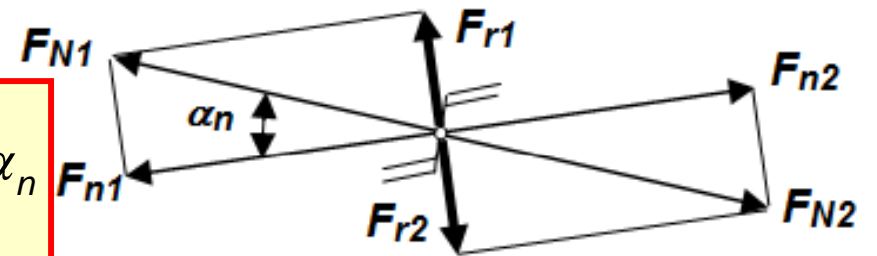
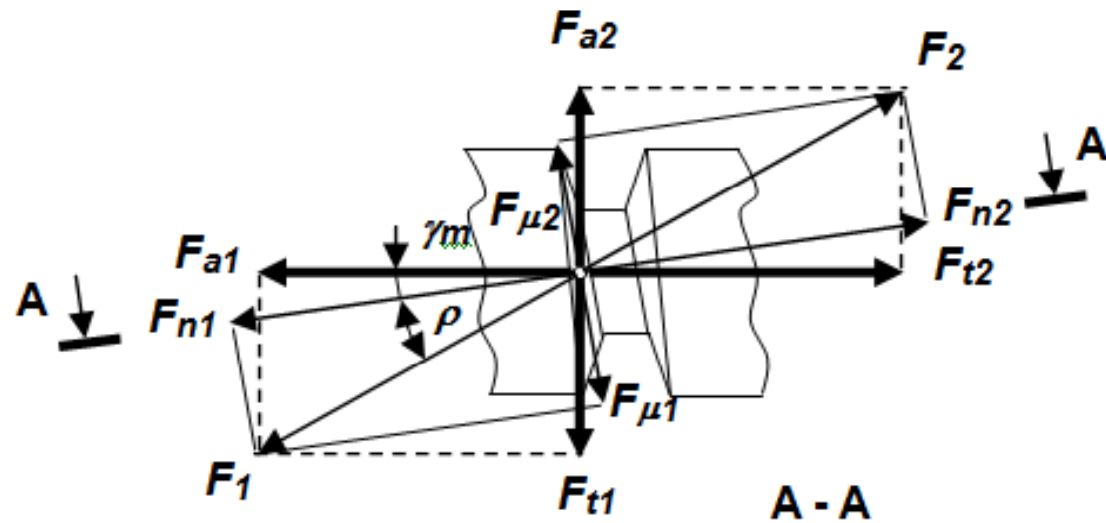
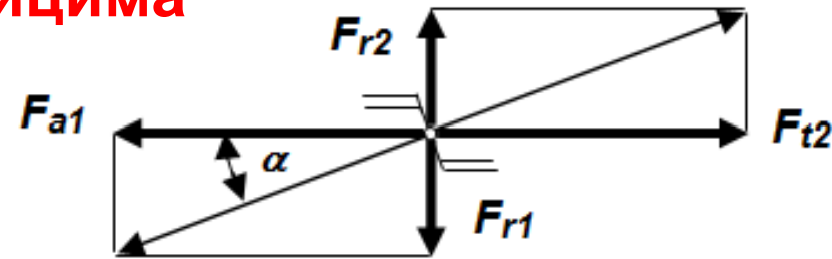


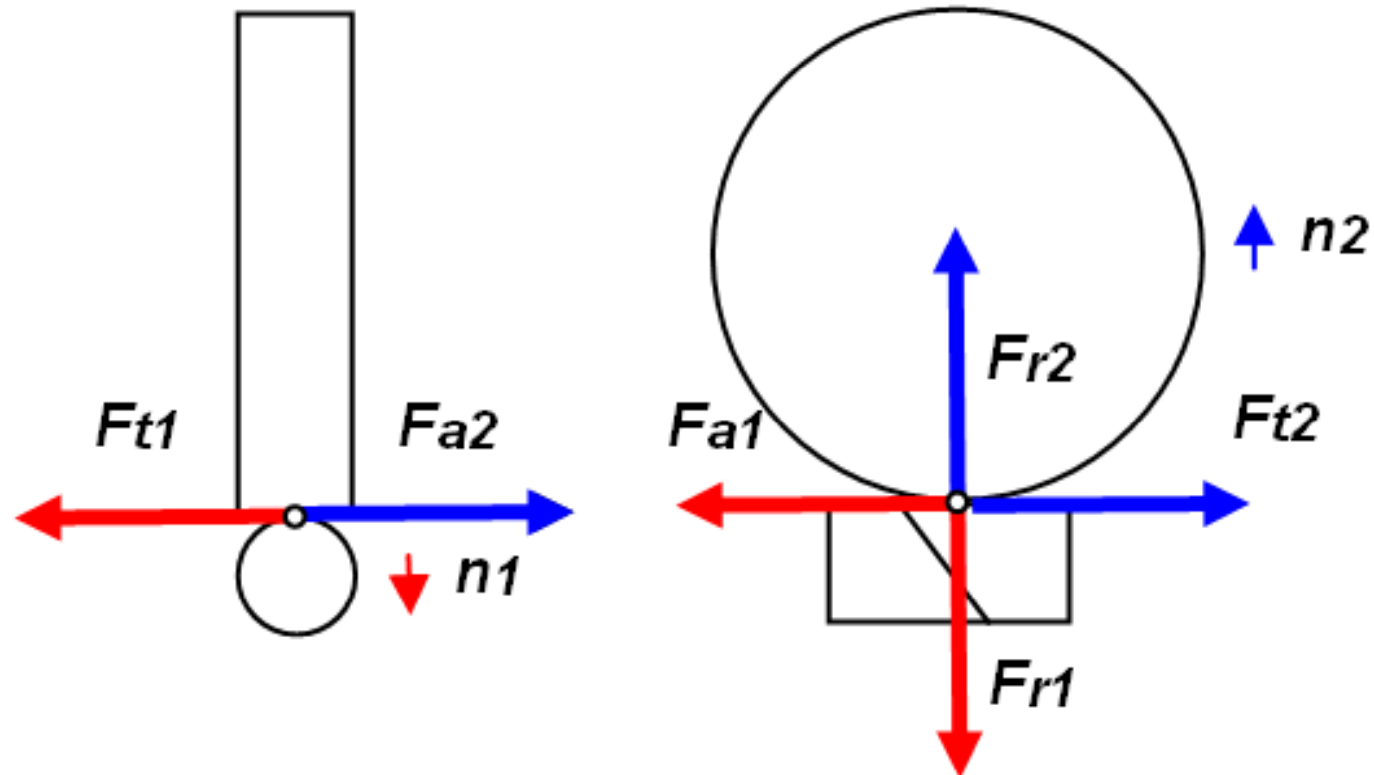
Силе на зупчаницима

■ Радијалне силе



$$F_{rm1} = F_{rm2} = F_N \sin \alpha_n = \frac{F_{tm1}}{\sin(\gamma_m + \rho)} \cos \rho \operatorname{tg} \alpha_n$$

Силе на зупчаницима



Губици енергије и степен искоришћења пужних преносника

- Степен искоришћења пужног преносника износи

$$\eta_p = 1 - \frac{P_G}{P_u}$$

P_G - губитак у пужном преноснику,
 P_u - улазна снага

На степен искоришћења утиче већи број фактора:

- врста материјала пужа и пужног зупчаника,
- обимна брзина и
- врста мазива.

Губици енергије и степен искоришћења пужних преносника

- Губици енергије у пужном преноснику износе

$$P_G = P_{Gz} + P_{Gl} + P_{Go} + P_{Gd}$$

P_{Gz} - губитак снаге услед отпора клизања пужног пара,

P_{Gl} - губитак снаге у лежајима,

P_{Go} - губитак снаге снаге при празном ходу,

P_{Gd} - губитак снаге у осовинским заптивачима.

Губици енергије у пужном пару

Снага која се троши (губи) на савлађивање отпора клизања на месту спрезања пужног пара износи:

$$P_{Gz} = F_N \mu_z v_k$$

F_N - нормална сила на боку зупца,

μ_z - коефицијент трења пужног пара ($\mu_z = \operatorname{tg} \rho$),

v_k - брзина клизања на средњем цилиндру пужа

$$v_k = \frac{d_{m1} \pi n_1}{60 \cos \gamma_m}$$

Губици енергије у пужном пару

Губитак снаге у лежајима (P_{GI}) за конусно-ваљчасте или кугличне лежаје:

$$P_{GI} = 0,03 P_2 a^{0,44} \frac{u}{d_{m2}}$$

$$P_{GI} = 0,013 P_2 a^{0,44} \frac{u}{d_{m2}}$$

Губици енергије у пужном пару

Губитак снаге снаге при празном ходу (P_{Go}):

$$P_{Go} = 0,89 \cdot 10^{-4} a n_1^{4/3}$$

Губитак снаге у осовинским заптивачима (P_{Gd}):

$$P_{Gd} = 11,78 \cdot 10^{-6} d_{m1}^2 \cdot n_1$$

Губици енергије у пужном пару

Степен искоришћења пужног пара, слично као и код навојног вретена, износи:

$$\eta_z = \frac{\operatorname{tg} \gamma_m}{\operatorname{tg}(\gamma_m + \rho)}$$

Веће вредности степена искоришћења добијају се за веће вредности угла γ_m , тј. код вишеходних пужева, односно, мањих преносних односа.

Препоручене вредности броја зубаца и очекивани степен искоришћења

u	5-10	10-15	15-30	>30
z_1	4	3	2	1
η_p	0,9	0,85	0,8	0,7

Губици енергије у пужном пару

Самокочивост пужног преносника наступа када је $\rho \geq \gamma_m$, тј. када је:

$$\mu_z \geq \operatorname{tg} \gamma_m$$

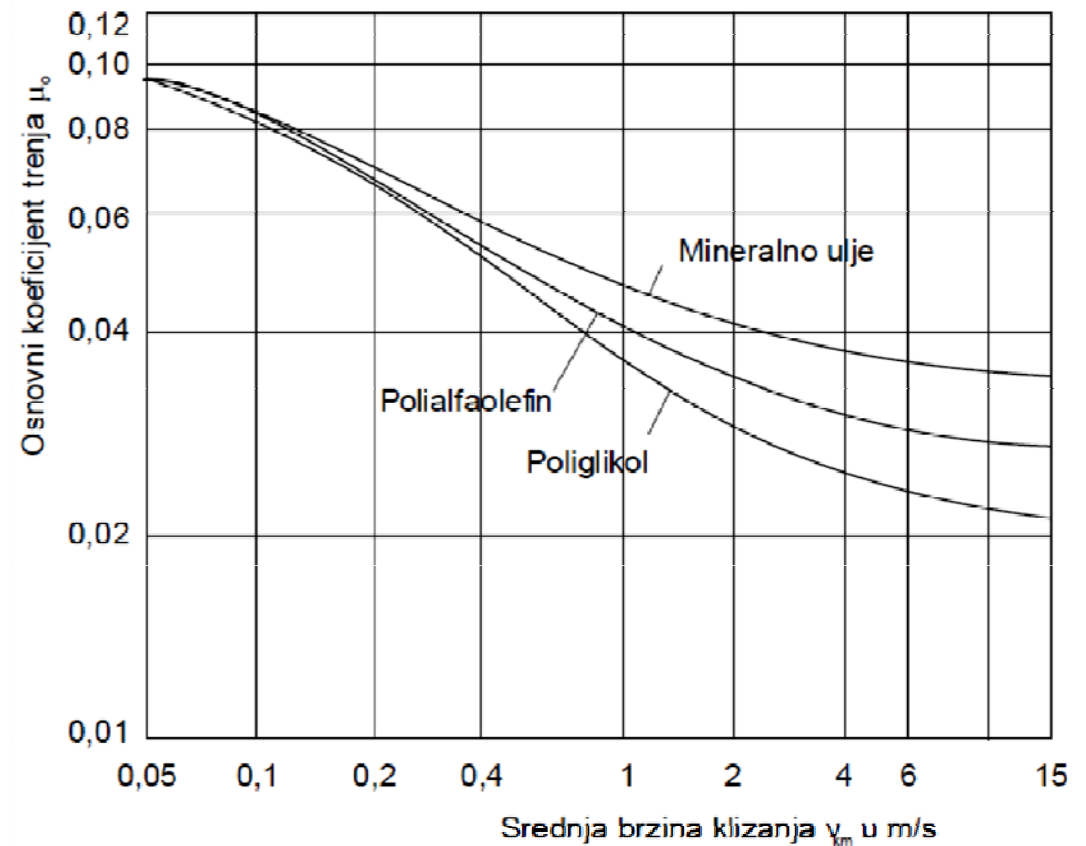
Средњи коефицијент трења μ_z зависи од мазива, геометријских величина пужног пара, материјала и површинске обраде пужа и пужног зупчаника.

Губици енергије у пужном пару

Средњи коефицијент трења μ_z одређује се:

$$\mu_z = \mu_o Y_S Y_G Y_W Y_R$$

μ_o - ОСНОВНИ
коефицијент
трења



Губици енергије у пужном пару

Brzina klizanja	v_{km} m/s	<0,5	1	2	4	6	>10
Puž od čelika za poboljšanje izrađen glodanjem	$\mu_z \approx$	0,09	0,08	0,065	0,055	0,045	0,04
	$\rho \approx (^{\circ})$	4,5	4,3	3,7	3,1	2,6	2,3
Cementiran i brušen puž	$\mu_z \approx$	0,05	0,04	0,035	0,025	0,02	0,015
	$\rho \approx (^{\circ})$	3	2,3	2	1,4	1,15	1

Прорачун носивости пужних парова

Имајући у виду да су пужни парови, односно спрегнути зупци, оптерећени великим нормалним силама, које поред великих површинских притисака и оптерећења подножја зубаца условљавају, због великог клизања, и велико хабање и извијање вратила пужа, при прорачуну носивости пужних парова треба извршити проверу:

- степена сигурности против разарања бокова зубаца,
- степена сигурности против лома зубаца,
- степена сигурности у односу на загревање,
- степена сигурности у односу на хабање и
- степена сигурности у односу на савијање вратила пужа.

Прорачун носивости пужних парова по критеријуму издржљивости бокова зубаца

Прорачун се спроводи по обрасцу

$$S_H = \frac{\sigma_{HK}}{\sigma_H} \geq S_{Hmin}$$

σ_{HK} - критични напон на боковима зубаца,

σ_H - радни напон на боковима зубаца,

S_{Hmin} - минимална дозвољена вредност степена

сигурности на издржљивост бокова зубаца ($S_{Hmin} = 1$)

Прорачун носивости пужних парова по критеријуму издржљивости бокова зубаца

Критични напон на боковима зубаца рачуна се по обрасцу

$$\sigma_{HK} = \sigma_{Hlim} Z_h Z_v Z_S Z_u Z_L$$

σ_{Hlim} - динамичка издржљивост материјала,

Z_h - фактор радног века,

Z_v - фактор брзине клизања,

Z_S - фактор величине,

Z_u - фактор преносног односа и

Z_L - фактор подмазивања

Прорачун носивости пужних парова по критеријуму издржљивости бокова зубаца

Радни напон на боковима зубаца рачуна се по обрасцу

$$\sigma_H = Z_E Z_\rho \sqrt{\frac{T_2 K_A}{a^3}}$$

Z_E - фактор еластичности материјала,

Z_ρ - фактор контакта,

T_2 - обртни момент на пужном зупчанику,

K_A - фактор радних услова и

a - осно растојање

Прорачун носивости пужних парова по критеријуму издржљивости подножја зубаца

Прорачун се спроводи по обрасцу

$$S_F = \frac{\tau_{FK}}{\tau_F} \geq S_{Fmin}$$

τ_{FK} - критични напон у подножју зубаца,

τ_F - радни напон у подножју зубаца,

S_{Fmin} - минимална дозвољена вредност степена

сигурности на чврстоћу подножја зубаца ($S_{Fmin} = 1,1$)

Прорачун носивости пужних парова по критеријуму издржљивости подножја зубаца

Критични напон у подножју зубаца рачуна се по обрасцу

$$\tau_{FK} = \tau_{Flim} Y_{NL}$$

τ_{Flim} - трајна издржљивост на смицање и

Y_{NL} - фактор радног века

Прорачун носивости пужних парова по критеријуму издржљивости подножја зубаца

Радни напон у подножју зубаца рачуна се по обрасцу

$$\tau_F = \frac{F_{tm2}}{b_{2H} m} Y_\varepsilon Y_F Y_\gamma Y_K$$

F_{tm2} - обимна сила на средњем цилиндру пужног зупчаника,

b_{2H} - највећа активна ширина пужног зупжаника,

m - аксијални модул,

Y_ε - фактор степена спрезања,

Y_F - фактор облика зупца,

Y_γ - фактор успона средње завојнице и

Y_K - фактор дебљине венца пужног точка

Прорачун загревања пужних парова

- Услед трења на додирним површинама, између пужа и пужног зупчаника, долази до **великих губитака механичке енергије која се претвара у топлоту**. Уколико се са кућишта пужног преносника та топлота не може пренети на околинду долази до загревања преносника, чиме се нарушава његов правилан рад.
- Повишена температура утиче на промену мазивих својстава мазива, као и на појаву непредвиђених оптерећења услед дилатације материјала. Услов правилног рада је да се настала топлота преда околинди а да се, при томе, температура кућишта задржи испод 80° до 90°C .

Прорачун загревања пужних парова

То се проверава посредством степена сигурности на загревање

$$S_Q = \frac{Q_o}{P_G} \geq S_{Q\min}$$

Q_o - топлотни флуks (топлотна енергија која се може одвести са кућишта у јединици времена а да при томе не дође до прегревања кућишта), $Q_o = \alpha A \Delta\theta$, где је: α - коефицијент преласка топлоте са површине кућишта редуктора на околину, A - површина кућишта која учествује у размени топлоте и $\Delta\theta$ - разлика температуре површине кућишта и околине

Прорачун загревања пужних парова

Q_o - топлотни флукс

$$Q_o = \alpha A \Delta\theta$$

где је: α - коефицијент преласка топлоте са површине кућишта редуктора на околину, A - површина кућишта која учествује у размени топлоте и $\Delta\theta$ - разлика температуре површине кућишта и околине



Прорачун загревања пужних парова

Степен сигурности на загревање

$$S_Q = \frac{Q_o}{P_G} \geq S_{Qmin}$$

P_G - губици у механичком преноснику, $P_G = P_u (1 - \eta_p)$, где је: P_u - снага на улазу у преносник, η_p - степен искоришћења пужног преносника.

S_{Qmin} - минимална вредност степена сигурности на загревање пужног пара ($S_{Qmin} = 1$)

Прорачун загревања пужних парова

- Уколико преносник ради са прекидима, тј. са тзв. **краткотрајним погоном**, могуће га је, у појединим случајевима, и незнатно преоптеретити (уколико је то могуће и са становишта издржљивости, хабања и угиба вратила пужа).
- При већем оптерећењу пужног пара доћи ће до његовог бржег загревања и бржег достизања критичне температуре, али ће се због краткотрајног погона избећи прекорачење критичне температуре, а по престанку његовог рада, доћи до потпуног хлађења преносника.

Прорачун загревања пужних парова

Ова могућност се узима у обзир кориговањем обрасца

$$S_Q = \frac{Q_o}{P_G K_{TP}} \geq S_{Qmin}$$

Q_o - топлотни флукс,

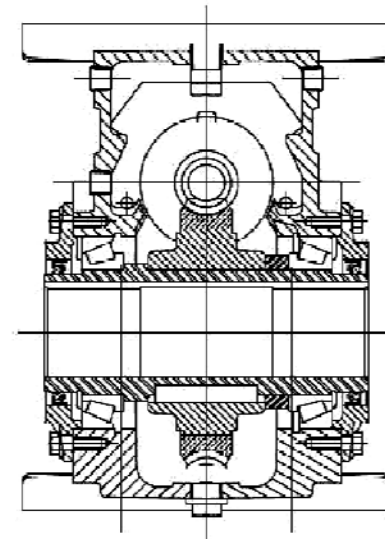
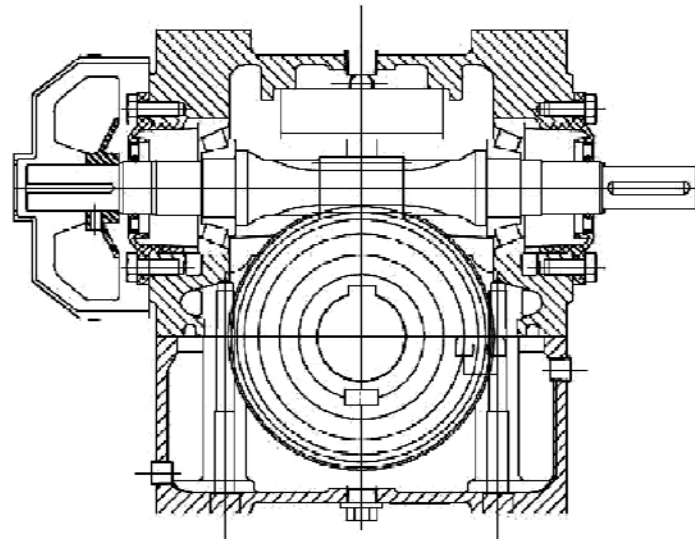
P_G - губици у механичком преноснику,

K_{TP} - фактор трајања погона,

S_{Qmin} - минимална вредност степена сигурности на загревање пужног пара

Прорачун загревања пужних парова

- Уколико се не може одвести сва топлота са редуктора на околину, на површини кућишта се постављају **ребра**. Уколико то не даје задовољавајуће резултате уграђује се **вентилатор**, а ако ни то не задовољава врши се **додатно хлађење уља из кућишта редуктора**.



Прорачун носивости пужних парова у односу на хабање

У току рада пужног преносника долази до непрекидног хабања, пре свега, пужног зупчаника, јер се он увек израђује од мекшег материјала.

На интензитет хабања највећи утицај има:

- врста материјала,
- врста мазива,
- радна температура,
- брзина клизања,
- квалитет обраде бока зупца, итд.

Критеријум за одређивање критичног напона, у односу на хабање, је промена облика зупца, при којој се нарушава нормалан рад пужног пара.

Прорачун носивости пужних парова у односу на хабање

Степен сигурности против критичног хабања одређује се по обрасцу

$$S_W = \frac{\delta_{WK}}{\delta_W} \geq S_{Wmin}$$

δ_{WK} - критична дебљина похабаног слоја,
 δ_W - рачунска вредност похабаног слоја,
 S_{Wmin} - минимална дозвољена вредност степена сигурности на хабање ($S_{Wmin} = 1,1$)

Прорачун носивости пужних парова у односу на хабање

Критична дебљина похабаног слоја рачуна се по обрасцу, тј дозвољава се смањење дебљине зупца у нормалном пресеку за 30 %

$$\delta_{Wlim} = 0,3 m \cos \gamma_m$$

m - аксијални модул и

γ_m - угао успона завојнице пужа на средњем цилиндру

Прорачун носивости пужних парова у односу на хабање

Рачунска вредност похабаног слоја рачуна се по обрасцу

$$\delta_W = J_W s_W$$

J_W - интензитет хабања и

s_W - пут хабања

Прорачун носивости пужних парова у односу на савијање вратила пужа

■ С обзиром на релативно велико растојање између лежајева вратила, на којем се налази пуж, долази до његовог савијања, које узрокује велике сметње при спрезању. Због тога је неопходно проверити вратило пужа на савијање.

Степен сигурности износи

$$S_{\delta} = \frac{\delta_K}{\delta_m} \geq S_{\delta_{\min}}$$

δ_K - критична вредност угиба и

δ_m - рачунска вредност угиба вратила пужа

Прорачун носивости пужних парова у односу на савијање вратила пужа

Критична вредност угиба вратила пужа рачуна се

$$\delta_K = 0,04\sqrt{m}$$

m - аксијални модул

Рачунска вредност угиба вратила пужа услед радијалне и обимне силе, код симетричног положаја лежајева, рачуна се

$$\delta_m = \frac{L^3 \sqrt{F_{rm1}^2 + F_{tm1}^2}}{48 EI}$$

L - растојање између ослонаца

E - модул еластичности,

I - момент инерције

$$I = \frac{\pi d_{m1}^4}{64}$$

Материјали за израду пужних парова

- Због специфичних услова рада, који се огледају у великом клизању спрегнутих површина, за израду пужних парова користе се различити материјали, да би се смањио коефицијент трења. За израду пужева најчешће се користе **челици за цементацију** (каљени на 60 ± 2 HRC), а ређе неки слабији челици, на пример **челици за побољшање**.
- За израду пужних зупчаника најчешће се користе центрифугално ливене **калајне бронзе**, са додатком никла, или неке друге бронзе, а ређе месинг, перлитни лив или нодуларни лив.

Подмазивање пужних парова

- Због великог трења захтевају се специјална мазива. Обично се користе **минерална уља са додатком EP адитива**. Примена **синтетичких уља** значајно смањује трење, међутим, та уља су знатно скупља.
- Ако су обимне брзине мање од 12 m/s подмазивање се врши **потапањем**, а за веће обимне брзине подмазивање се врши **уљем под притиском**.

Избор основних геометријских величина

- Избор основних геометријских величина пужног пара зависи од низа параметара, а у највећој мери од расположивог простора.
- У случају да је дефинисано осно растојање број зубаца пужа се одређује по обрасцу

$$z_1 \approx \frac{7 + 2,4\sqrt{a}}{u}$$

Број зубаца се заокружује на цео број.

a - осно растојање у mm,

u - кинематски преносни однос

Избор основних геометријских величина

У случају да се не зна осно растојање, оно се одређује по обрасцу

$$a = 750 \sqrt[3]{\frac{K_A T_2}{\sigma_{Hlim}^2}}$$

K_A - фактор радних услова

T_2 - обртни момент на пужном зупчанику и

σ_{Hlim} - трајна динамичка издржљивост материјала пужног зупчаника

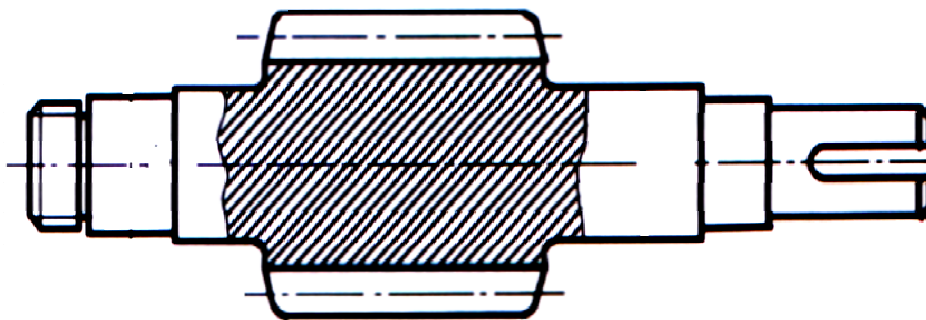
Избор основних геометријских величина

Карактеристике материјала за пужне зупчанике

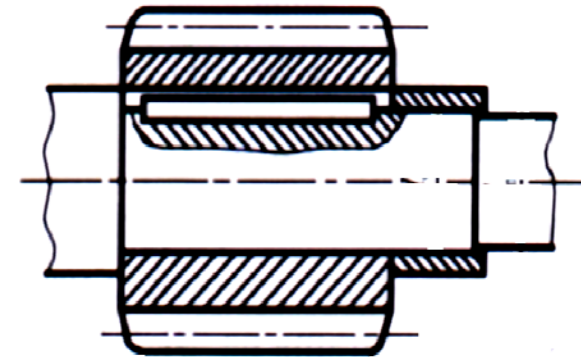
Материјал	Ознака	R_m N/mm ²	$R_{p0,2}$ N/mm ²	HB	E N/mm ²	σ_{Hlim} N/mm ²	σ_{Flim} N/mm ²
Калајна бронза	P.CuSn12	260	140	80	88300	265	115
	C.CuSn12	280	150	95	88300	425	190
	P.CuSn12Ni	280	160	90	98100	310	140
	C.CuSn12Ni	300	180	100	98100	520	225
	P.CuSn10Zn	260	130	75	98100	350	165
	C.CuSn10Zn	270	150	85	98100	430	190
	C.CuSn14	300	200	115	92700	370	180
Легуре цинка	P.CuZn25Al5	750	450	180	107900	500	565
	C.CuZn25Al5	750	480	190	107900	550	606
Легуре алуминијума	P.CuAl11Ni	680	320	170	122600	250	402
	C.CuAl11Ni	750	400	185	122600	265	502
	C.CuAl10Ni	700	300	160	122600	660	377
Сиви лив Нод. лив	EN-GJL-250	300	120	250	98100	350	150
	EN-GJS-700	790	500	260	175000	490	628

Конструкционо извођење

- **Пуж** се најчешће израђује заједно са вратилом, а код већих пречника пужа, може и одвојено, како би се утрошак квалитетног материјала свео на што мању меру.
- Много је повољније решење када је пуж израђен као пужно вратило.



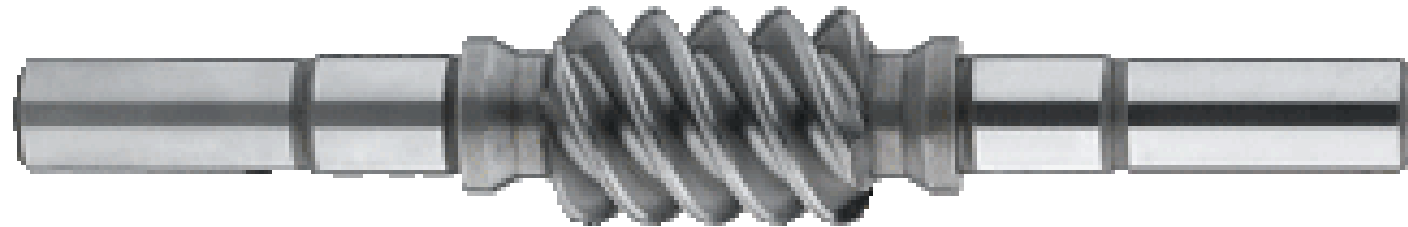
1



2

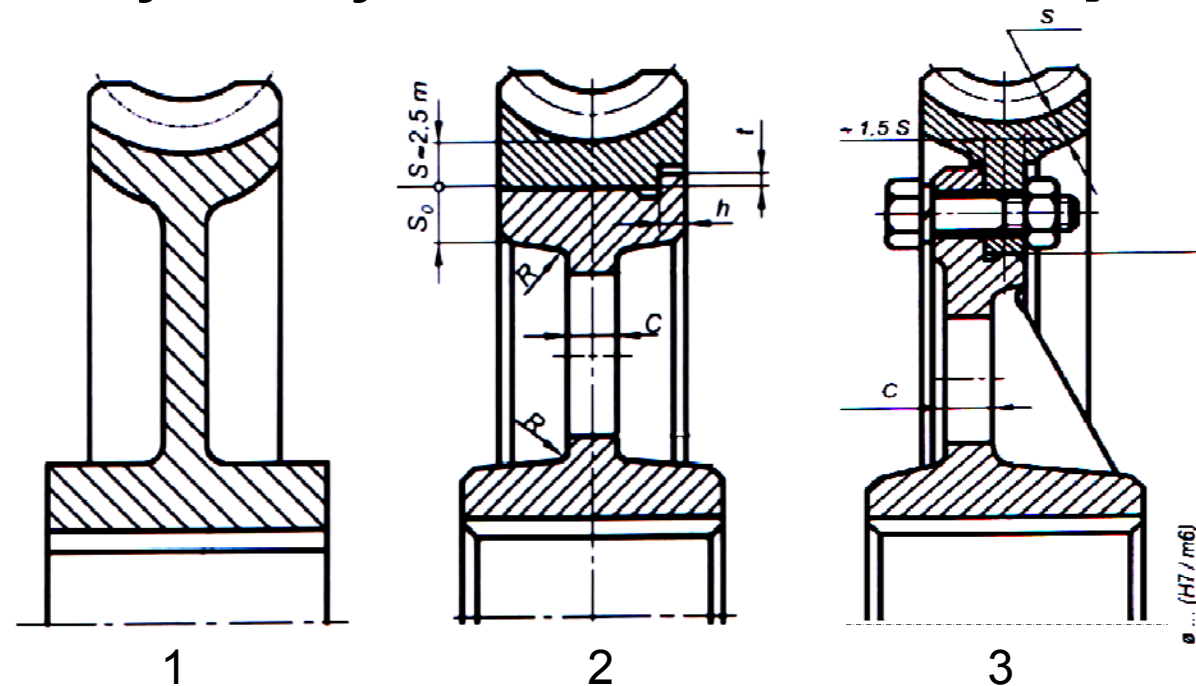
Конструкционо извођење

■ Пуж



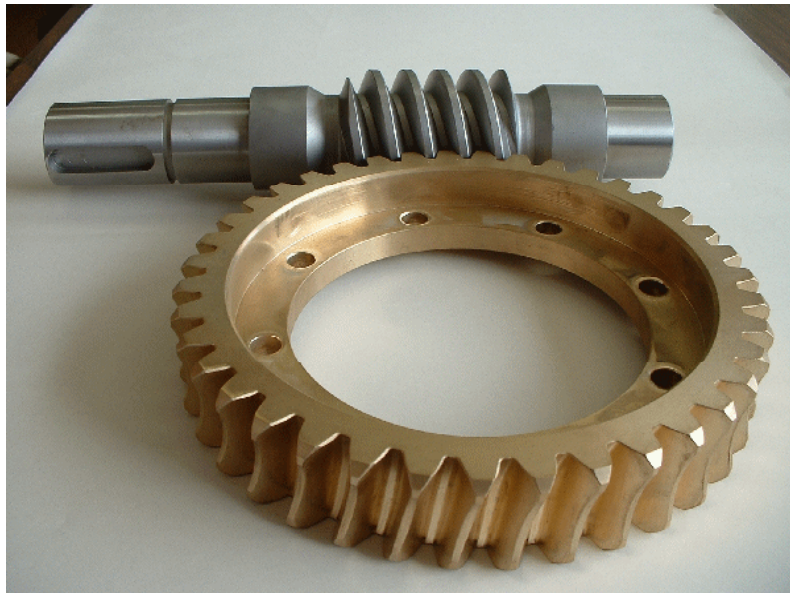
Конструкционо извођење

■ **Пужни зупчаник** може бити израђен из једног дела, ако је он мањих димензија, или из два дела, да би се утрошак скувих и дефицитарних материјала, од којих се израђује само венац пужног зупчаника, свео на минимум.



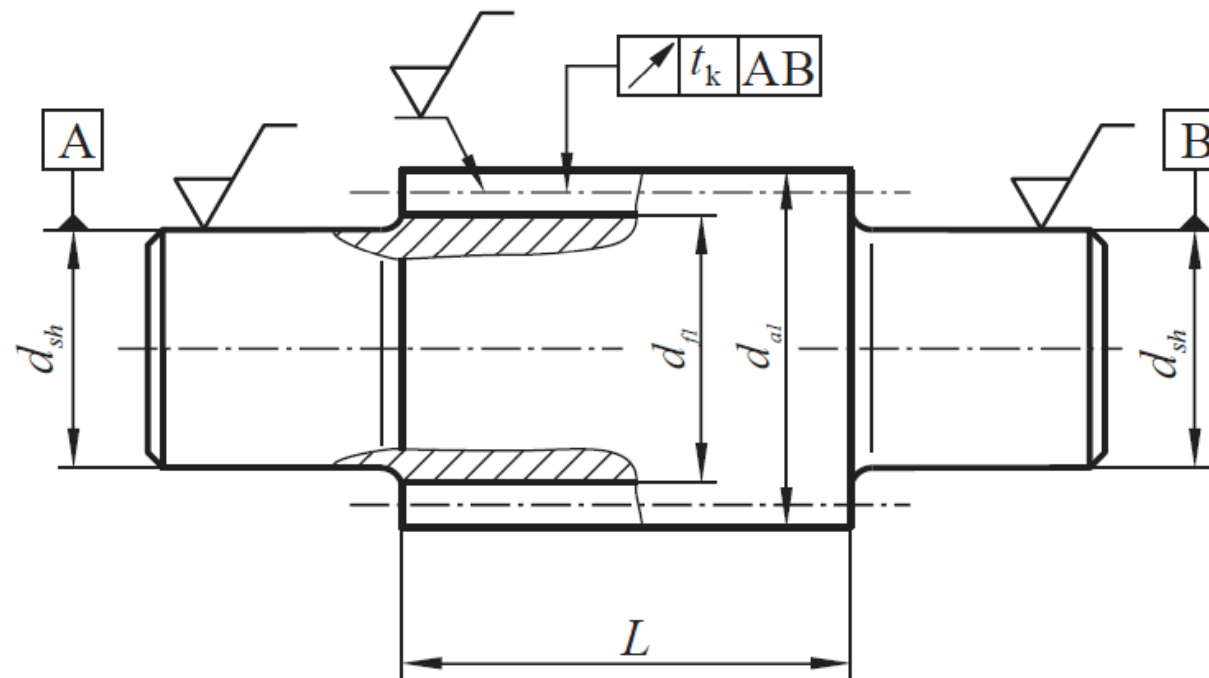
Конструкционо извођење

■ Пужни зупчаник



Конструкционо извођење

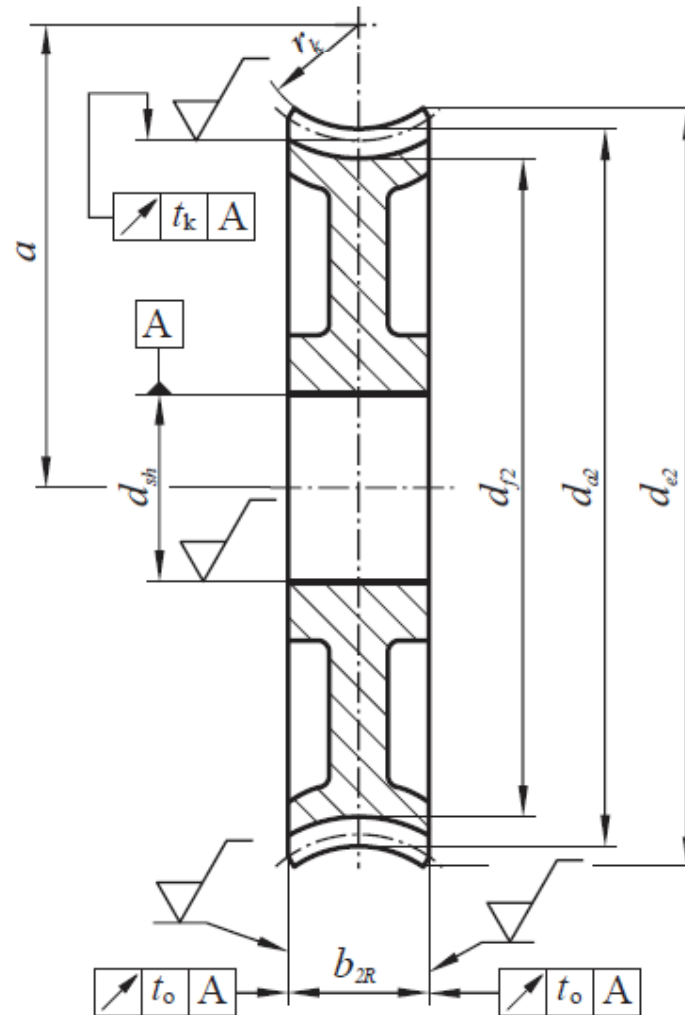
- Стандардом су прописане све димензије које се обавезно морају навести на радионичком цртежу, као и облик табеле у коју се морају унети тачно прописани подаци.



Конструкционо извођење

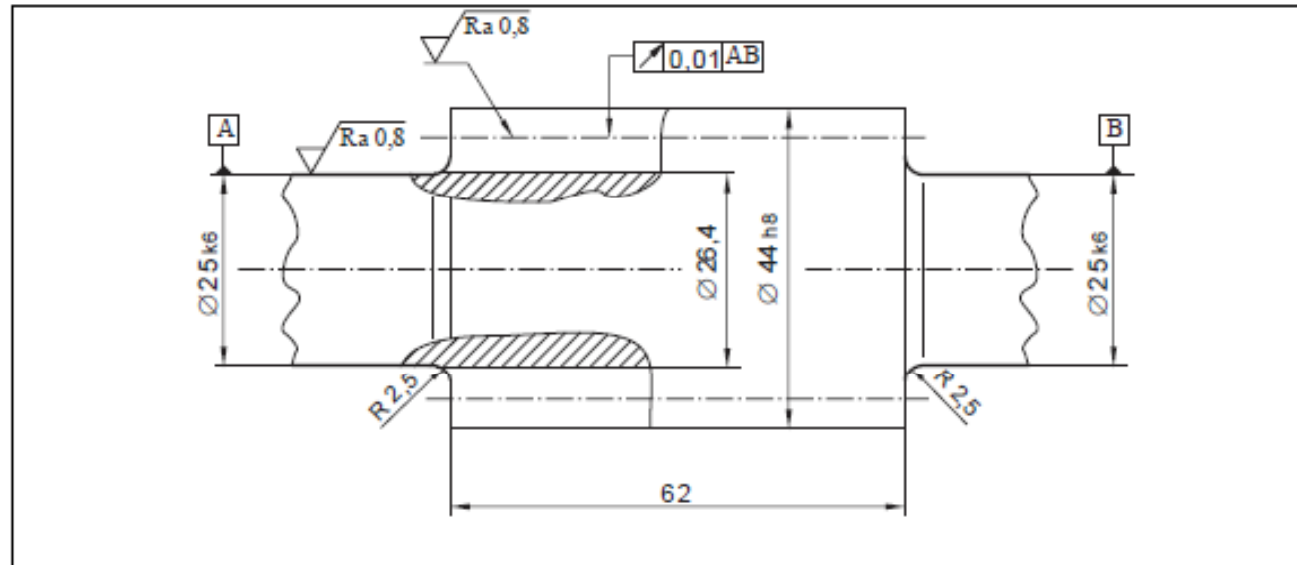
Oblik puža	Ugao srednje zavojnice, γ_m°
Modul, m_x , mm	Proizvodni ugao α_0°
Broj zubaca, z_1	Smer zavojnice
Srednji prečnik, d_{m1} , mm ili pužni broj q	Debljina zupca na srednjem cilindru u normalnom preseku s_n , mm
Hod zavojnice puža, p_z , mm	Kvalitet Q , prema DIN 3974
Aksijalni korak, p_x , mm	Spregnuti zupčanik: broj zubaca, z_2
Napomena: Po potrebi mogu u tabeli da se navedu i drugi podaci	

Конструкционо извођење

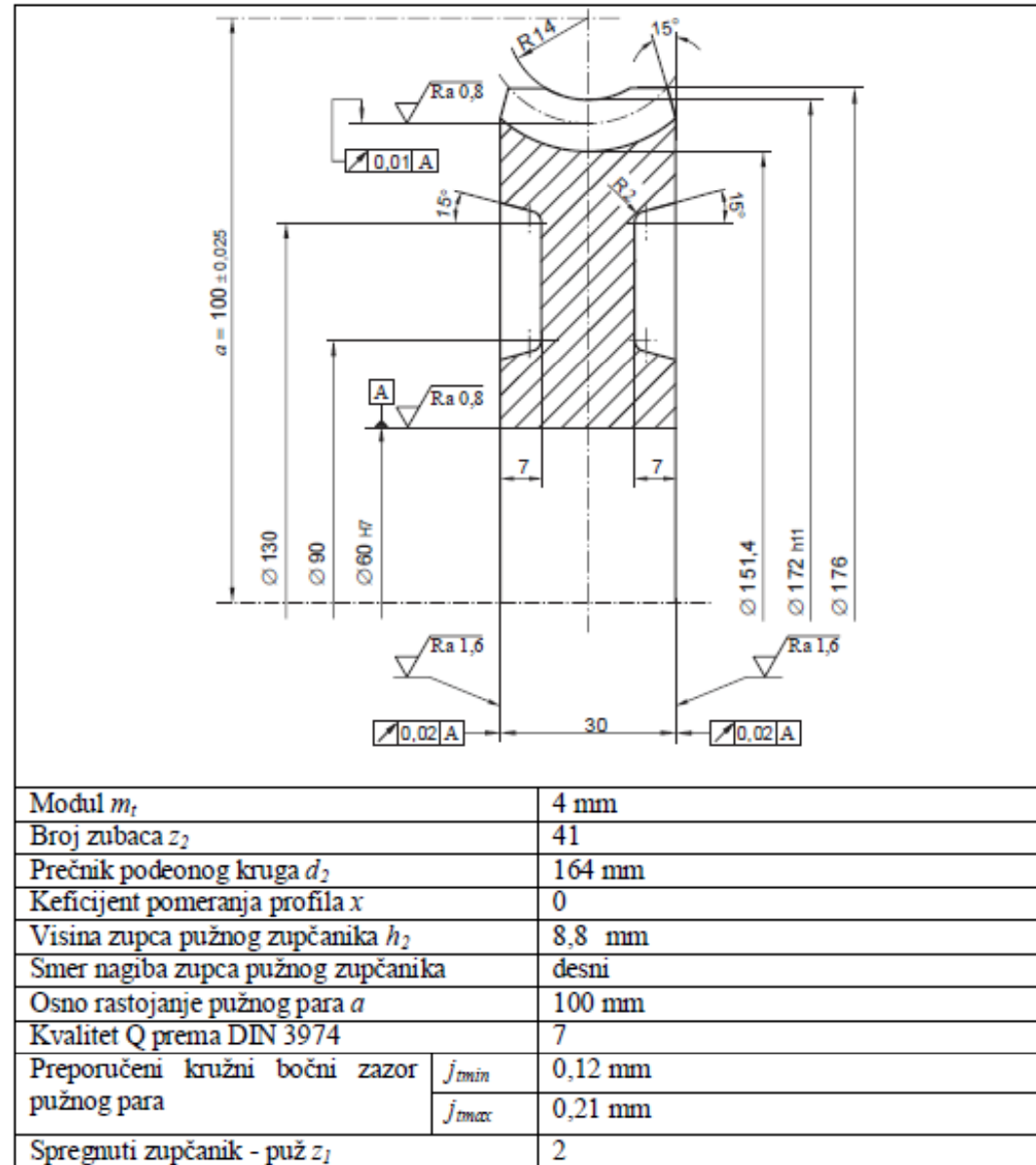


Конструкционо извођење

Broj zubaca, z_2	Osno растојanje sa tolerancijama, a , mm
Modul, m_t , mm	Preporučeni najmanji (j_{tmin}) i najveći (j_{tmax}) kružnog bočnog zazora pužnog para
Prečnik podeone kružnice, d_2 , mm	Kvalitet Q , prema DIN 3974
Keficijent pomeranja profila, x	Dodatne merne veličine pužnog zupčanika ili pužnog para sa pripadajućim tolerancijama (po potrebi)
Smer nagiba zupca pužnog zupčanika	Spregnuti zupčanik: broj zubaca puža, z_1
Visina zupca pužnog zupčanika, h_2	
Napomena: Po potrebi mogu u tabeli da se navedu i drugi podaci	



Modul puža m_x	4 mm
Broj zubaca z_1	2
Prečnik srednje zavojnice puža d_{m1}	36 mm
Visina zupca puža h_1	8,8 mm
Smer zavojnice puža	desna
Aksijalni korak, p_x	12,566 mm
Hod zavojnice puža, p_z	25,132 mm
Ugao srednje zavojnice, γ_m	12,528°
Oblik puža prema DIN 3975	ZN
Proizvodni ugao α_0	20°
Kvalitet Q , prema DIN 3974	7
Debljina zupca na srednjem cilindru u normalnom preseku s_n	6,133 mm
Spregnuti pužni zupčanik, z_2	41



Питања ...

