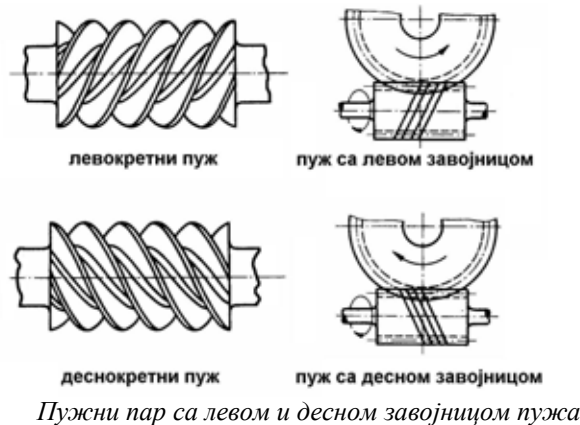


ПУЖНИ ПАРОВИ

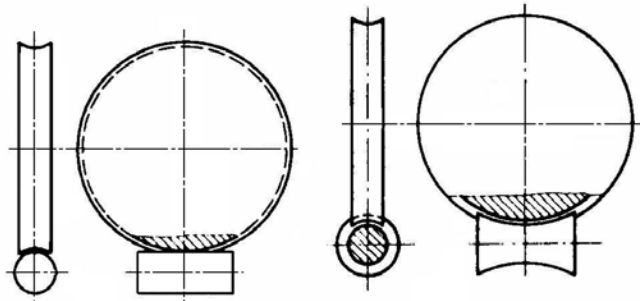
Основне карактеристике и подела

Пужни парови су хиперболоидни зупчасти парови чије се **осе мимоилазе под углом од 90°** . Мали зупчаник "пуж" има облик навојног вретена, а велики зупчаник "пужни точак" је прилагођен облику пужа. При обртању пужа, који је у аксијалном правцу непокретан, смер обртања пужног точка зависи од смера обртања пужа и правца његове завојнице.



Једним пужним паром могу се остварити **велики преносни односи $5 \leq i \leq 50$** . Овако велика редукација броја обртаја омогућује постизање **великих обртних момената на пужном точку** при релативно малим обртним моментима погонске машине. Зато је њихова конструкција у поређењу са цилиндричним и конусним паровима много компактнија. Велика носивост пужног пара обезбеђује се истовременим спрезањем већег броја зубаца и добрим уходавањем и подмазивањем бокова спрегнутих зубаца.

Према **облику темене и подножне површине** пужа, пужни парови се деле на **цилиндричне и глобоидне**.

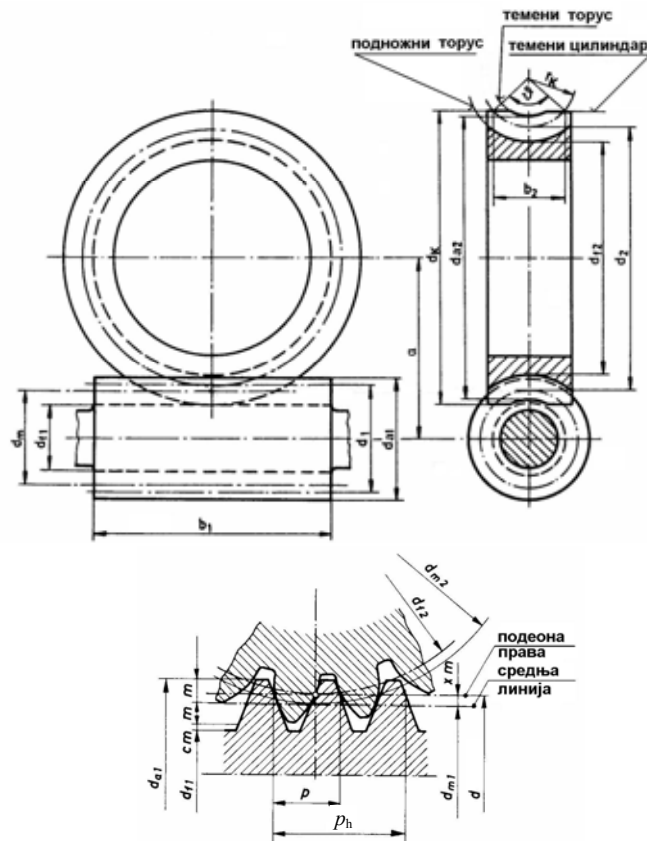


Цилиндрични и глобоидни пужни парови

Темена и подножна површина пужа, цилиндричних пужних парова, има облик кружног цилиндра. Код пужног точка оне су прилагођене подножној и теменој површини пужа и имају облик кружног торуса. Темене и подножне површине пужа и пужног точка, глобоидних пужних парова, имају облик кружног торуса.

Геометријске и кинематске величине

Анализа облика спрегнутих бокова зубаца и одређивање геометријских и кинематских величина пужног пара врше се у **равни која је управна на осу пужног точка** и која истовремено представља **аксијалну раван пужа**. Спрезање бокова пужног пара може се апроксимирати спрезањем **равног цилиндричног зупчастог пара**, тј. котрљањем подеоног цилиндра пужног точка по подеоној равни или подеоног круга по подеоној правој.



Спрегнути профили зубаца и геометријске величине пужног пара

Из услова котрљања без клизања подеоних линија следи једнакост корака на подеоном кругу пужног точка и подеоној правој пужа:

$$p_2 = p_1 = p = m \cdot \pi$$

где је:

m - модул пужног пара

Као код завртњева (вијака), **угао нагиба навоја** дефинисан је углом успона завојнице на средњем цилиндру пужа:

$$\operatorname{tg} \gamma_m = \frac{p_h}{d_{m1} \pi}$$

где су:

$p_h = z_1 \cdot p_1$ - ход завојнице пужа;

z_1 - број зубаца (број почетака) пужа, $z_1 = 1 \dots 6$

d_{m1} - пречник средњег цилиндра пужа (дебљина зупца једнака је ширини међузубља).

На основу израза за угао средње завојнице пужа, може се одредити **пречник средњег цилиндра пужа**:

$$d_{m1} = \frac{z_1 \cdot m \cdot \pi}{\pi \cdot \operatorname{tg} \gamma_m} = m \cdot q$$

где је:

$$q = \frac{z_1}{\operatorname{tg} \gamma_m} \text{ - пужни број}$$

Да би се ограничио број различитих пужева у погледу угла успона средње завојнице пужа, вредности пужног броја (цели бројеви) су **стандардизоване** $q = 7 \dots 20$. Са повећањем, пужног броја, повећавају се пречници пужа и осно растојање упужног пара, а смањује се угао успона средње завојнице пужа.

Из услова котрљања подеоног круга пужног точка по подеоној правој без клизања, тј. из услова једнакости одговарајућих обимних брзина следи израз за **кинематски преносни однос пужног пара**:

$$n_2 \cdot p \cdot z_2 = n_1 \cdot p \cdot z_1 \Rightarrow u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

На основу спрезања зубаца пужног пара следе **геометријске и кинематске величине пужног пара**:

Пречници подеоних кругова:

$$d_1 = d_{m1} + 2x_m = m(q + 2x)$$

$$d_2 = m \cdot z_2$$

где је:

x - коефицијент померања профила зубаца

Пречници темених кругова:

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

$$d_{a2} = d_2 + 2m(1 + x)$$

$d_{k2} \geq d_{a2} + m$ - пречник (највећег) цилиндра пужног точка

Пречници подножних кругова:

$$d_{f2} = d_2 - 2m(1 + c - x)$$

где је:

$$c \approx 0,25$$

Дужина пужа:

$$b_1 = (d_{a2}^2 - d_2^2)^{\frac{1}{2}}$$

Ширина пужног точка:

$$b_2 = 0,8d_1$$

Осно растојање:

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2}$$

Номинално оптерећење

Због израженог клизања бокова зубаца пужног пара губици услед трења се не могу занемарити. Сагласно томе, **тангенцијалне силе на средњим цилиндрима пужног пара нису истог интензитета**:

$$F_{t1} \neq F_{t2}$$

$$F_{t1} = \frac{T_1}{\frac{d_{m1}}{2}} \qquad F_{t2} = \frac{T_2}{\frac{d_{m2}}{2}}$$

где су:

$d_{m2} = d_2 + 2xm$ - пречник средњег круга пужног точка

$$T_2 = T_1 \cdot i \cdot \eta$$

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

$\rho = \operatorname{arctg} \mu$ - угао трења

γ_m - угао успома завојнице на средњем цилиндру

μ - коефицијент трења пужног пар

$$v_{kl} = \frac{v_1}{\cos \gamma_m} \text{ - брзина клизања}$$

v_1 - обимна брзина пужа на средњем кругу

Чврстоћа подножја зубаца

Радни напони

Највећи радни напони у **подножју зупца пужног точка** услед савијања одређује се према изразу:

$$\sigma_F = \frac{F_{t2} \cdot K_A}{b_2 \cdot m_n} \cdot Y$$

$$m_n = m \cdot \cos \gamma_m$$

$$Y = Y_S \cdot Y_F \approx 1,5 \quad \text{за } \alpha_n = 20^\circ$$

Мерила за оцену **радне способности зубаца пужног точка** са аспекта запреминске чврстоће је степен сигурности против заморног лома услед савијања:

$$S_F = \frac{[\sigma_F]_M}{\sigma_F} \geq S_{F \min}$$

$$[\sigma_F]_M = \sigma_{F \lim}$$

где су:

$\sigma_{F \lim}$ - критични напон, (трајна динамичка чврстоћа)

$$S_{F \min} = 1,5$$

Чврстоћа бокова зубаца

Под дејством радног оптерећења бокови зубаца пужног пара изложени су контактном напрезању. Због сложеног облика контактне површине и великог броја утицајних фактора, **радни напон на боковима зубаца** пужног пара не може се одредити са истим степеном тачности као код цилиндричних зупчаника, већ приближно према изразу:

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_\rho \left(\frac{T_2 \cdot K_A}{a^3} \right)^{\frac{1}{2}}$$

где су:

Z_E - коефицијент еластичности спрегнутих материјала

a - осно растојање пужног пара

$$Z_\rho = 2,05 \left(\frac{d_{m1}}{a} \right)^{-0,34} \text{ - фактор облика бокова зубаца}$$

Радни напони на боковима зубаца пужа и пужног точка су исти. Пуж се редовно израђује од челика, па су његови зупци знатно отпорнији на разарање бокова зубаца у односу на зупце пужног точка који се израђује од калајне бронзе, легуре цинка, Al-леруга и сивог лива. Услед велике разлике у тврдоћи материјала спрегнутих бокова зубаца и велике брзине клизања, процес разарања

бокова зубаца пужног точка је стално присутан, тако да они немају трајну већ **временски ограничену динамичку чврстоћу**:

$$[\sigma_{NH}]_M = \sigma_{H \lim} \cdot Z_h \cdot Z_v$$

где су:

$\sigma_{H \lim}$ - **временски ограничена динамичка чврстоћа** бокова зубаца пужног точка

$$Z_h = \left(\frac{25000}{L_h} \right)^{\frac{1}{6}} \text{ - фактор радног века;}$$

Вредности временски ограничене динамичке чврстоће за радни век $L_h = 25000$ сати рада и брзину клизања $v_{kl} = 1$ m/s дате су табеларно.

$$Z_v = \left(\frac{5}{4 + v_{kl}} \right)^{\frac{1}{2}} \text{ - фактор брзине клизања}$$

Степен сигурности против динамичког разарања бокова зубаца пужног точка одређен је односом критичног напона, временски ограничене динамичке чврстоће и радног напона

$$S_H = \frac{[\sigma_{NH}]_M}{\sigma_H} \geq S_{H \min}$$

где је:

$S_{H \min} = 1 \dots 1,25$, зависно од степена поузданости података о радном и критичном напону.