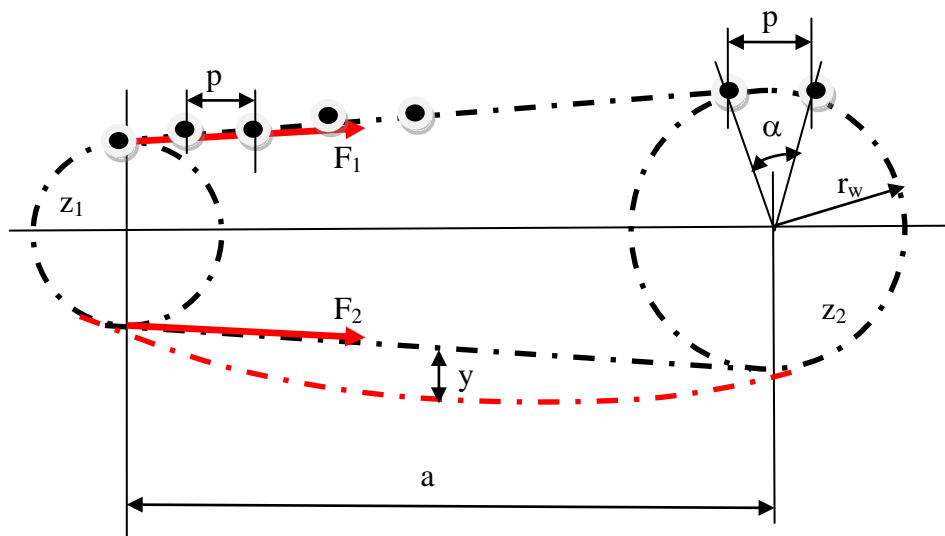
*Valčeková reťaz* je podobná puzdrovej, na puzdre má ešte voľne nasadený dutý valček 4. Týmto valčekom sa dosiahne zmenšenie trenia medzi reťazou a zubami reťazového kolesa, pretože valček sa voľne odvalčuje po boku zuba. Sú vhodné pre rýchlosti od  $5 - 20 \text{ ms}^{-1}$ .





### Geometria reťazových prevodov

Geometria reťazového prevodu je daná geometriou reťaze a počtom zubov reťazových kolies. Základným rozmerom reťaze je rozstup reťaze „p“ a priemer článku reťaze „d“.



$$\alpha = \frac{360^\circ}{z}$$

Rozstupová kružnica:

$$r_w = \frac{p}{2} \cdot \frac{1}{\sin \frac{180^\circ}{z}}$$

$$\frac{\alpha}{2} = \frac{180^\circ}{z}$$

$$d_w = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z}}$$

Minimálna osová vzdialenosť:

$$a_{min} = r_{a1} + r_{a2} = 0,5 \cdot (d_{a1} + d_{a2}) + (30 \approx 50mm)$$



Počet článkov reťaze určíme nasledovne:

$$j = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2a}{p} + \left( \frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{p}{a}$$

Počet článkov reťaze je potrebné navrhnuť v párnom počte.

### **Silové pomery v reťazovom prevode**

Obvodová sila:

$$F = \frac{M_{k1}}{r_{w1}}$$

Sily vo vetvách reťaze:

Sila  $F_1$  v ťahanej vetve:

$$F_1 = F + F_2$$

Sila  $F_2$  v tlačenej vetve:

$$F_2 = F_{vc} + F_{vq}$$

$F_{vc}$ - sila odstredivá

$F_{vq}$  – sila od tiaže reťaze

$q$ - merná hmotnosť 1metra reťaze

$y$  – previs reťaze

$$F_{vc} = q \cdot v^2$$

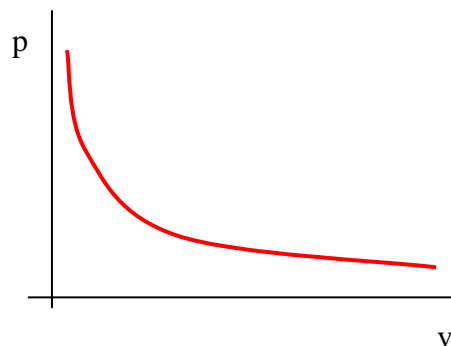
$$F_{vq} = \frac{q \cdot g \cdot a}{8 \cdot y}$$

Pre všeobecnú polohu reťazového prevodu:

$$F_{vq} = k_f \cdot q \cdot g \cdot a$$

Kde:

$k_f$ - súčiniteľ sklonu reťazového prevodu,  $k_f=6$  pre vodorovný prevod,  $k_f=1$  pre zvislý prevod



Závislosť rozstupu reťaze od rýchlosti

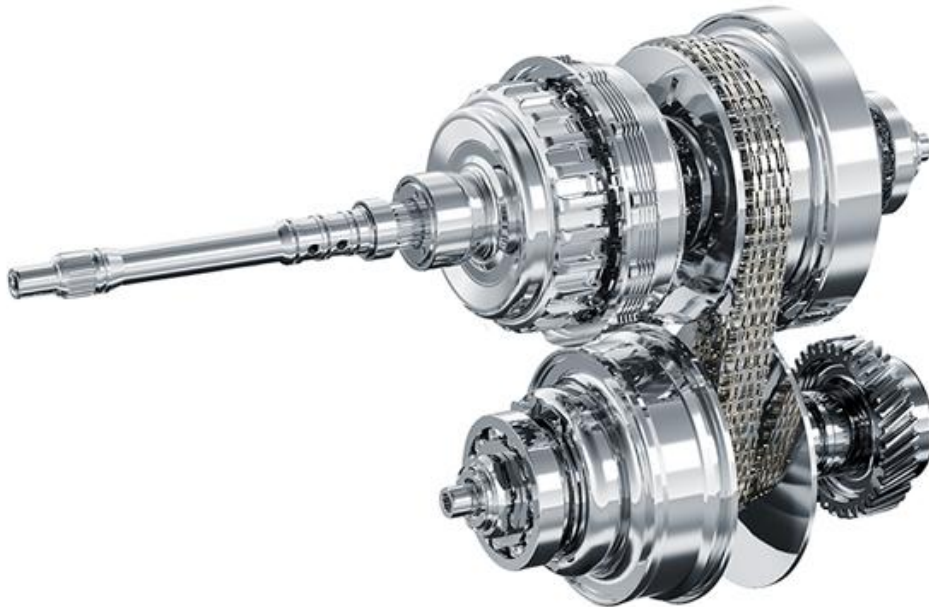
### **Návrh reťazového prevodu**



Vid' ST

***Reťazový prevod ako základ***

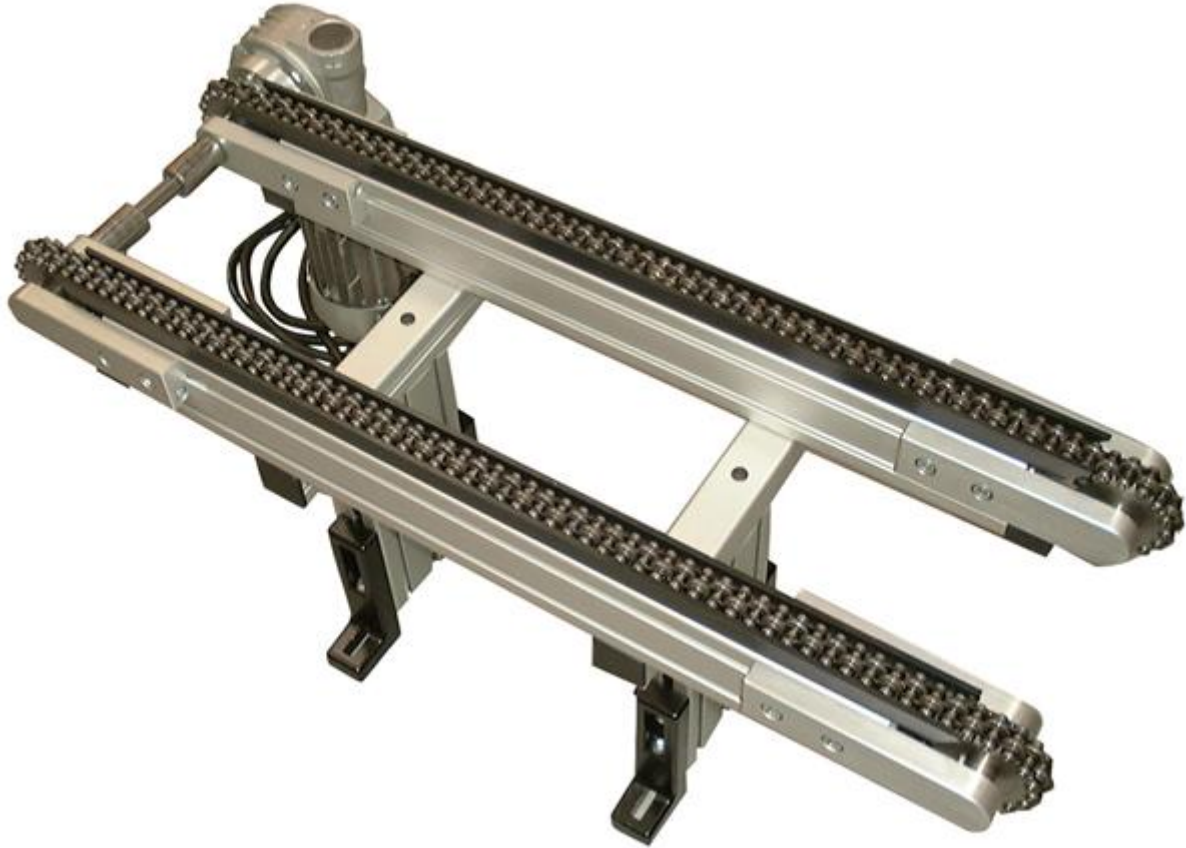
Variátorov



Presných prevodov - Časovania rozvodov



Dopravníkov



### Trecie prevody





### Konštruovanie strojov a strojových súčiastok

Blok č: 14

Prednášajúci: prof. Ing. Robert Grega, PhD.

Trecie prevody využívajú k prenosu rotačného pohybu a výkonu treciu silu v mieste styku dvoch navzájom pritlačovaných kolies (hnacieho s priemerom  $d_1$  a hnaného s priemerom  $d_2$ ).

Výhodou trecích prevodov je ich nízka hlučnosť, vhodnosť pre aplikácie s vysokými otáčkami, jednoduchá konštrukcia, pomerne nízke náklady, možnosť zmeny prevodového pomeru a reverzácie aj za chodu.

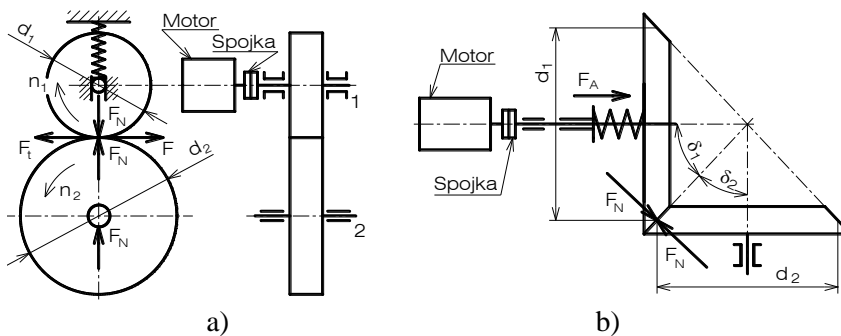
Ich nevýhodou je nepresný prevodový pomer spôsobený sklzom, zmena priemerov  $d_1$  a  $d_2$  následkom opotrebovania trecích kotúčov, potreba prítlačnej sily.

Prevodový pomer trecích prevodov:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1} \cdot \frac{1}{1 - \vartheta}$$

$\vartheta$  - sklz – sklz nie je prekáž! – je to rozdiel obvodových rýchlostí kolies, obyčajne do 2%

$$\vartheta = \frac{v_1 - v_2}{v_1}$$



Obr. Trecie prevody: a) čelné spájajú rovnobežné hriadele, b) kužeľové spájajú rôznobežné hriadele.

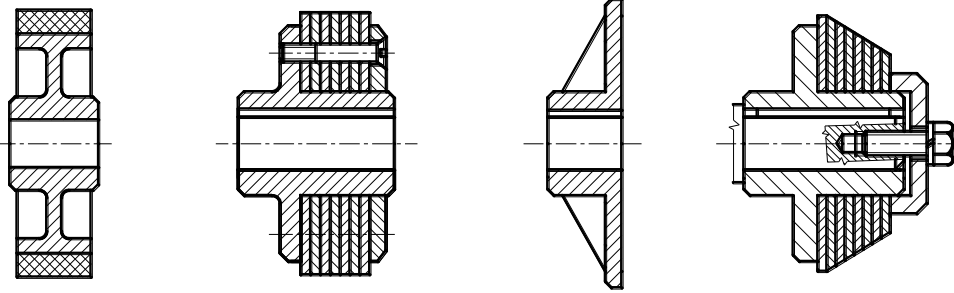
V trecích prevodoch sa zaťaženie a pohyb prenáša z hnacieho kola na hnané trením. Trecia sila  $F_T$  je daná vzťahom  $F_T = F_N \cdot f$ . Kolesá je preto potrebné pritlačiť k sebe silou  $F_N$ . Veľkosť tejto sily sa určuje z podmienky, aby trecia sila  $F_T$  v dotykovej ploche bola väčšia ako prenášaná obvodová sila  $F$ , čiže  $F_T > F$ . Ak uvažujeme prenos zaťaženia so *súčiniteľom bezpečnosti proti preklznutiu*  $k$ , potom trecia sila je rovná  $F_T = k \cdot F$ .

Hodnota súčiniteľa trenia  $f$  závisí od materiálov dotkových plôch, napríklad pre dvojice:

liatina - liatinaje:  $f = 0,15 - 0,2$ ;

ocel - oceľ:  $f = 0,15 - 0,2$ ;

ocel - pryž:  $f = 0,35 - 0,45$ .



Obr. Konštrukcia trecích kolies

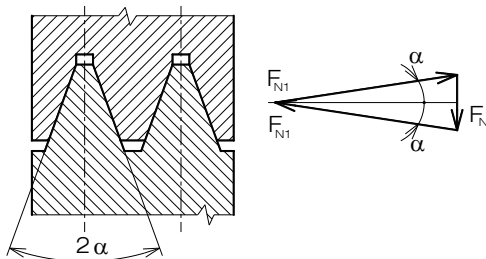
Príklady vyhotovenia trecích kolies s ohľadom na zvýšenie hodnoty súčiniteľa trenia  $f$  sú na obr.

Potrebná prítlačná sila  $F_N$  je daná vzťahom

$$F_N = \frac{k \cdot F}{f}$$

kde  $k = 1,25 - 1,5$  pre silové prevody.

Prítlačnú silu  $F_N$  je potrebné vyvinúť pritlačením kotúčov. Jej hodnota je pomerne veľká, čo spôsobuje namáhanie hriadeľov a ložísk. Zníženie prítlačnej sily je možné ovplyvniť hodnotou súčiniteľa trenia  $f$ , prípadne použitím trecích kolies s klinovými žliabkami.



Obr.12.5. Trecie koleso s klinovou drážkou

Trecia sila v jednom žliabku je

$$F_T = 2 \cdot F_{N1} \cdot f$$

Potrebná prítlačná sila v jednom žliabku

$$F_N = 2 F_{N1} \sin \alpha$$

Po vyjadrení sily  $F_{N1}$  hodnota súčiniteľa trenia  $f'$  v klinovom žliabku

$$f' = \frac{f}{\sin \alpha}$$

Napr.ak uhol  $\alpha=15^\circ$  je  $f' = 3,86 \cdot f$ .

Potrebná prítlačná sila pri kolese s jedným žliabkom poklesne 3,86 – krát, pri použití viacerých žliabkov - Počet žliabkov býva maximálne 8 – Pozor! – neplatí že súčiniteľ trenia je násobkom počtu žliabkov.

### Trecie prevody ako základ variátorov

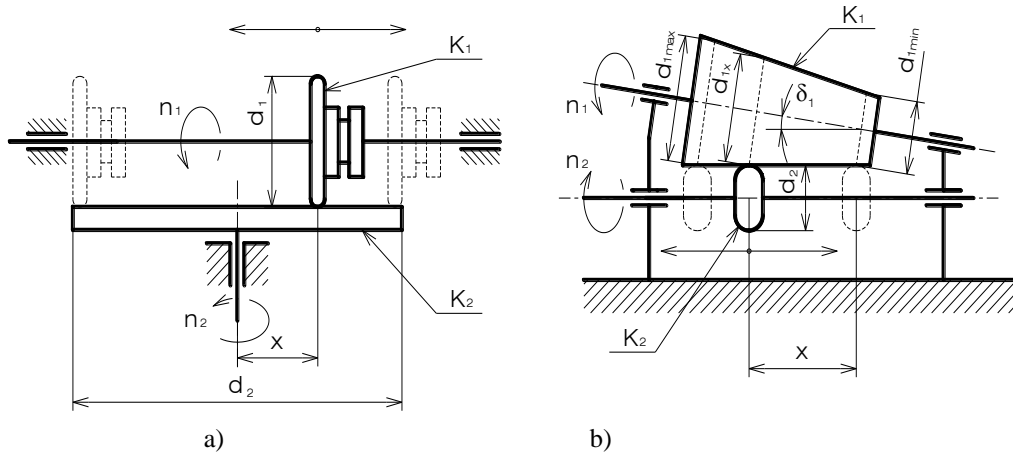
Prevod trecími kolesami s plynule meniteľným prevodovým pomerom pre určitý regulačný rozsah sa nazýva variátor (obr.12.6a). Hnacie koleso  $K_1$  je na hriadeľi posuvne uložené. Pre ľubovoľnú polohu  $x$  hnaného kotúča  $K_2$  prevodový pomer  $i_x$  je vyjadrený vzťahom

Konštruovanie strojov a strojových súčiastok

Blok č: 14

Prednášajúci: prof. Ing. Robert Grega, PhD.

$$i_x = \frac{n_1}{n_{2x}} = \frac{d_{2x}}{d_1} = \frac{x}{d_1}$$



Obr. Trecie prevody s premenlivým prevodovým pomerom - variátory

Maximálna hodnota prevodového pomeru

$$i_{\max} = \frac{n_1}{n_{2\min}} = \frac{d_{2\max}}{d_1}$$

Minimálna hodnota prevodového pomeru

$$i_{\min} = \frac{n_1}{n_{2\max}} = \frac{d_{2\min}}{d_1}$$

Regulačný rozsah variátora

$$R = \frac{i_{\max}}{i_{\min}} = \frac{d_{2\max}}{d_{2\min}}$$

Iný typ variátora je na obr.b). Pre tento typ možno podobne stanoviť prevodový pomer a regulačný rozsah variátora

$$i_x = \frac{d_2}{d_{1x}} = \frac{d_2}{d_1 + 2 \cdot x \cdot \sin \alpha} = \frac{\omega_1}{\omega_{2x}},$$

$$R = \frac{i_{\max}}{i_{\min}} = \frac{d_{1\max}}{d_{1\min}}$$



## Traction Continuously Variable Transmissions

