

VÝPOČET ŘETĚZOVÝCH PŘEVODŮ

Návrh výpočtu řetězového převodu vychází z norem ČSN 01 4809 a DIN 8195

Při volbě řetězu a prvním návrhu řetězu se vychází z diagramu 1 a 2, kde křivky ohraničují rozmezí výkonu jednotlivých řetězů, a platí pouze pro řetězové převody, u kterých má hnací kolo $z_1 = 19$ zubů a hnané $z_2 = 57$ zubů. Další podmínkou je vzdálenost os $a = 40 \cdot p$, (u DIN = 100 článků) $\rho = 1$, $\varphi = 1$ a $\mu = 1$ uvažovaná životnost 10 000 (15 000 u DIN) provozních hodin a přípustné prodloužení řetězu vlivem opotřebení 2% (u DIN 3%) ze základní délky řetězu.

V praxi jsou provozní podmínky působící na řetěz velmi různé, proto je nutno provést přepočtení oproti ideálnímu stavu. Hodnotu přenášeného výkonu P upravíme na hodnotu:

$$P_D = \frac{P}{\mu\varphi\chi} \quad \text{přičemž } \chi = \text{činitel výkonu z tabulky 1}$$

$\varphi = \text{činitel provedení}$

$\varphi = 1$ pro řetězy uvedené v diagramu 1 a 2

$\varphi = 0,8$ pro řetězy neuvedené v diagramu 1 a 2

$\varphi = 1,5$ pro řetězy s dlouhou roztečí dle ČSN 02 3315 (DIN 8181)

$\mu = \text{činitel mazání a zjistí se z tabulky 2 (podrobněji viz "Mazání řetězů")}$.

S takto přepočteným výkonem a s pomocí diagramu 1 nebo 2 (podle toho jaký volíme řetěz) určíme velikost řetězu. Nyní podělíme předem navrženou osovou vzdálenost roztečí řetězu a s pomocí tabulky 3 určíme další opravný činitel vzdálenosti os ρ . Tímto činitelem dělíme výkon P_D a dostaneme korigovaný výkon P'_D . Pomocí P'_D přezkoušíme popřípadě ještě upravíme navržený řetěz dle diagramu 1 nebo 2.

Tabulka 1 Činitel výkonu χ

Převodový poměr i	Činitel rázů $Y = 1$ Počet zubů z_1 malého kola					Činitel rázů $Y = 2$ Počet zubů z_1 malého kola					Činitel rázů $Y = 3$ Počet zubů z_1 malého kola					Činitel rázů $Y = 4$ Počet zubů z_1 malého kola				
	13	17	19	21	≥ 25	13	17	19	21	≥ 25	13	17	19	21	≥ 25	13	17	19	21	≥ 25
	1	(0,39)	0,73	0,83	0,93	1,11	(0,28)	0,53	0,60	0,67	0,81	(0,24)	0,42	0,52	0,58	0,70	(0,21)	0,34	0,43	0,53
2	0,50	0,82	0,93	1,04	1,26	(0,36)	0,60	0,68	0,76	0,92	(0,30)	0,50	0,59	0,66	0,80	(0,26)	0,44	0,52	0,61	0,73
3	0,57	0,88	1,00	1,12	1,36	0,42	0,65	0,73	0,82	0,99	(0,35)	0,55	0,63	0,71	0,86	(0,29)	0,51	0,58	0,65	0,79
5	0,64	0,96	1,09	1,22	1,49	0,47	0,71	0,80	0,89	1,09	0,40	0,61	0,69	0,77	0,94	(0,33)	0,57	0,63	0,71	0,86
≥ 7	0,67	1,02	1,15	1,30	1,59	0,49	0,75	0,85	0,95	1,16	0,42	0,64	0,73	0,82	1,00	(0,35)	0,59	0,67	0,75	0,92

Provozní podmínky pro hodnoty v závorkách se nedoporučují.

Při použití tabulky 1 je nutno uvažovat pro malé kolo index 1 bez ohledu jestli je hnací nebo hnané. Pro převody $i < 1$ se hodnota χ (λ) odečítá z převrácené hodnoty $\frac{1}{i}$

Tabulka 2 Činitel mazání μ

Rozmezí výkonu	Rychlost řetězu v ms^{-1}	Činitel mazání μ pro			Druhy mazání		
		bezvadné mazání	nedostatečné mazání bez se znečištění (m)	bez mazání	vhodné	přípustné	
I	do 4	1	0,6	0,3	0,15	Lehké mazání kapkami, 4 až 14 kapek za min.	Tukové mazání. Ruční mazání.
II	do 7		0,3	0,15	nepřípustné	Ponorné mazání máčením v olejové lázni.	Mazání kapkami, asi 20 kapek za min.
III	do 12	nepřípustné				Tlakové oběžné mazání	Olejevé lázeň s odstředivým kotočcem.
	přes 12					Mazání olejovou mlhou. Tlakové, oběžné mazání s tryskou pro tvoření nejmenších kapiček. Olejové chlazení je-li žádoucí, upravit!	Tlakové oběžné mazání.

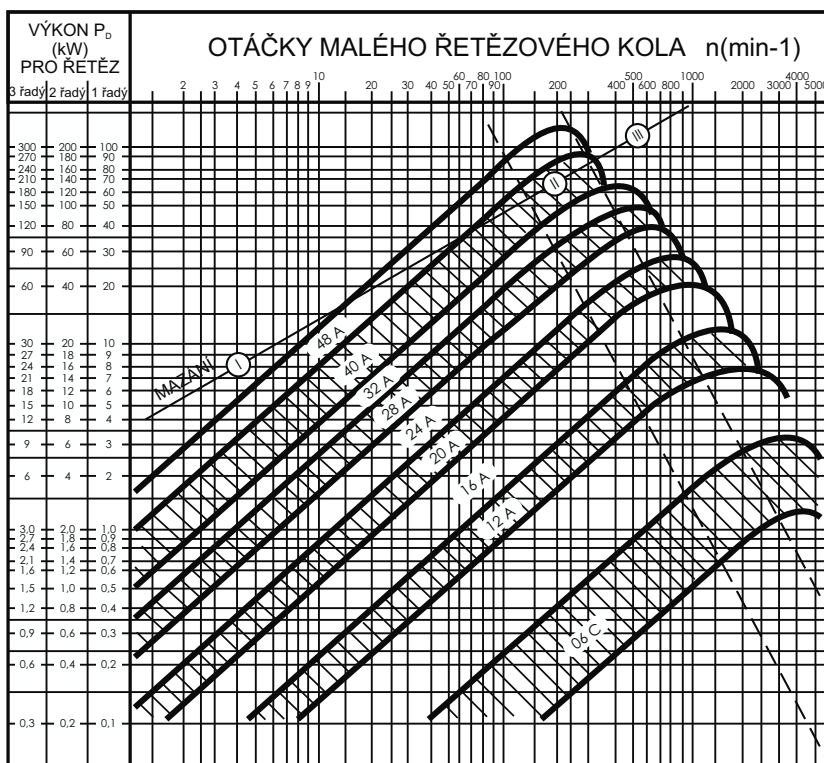
Tabulka 3 Činitelé vzdálenosti os ρ

$a = 20 \cdot p$	$a = 40 \cdot p$	$a = 80 \cdot p$	$a = 160 \cdot p$
0,85	1,00	1,15	1,30

DIAGRAM 1



DIAGRAM 2



Hodnoty činitele rázů Y se volí dle rázů, které vyvolává v převodu pracovní stroj.

- Y = 1 Bezrázový převod
- Y = 2 Lehké rázy, střední přechodné zatížení
- Y = 3 Střední rázy, abnormální přechodné zatížení
- Y = 4 Těžké nárazy, střední přenášené rázy

Příklady číselných hodnot Y ukazuje tabulka 4.

Výpočtová kontrola zvoleného řetězu

Pro kontrolu zvoleného řetězu provedeme výpočet skutečných poměrů v řetězovém převodu a porovnáme je s hodnotami dovolenými. Pokud navržený řetěz těmto hodnotám nevyhoví, musí se provést nová volba.

$$\text{Obvodová rychlost řetězu } v = \frac{d \cdot n_1}{19100} \text{ [ms}^{-1}\text{]}$$

kde d je průměr roztečné kružnice hnacího kola

$$d = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} \text{ [mm]}$$

n_1 = otáčky hnacího kola [min⁻¹]

Pro porovnání ukazuje diagram 3 přípustné obvodové rychlosti řetězů.

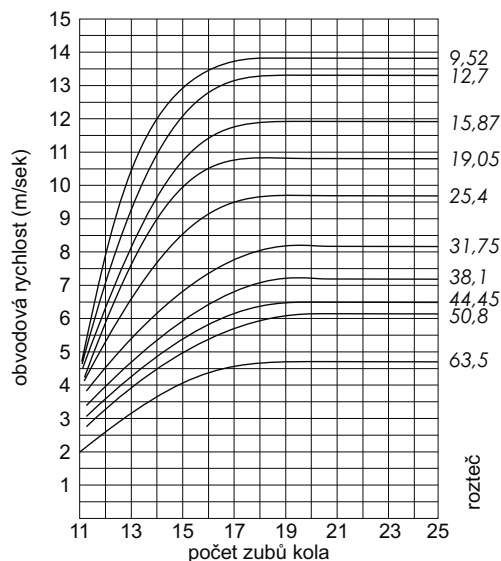
Obvodová síla na řetězovém kole od přenášeného výkonu

$$F_o = \frac{P \cdot 1000}{v} \text{ [N]}$$

P = přenášený výkon [kW]

v = obvodová rychlost [ms⁻¹]

Diagram 3 Přípustné obvodové rychlosti řetězů



Obvodová síla způsobená účinkem odstředivé síly

$$F_{oc} = q \cdot v^2 \text{ [N]}$$

q = hmotnost 1 m řetězu [kg m⁻¹] (viz.tabulky katalogu)

Celková tahová síla

$$F_t = F_o + F_{oc} \text{ [N]}$$

Výpočtový tlak v kloubu řetězu

$$p_p = \frac{F_t}{S} \text{ [MPa]}$$

S = plocha kloubu řetězu

$S = d_2 \cdot b_2$ [mm²] d_2 = průměr čepu [mm] b_2 = vnější šířka vnitřního článku řetězu (délka pouzdra) [mm], viz. tabulky katalogu

Směrný tlak v kloubu řetězu [p_1] určuje tabulka 5 a je potřebný k určení dovoleného tlaku.

Dovolený tlak v kloubu řetězu

$$p_d = p_1 \cdot \lambda \text{ [MPa]}$$

λ = součinitel tření (viz. tabulka 6)

Tabulka 5 Směrný tlak v kloubu řetězu p_1

Rychlost řetězu v $m\ s^{-1}$	Tlak v kloubu řetězu p_1 [$N\ cm^{-2}$] při počtu zubů malého kola															
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	≥ 25	
0,1	3129	3129	3129	3139	3139	3149	3178	3198	3198	3208	3247	3247	3247	3247	3286	
0,2	2796	2923	3002	3012	3021	3021	3041	3041	3041	3071	3100	3119	3149	3169	3189	
0,4	2590	2708	2757	2825	2845	2865	2894	2914	2933	2943	2963	2972	2992	3021	3051	
0,6	2413	2511	2609	2678	2708	2737	2776	2786	2815	2835	2845	2865	2904	2943	2972	
0,8	2246	2384	2453	2531	2570	2619	2659	2678	2708	2727	2757	2776	2796	2835	2855	
1,0	2129	2266	2335	2413	2472	2541	2560	2590	2639	2668	2678	2708	2746	2766	2796	
1,5	1864	2001	2119	2207	2276	2335	2403	2433	2462	2492	2521	2551	2580	2600	2619	
2,0	1668	1805	1933	2029	2109	2178	2217	2276	2325	2364	2394	2423	2453	2482	2511	
2,5	1511	1658	1795	1893	1982	2050	2090	2148	2188	2227	2266	2305	2345	2347	2413	
3,0	1364	1521	1648	1756	1854	1942	2001	2050	2090	2129	2168	2207	2237	2276	2305	
4,0	1138	1305	1442	1560	1667	1746	1815	1873	1913	1962	2001	2040	2070	2109	2132	
5,0	932	1109	1275	1393	1491	1589	1668	1736	1785	1834	1877	1903	1942	1972	2011	
6,0		952	1108	1256	1364	1472	1550	1619	1658	1697	1746	1785	1725	1864	1893	
7,0			961	1099	1236	1354	1432	1501	1560	1599	1648	1687	1727	1766	1805	
8,0				981	1118	1226	1334	1403	1472	1521	1560	1609	1648	1687	1717	
10,0					912	1050	1148	1236	1305	1364	1403	1442	1491	1530	1560	
12,0						883	991	1099	1167	1236	1285	1334	1373	1403	1442	
15,0							785	912	999	1059	1118	1167	1216	1256	1295	
18,0								736	814	893	952	1010	1069	1118	1158	
21,0									667	755	814	883	942	991	1030	
24,0										500	588	667	730	804	863	912

Směrné hodnoty podle tab. 5 platí pro provozní dobu asi 10.000 hodin při $Y = 1$, $\mu = 1$, $q = 1$, běhu řetězu přes 2 kola a převodovém poměru

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = 3.$$

Součinitel bezpečnosti proti přetržení při statickém zatížení

$$k_s = \frac{F_B}{F_t} \geq 7$$

F_B = pevnost řetězu při přetržení [N] (viz tabulky katalogu)

Součinitel bezpečnosti proti přetržení při dynamickém zatížení

$$K_d = \frac{F_B}{F_t Y} \geq 5$$

Y = součinitel rázů (viz. tabulka 4)

Pokud navržený řetěz nesplňuje některou z uvedených hodnot, je nutno volit řetěz o větší rozteči, popř. o vyšší pevnosti.

Výpočet počtu článků řetězu ze zvolené osové vzdálenosti

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

Dle vypočteného počtu článků volíme nejbližší sudý počet článků. Lichý počet článků volíme výjimečně, neboť je nutno použít redukční článek, který snižuje pevnost řetězu. Pro zvolený počet článků přepočteme osovou vzdálenost.

Výpočet osové vzdálenosti

$$a = \frac{p}{8} \left[2x - z_1 - z_2 + \sqrt{(2x - z_1 - z_2)^2 - F (z_2 - z_1)^2} \right]$$

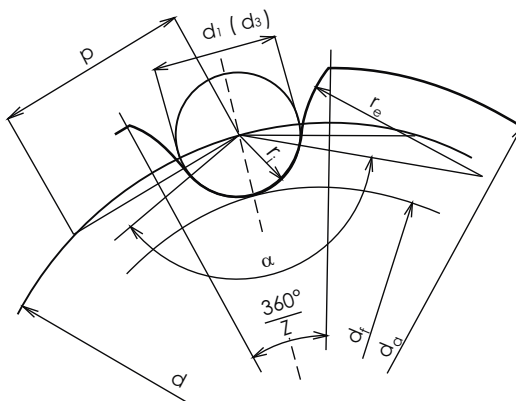
součinitel F odečteme z tabulky 7

Tabulka 7 Součinitel F

$\frac{x - z_1}{z_2 - z_1}$	F	$\frac{x - z_1}{z_2 - z_1}$	F	$\frac{x - z_1}{z_2 - z_1}$	F	$\frac{x - z_1}{z_2 - z_1}$	F
12,00	0,8106	2,90	0,8116	1,37	0,8215	1,19	0,8310
11,00	0,8106	2,80	0,8118	1,36	0,8219	1,18	0,8318
10,00	0,8107	2,70	0,8119	1,35	0,8222	1,17	0,8326
9,00	0,8107	2,60	0,8121	1,34	0,8226	1,16	0,8336
8,00	0,8107	2,50	0,8123	1,33	0,8230	1,15	0,8346
7,00	0,8108	2,40	0,8125	1,32	0,8234	1,14	0,8358
6,00	0,8108	2,30	0,8127	1,31	0,8238	1,13	0,8372
5,00	0,8109	2,20	0,8130	1,30	0,8243	1,12	0,8387
4,80	0,8109	2,10	0,8134	1,29	0,8248	1,11	0,8405
4,60	0,8109	2,00	0,8138	1,28	0,8253	1,10	0,8425
4,40	0,8110	1,90	0,8143	1,27	0,8258	1,09	0,8448
4,20	0,8110	1,80	0,8150	1,26	0,8264	1,08	0,8474
4,00	0,8110	1,70	0,8158	1,25	0,8270	1,07	0,8503
3,80	0,8111	1,60	0,8170	1,24	0,8276	1,06	0,8537
3,60	0,8112	1,50	0,8185	1,23	0,8282	1,058	0,8544
3,40	0,8113	1,40	0,8207	1,22	0,8289	1,056	0,8551
3,20	0,8114	1,39	0,8209	1,21	0,8295	1,054	0,8559
3,00	0,8115	1,38	0,8212	1,20	0,8302	1,052	0,8567

Výpočet rozměrů řetězových kol pro válečkové a pouzdrové řetězy

Rozměry řetězových kol se určí dle vztahů uvedených v tabulce 8 a 9.



Tabulka 8

NÁZEV PARAMETRU	Zn	VZOREC PRO VÝPOČET
průměr roztečné kružnice	d	$d = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z}}$
průměr patní kružnice	d_f	$d_f = d - 2r_i$
Pro mezeru s nejmenší šířkou 1. Poloměr dna zubní mezery 2. Poloměr boku zubů 3. Úhel otevření	$r_{i \min}$ $r_{e \min}$ α_{\max}	$r_{i \min} = 0,505 \cdot d_1 (d_3)$ $r_{e \min} = 0,12 \cdot d_1 (d_3) \cdot (z+2)$ $\alpha_{\max} = 140^\circ - \frac{90^\circ}{z}$
Pro mezeru s největší šířkou 1. Poloměr dna zubní mezery 2. Poloměr boku zubů 3. Úhel otevření	$r_{i \max}$ $r_{e \max}$ α_{\min}	$r_{i \max} = 0,505 \cdot d_1 (d_3) + 0,069 \cdot \sqrt[3]{d_1 (d_3)}$ $r_{e \max} = 0,008 \cdot d_1 (d_3) \cdot (z^2+180)$ $\alpha_{\min} = 120^\circ - \frac{90^\circ}{z}$
průměr válečku	d_1	
průměr pouzdra	d_3	
průměr hlavové kružnice	d_a	$d_{a \min} = d + 0,5 \cdot d_1 (d_3)$ $d_{a \max} = d + 1,25 p - d_1 (d_3)$

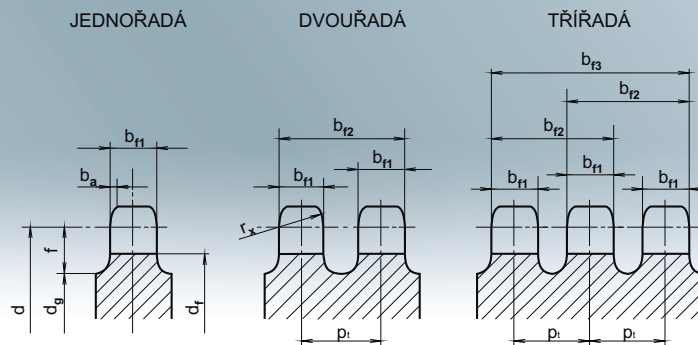
rozměr d_3 platí pouze u pouzdrových řetězů

Výpočet základních rozměrů příčného řezu věnců jednořadých, dvouřadých a třířadých řetězových kol musí být prováděn podle tabulky 9.

Tabulka 9

NÁZEV PARAMETRU	Zn	VZOREC PRO VÝPOČET		
největší průměr věnce	d_g	$d_g = d - 2f$		
rozdíl poloměru rozteč. kružnice a věnce	f	$f = 0,7p$ pro řetězy normální $f = 0,4p$ pro řetězy s dlouhou roztečí		
vzdálenost mezi řadami u víceřadého řetězu	p_t	podle údajů tabulek katalogu		
poloměr zaoblení zubu	r_x	$r_x = 1,5 d_1 (d_3)$		
hodnota zaoblení zubu	b_a	$b_a = (0,1 \div 0,15) d_1 (d_3)$		
vnitřní šířka řetězu	b_1	podle údajů tabulek katalogu		
šířka zubu řetězového kola		rozteč řetězu		
			$p \leq 12,7$	$p > 12,7$
		jednořadého	$0,93 b_1$	$0,95 b_1$
		dvouřadého	$0,91 b_1$	$0,93 b_1$
	třířadého	$0,88 b_1$	$0,93 b_1$	
šířka věnce řetězového kola	dvouřadého	b_{f2}	$0,91 b_1 + p_t$	$0,93 b_1 + p_t$
	třířadého	b_{f3}	$0,91 b_1 + 2p_t$	$0,93 b_1 + 2p_t$

Řetězová kola:



Konstrukční doplnění k tabulkám 8 a 9:

1. Je dovoleno provedení hlavy zubu (poloměr r_e) ve tvaru evolventy. Normalizované hodnoty, které jsou v tabulce 8 a 9, musí být zachovány.
2. Maximální drsnost povrchu zubu se doporučuje: $R_a = 3,2 - 6,3$.
3. Maximální radiální házení patní kružnice může být $0,0007 d_t + 0,076$ mm, nejvýše ale 0,76 mm. Maximální boční házení patní kružnice může být $0,0009 d_t + 0,076$ mm, nejvýše ale 1,14 mm.

Tyto hodnoty jsou platné pro všeobecné použití u převodů, na které nejsou kladeny zvláštní požadavky. Ve speciálních případech nutno volit úchytky menší s ohledem na přesnost chodu řetězového převodu, např. ventilové rozvody automobilů .

4. Uvedené výpočtové vzorce a doporučení se nevztahují na volnoběžné vícešupňové pastorky jízdních kol, pro které platí zvláštní norma.
5. Mezní úchytky šířky zubu řetězového kola b_{f1} u jednořadého a b_{f2} u dvouřadého a třířadého se volí h14. Rozměr b_{f3} je informativní.

Rozměry řetězových kol pro řetězy s dlouhou roztečí udává norma ČSN 26 0491.

Firma ČZ Řetězy shrnula své dlouholeté zkušenosti v oblasti řetězových převodů do komplexního výpočtu a návrhu řetězového převodu pomocí počítače. Tímto nabízí svým zákazníkům službu a pomoc při řešení řetězových převodů. Doporučujeme proto svým zákazníkům, aby se spojili s konstrukční kanceláří ČZ Řetězy, která pomůže při návrhu, popř. navrhne nejvýhodnější řešení požadovaného převodu. Pamatujte, že správně navržený převod zaručuje dlouhou životnost, bezproblémovost a nízké náklady na údržbu řetězového převodu.

MATERIÁLY ŘETĚZOVÝCH KOL

Materiály používané na řetězová kola se liší dle druhu převodu a počtu zubů řetězového kola.

Pro pastorky je lépe používat oceli cementační - např. 12020, 14220, protože po tepelném zpracování mají zuby řetězového kola velkou tvrdost a odolávají opotřebení od řetězu. Tyto materiály se používají přednostně proto, že u malého počtu zubů řetězového kola je zub často ve styku s řetězem, čímž je opotřebováván. Řetězová kola O větším počtu zubů je možno vyrábět z nekalené oceli - např. 11600, neboť není zub tak často ve styku s řetězem a přenášená síla se rozloží na více zubů. Velká řetězová kola (pro řetězy s roztečí větší než 19,05mm) se vyrábějí z litiny o tvrdosti asi $HB = 220$, nebo z oceli na odlitky.

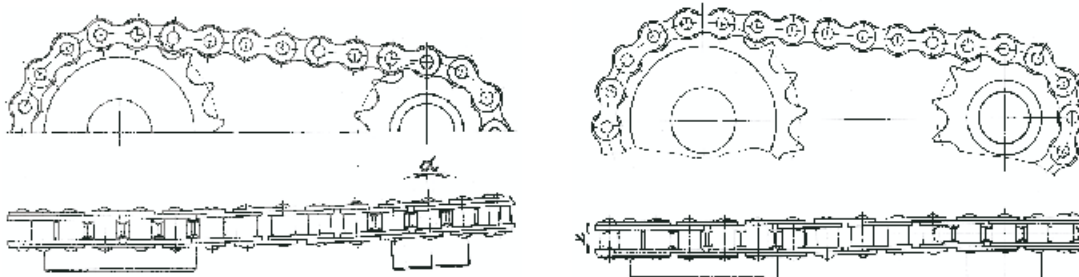
Pro různé převody přenášející malé síly (psací a tiskací stroje, dětské hračky, a pod.) se mohou řetězová kola vyrábět např. z plastických hmot, zinkových slitin, a pod..

ZÁSADY PRO DOBRU FUNKCI ŘETĚZOVÉHO PŘEVODU

Pokud se budete řídit níže uvedenými zásadami, budete spokojeni s bezporuchovostí a dlouhou životností řetězového převodu. Odchytky od těchto zásad snižují životnost řetězu a proto mohou vést k náhlé poruše řetězu.

Zásady:

- Dostatečně dimenzovat hřídele a ložiska, aby se zabránilo kmitání převodu.
- Řetězová kola je nutno montovat do zákrytu a osy hřídelí musí být rovnoběžné. Chybné případy montáže ukazují obrázky 2 a 3. U špatně namontovaného převodu není řetěz namáhán pouze tahovou silou, ale přídavnou silou ohybovou, čímž je snížena životnost řetězu. Může též dojít k přetržení řetězu. Destičky řetězu se vlivem bočních sil třou o boky řetězového kola a nadměrně se vzájemně opotřebovávají.
- Řetězová kola se doporučuje umístit co nejbližší k ložiskům, aby se v nich zmenšil tlak a snížilo se kmitání řetězových kol zaviněné jejich nepřesností při výrobě.
- Dodržet nejmenší počet zubů $z_1 = 17$ u malého řetězového kolečka, neboť při menších počtech zubů se projevuje nadměrné opotřebení řetězu vlivem velkého úhlu, o který se musí otočit kloub řetězu.

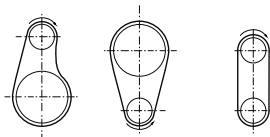


obr. 2 Nerovnoběžnost os řetězových kol

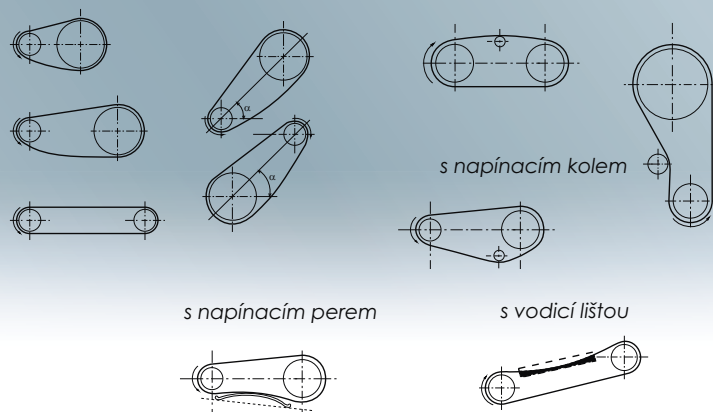
- U velkého řetězového kola se doporučuje nepřekračovat při běžných převodech počet zubů $z_2 = 120$.
- Příklady na obrázcích 4, 5, 6 ukazují jak vhodně a nevhodně volit uspořádání řetězového převodu. Tažnou větev je vždy vhodné umístit nahoře, aby se zlepšila kinematika řetězu. Pokud se použije u řetězového převodu napínací kladka, je nutné použít takovou, která má lichý počet zubů, nebo je hladká. Napínací kladku je lépe volit pevnou se seřizováním, než s pružinou, neboť ta vnáší přídavnou sílu do řetězu.
- Pro dosažení rovnoměrného opotřebení řetězu (pokud to konstrukce dovoluje) používat malé řetězové kolo s lichým počtem zubů.
- Maximální přípustná osová vzdálenost pro běžné převody je stonásobek rozteče řetězu.
- Pro vyrovnání počátečního prodloužení řetězu a pro snížení namáhání opotřebovaného řetězu je nutno konstrukčně zabezpečit osovou přestavitelnost jednoho z hřídelí. Pokud tato podmínka není splnitelná, je nutno do převodu zabudovat napínací kladku.



obr.4 Nevhodně řešené převody



obr.5 Méně vhodně řešené převody

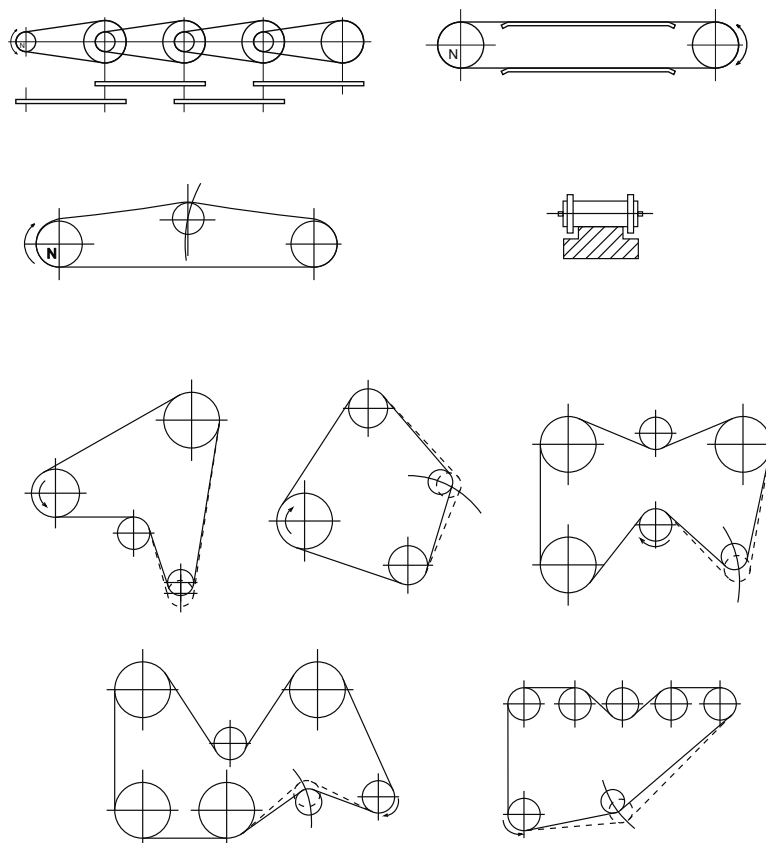


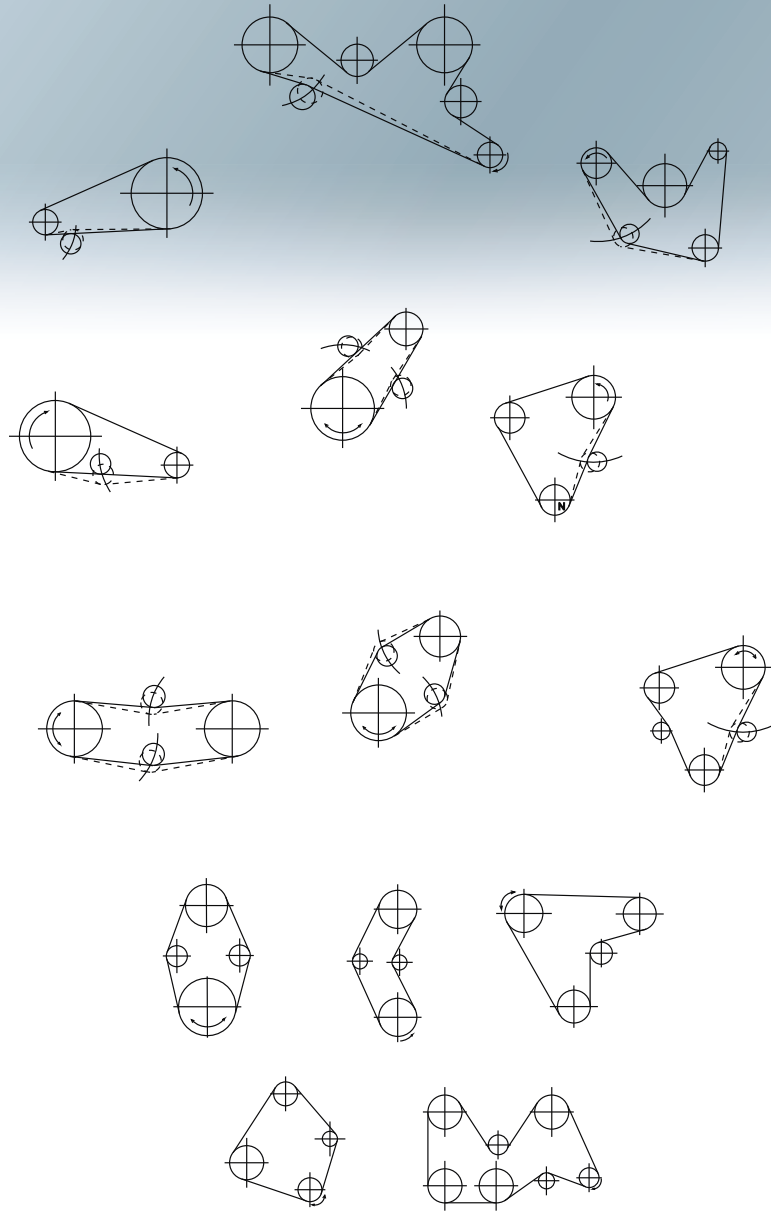
obr.6 Správně řešené převody

KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ ŘETĚZOVÝCH PŘEVODŮ

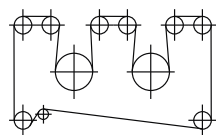
Řetězový převod, jak již bylo řečeno, má mnoho výhod oproti ostatním převodům (řemen, ozubená kola apod.), a proto dovoluje řešit i poměrně složitě uspořádané systémy převodů s mnoha řetězovými koly. Jako ale u každého převodu je nutno pro dobrou funkci a spolehlivost dodržovat určité zásady. Návod, jak řešit vhodně řetězové převody včetně napínacích elementů a vodících lišt, ukazuje obr. 1.

obr. 1 Příklady uspořádání řetězových převodů

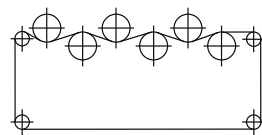




Pohon více hřidelů s napínacími koly



Pohon válečkové dráhy



Pohon lehké válcovací stolice

ŽIVOTNOST ŘETĚZU

Jelikož řetěz je strojní součást sestávající se z mnoha dílů, má též svou technickou životnost. Životnost řetězu se určuje dovoleným prodloužením v provozu. Velikost prodloužení je dána normou a je určena tak, aby řetězový převod zaručoval kvalitní přenos síly, dostatečnou pro bezpečnost provozu. Prodloužení řetězu [ΔL] je vyjádřeno rozdílem délky opotřebovaného řetězu [L] a základní délky řetězu [L_z].

$$\Delta L = L - L_z$$

Základní délka řetězu L_z se vypočte: $L_z = x \cdot p$

x = počet článků

p = rozteč řetězu

Velikost dovoleného prodloužení ΔL_{max} není u všech řetězů stejná:

- řetězy válečkové a pouzdrové pro všeobecné použití $\Delta L_{max} = 2\% L_z$ (dle ČSN), $\Delta L_{max} = 3\% L_z$ (dle DIN)
- řetězy rychloběžné - převážně používané v automobilovém průmyslu (rozvodové, vyvažovací...) se doporučuje $\Delta L_{max} = 1\% L_z$
- řetězy Flyerovy (měřeno v části, která je ve styku s vratnou kladkou) $\Delta L_{max} = 3\% L_z$
- řetězy pro sportovní určení (motocyklové, cyklistické) mají dovolené prodloužení specifické dle užití a zvyklostí zákazníka.

Dovolená prodloužení řetězu uvedená v procentech se vztahují na celkovou délku řetězu.

U řetězů nepoužitých je dovolená maximální výrobní tolerance od základního rozměru:

+ 0,15 % z celkové délky řetězu - válečkový, (dle ČSN a DIN)

+ 0,10 % z celkové délky řetězu - pouzdrový, rychloběžný (pouze dle ČSN)

Jak měřit prodloužení řetězu

- Řetěz demontujte z převodu a vyčistěte. Důležité je, aby nebyly nečistoty nebo zbytky maziva mezi čepem a pouzdem, které by zkreslovaly výsledky měření. Vyčistěný řetěz položte na rovnou podložku, napněte ho, aby se vymezily vůle mezi součástmi a pomocí měřítka změřte jeho délku (rozteč krajních otvorů po spojovacím článku). Měření i určení prodloužení si usnadníte pokud změříte 50 nebo 100 roztečí. Od naměřené hodnoty odečtete základní délku řetězu L_z . Výsledná hodnota $\Delta L = L - L_z$ je velikost prodloužení.

Pro rychlé určení dovoleného prodloužení $\Delta L_{max} = cca 2\%$ je určena následující tabulka.

Rozteč řetězu		ΔL_{max} na 50 článků [mm]	ΔL_{max} na 100 článků [mm]
v palcích	v mm		
	8,0	8,0	16,0
3/8"	9,525	9,5	19,0
1/2"	12,7	12,7	25,4
5/8"	15,875	16,0	32,0
3/4"	19,05	19,0	38,0
1"	25,4	25,5	51,0

- Méně přesnou metodou určení velikosti prodloužení je měření přímo na převodu. Řetěz musíte měřit v jeho napnuté větvi. Postup vlastního výpočtu je stejný, jako v bodě 1. a délku L změříme na libovolném počtu článků (pokud možno na co největším) pro větší přesnost.