

3.5. ПУЖНИ ЗУПЧАНИЦИ

3.5.1. Карактеристике и примена

Пужни пар је хиперболоидни зупчасти пар чије се осе укрштају најчешће под углом од 90° . Код пужних парова мали зупчаник назива се пуж, и има облик сличан навојном вретену. Велики зупчаник назива се пужни зупчаник и има облик прилагођен облику пужа. Положај пужа и пужног зупчаника је симетричан у односу на заједничку нормалу оса обртања, и у току спрезања бокови њихових зубаца имају линијско додиривање.

Основне карактеристике пужних парова су следеће.

◆ Могућност остваривања великог преносног односа једног пужног пара. При редукцији бројева обртаја преносни однос креће се у границама (за мале снаге могуће је остварити преносни однос и до $u \leq 1000$). Препоручене границе преносног односа су $15 \leq u \leq 50$. У случају да се примењују као мултипликатори (што је ређе), преносни однос креће се у границама $5 \leq u \leq 15$. На овај начин могуће је за исти преносни однос конструкционо извођење преносника мањих димензија у односу на вишестепене цилиндричне или цилиндрично-конусне преноснике.

◆ Услед линијског додира спрегнутих бокова праћено релативно великим клизањем спрегнутих бокова и услед постепеног улаза и излаза из спреге, остварује се слој уља између спрегнутих бокова, тако да долази до смањења унутрашњих динамичких сила и шума, уз пригушење вибрација.

◆ Истовремени захват већег броја зубаца (најчешће 2...4) уз линијски додир спрегнутих бокова, омогућује релативно велику носивост пужних зупчаника. При томе се захтева одговарајуће уходавање преносника.

◆ Степен искоришћења пужних преносника је релативно низак. Ако се примењују као мултипликатори, степен искорошћења је испод 0,5. Код примене као редуктора, могуће је одговарајућим конструкционим извођењем постићи степен искоришћења и изнад 0,9 (постоје изведене конструкције са степеном искоришћења 0,96).

◆ Могу се извести као самокочећи преносници, што им омогућује већу примену.

◆ Велико клизање између спрегнутих бокова пужа и пужног зупчаника, ограничава бројеве обртаја, односно њихову угаону брзину, као и снагу коју могу да пренесу. Основно подручје примене пужних преносника је за бројеве обртаја до 3000 min^{-1} и мања осна растојања ($\leq 160 \text{ mm}$). Максимални обртни момент на пужном зупчанику је до $2 \cdot 10^6 \text{ Nm}$, а обимна сила може бити и до 800 kN . Пречник пужног зупчаника може бити до 2000 mm .

◆ Довод и одвод снаге и на пужу и на пужном зупчанику могућ је са обе стране, што омогућује међусобно повезивање већег броја пужних преносника, у циљу гранања односно развођења енергије.

◆ Пуж може бити изведен са десном и левом завојницом, што омогућује промену смера окретања пужног зупчаника без конструкционих измена.

3.5.2. Облици пужних парова и облици бокова зубаца

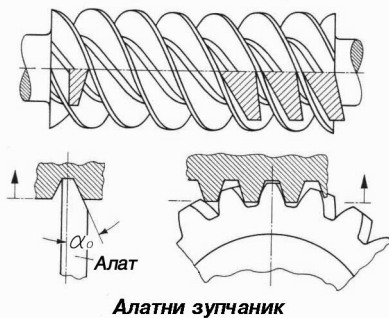
Према облику пужа, пужни парови могу бити цилиндрични или глобоидни (сл. 31.3,в,з). Код цилиндричних пужних парова, темена и подножна површина пужа су у облику кружних цилиндара, а темена и подножна површина пужног зупчаника су прилагођене подножној и теменој површини пужа и имају облик кружних торуса. Код глобоидних пужних парова, темене и подножне површине и пужа и пужног зупчаника имају облик делова кружних торуса, који су међусобно прилагођени једни другима.

Код цилиндричних пужних парова бокови зубаца пужа настају при кружном завојном кретању алата са праволинијском резном ивицом дуж његове подужне осе. Дакле бокови зубаца пужа су хеликоидне површине. Угао алата α_0 је угао између нормале на подужну осу алата и праволинијске резне ивице алата. Најчешће овај угао износи $\alpha_0 = 20^\circ$, али се такође израђују са угловима $22,5^\circ$, 25° и 30° . Зависно од положаја алата у односу на обрадак, настају и различити облици бокова зубаца, тако да је стандардом предвиђено 5 различитих типова пужних парова.

1. ZA-пуж (са обликом бока **A** према DIN 3975). Угао алата α_0 лежи у аксијалној равни, тако да је једнак углу профила зупца у чеоном пресеку $\alpha_0 = \alpha$ (сл.35.1). Праволинијска резна ивица алата и бок зупца леже у аксијалном

пресеку, тако да секу подужну осу пужа. У радијалној равни профил зубаца пужа има облик архимедове спирале, па се због тога овај пуж назива и архимедов пуж.

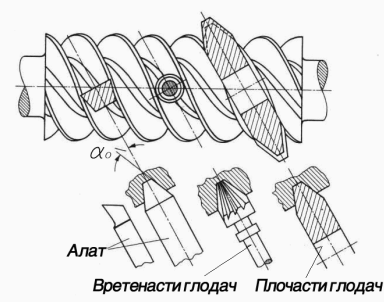
Облик бока **A** настаје када је алат трапезног пресека тако постављен да његова праволинијска резна ивица лежи у аксијалној равни. Израђује се глодањем или брушењем алатима одговарајућег профила или релативним спрезањем са алатним зупчаником



Сл. 35.1. ZA- пуж

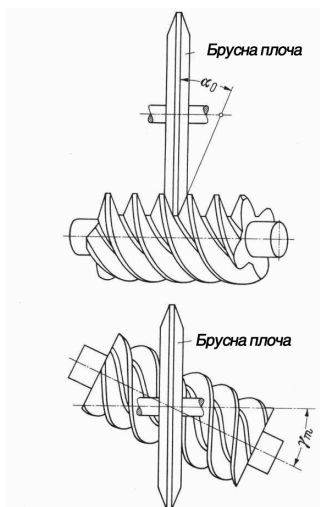
2. ZN-пуж (са обликом бока **N** према DIN 3975). Угао алата α_0 лежи у равни нормалној на бокове зубаца (сл.35.2) тако да је $\alpha_0 = \alpha_n$. Праволинијска резна ивица алата и бокови зубаца пужа поклапају се у нормалном пресеку, тако да не секу подужну осу пужа. ZN-пуж је спирални пуж.

Облик бока **N** настаје при изради алатом трапезног пресека, који је нагнут под углом γ_m у односу на радијални пресек, тако да профил алата одређује профил зубаца пужа у нормалном пресеку.

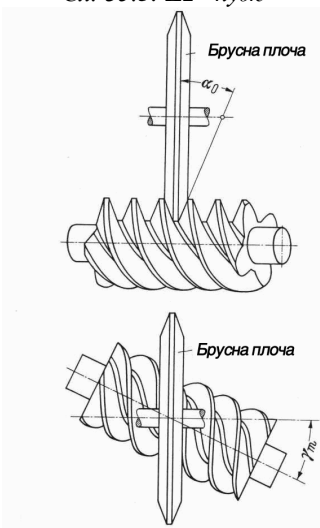


Сл. 35.2. ZN - пуж

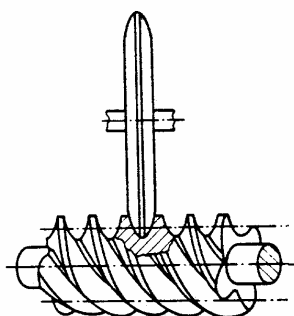
Приближно исти профил се добија и обрадом вретенастим глодачем са праволинијском резном ивицом (сл.35.2).



Сл. 35.3. **ZI** - пуж



Сл. 35.4. **ZK** - пуж



Сл. 35.5. **ZC** - пуж

3. ZI-пуж (са обликом бока **I** према DIN 3975). Бокови зубаца пужа су у облику еволvente, тако да је $\alpha_0 = \alpha_n$. Зато се овај пуж назива и еволвентни пуж.

Облик бока **I** настаје брушењем брусном плочом, чија је оса у односу на подужну осу пужа заокренута за угао γ_m , а у другој равни нагнута за угао α_0 (сл.35.3).

Израда пужа облика бока **I** стругањем изводи се алатом трапезног облика, постављеним под углом $\beta_m = 90^\circ - \gamma_b$, тако да раван резања буде паралелна аксијалном пресеку на растојању $0,5d_b$ изнад или испод осе пужа. Са β_b означен је угао завојнице на основном цилиндру.

Важе односи: $\cos \gamma_b = \cos \gamma_m \cdot \cos \alpha_0$

$$d_{b1} = d_{m1} \cdot \tan \gamma_m / \tan \gamma_b$$

4. ZK-пуж (са обликом бока **K** према DIN 3975). Бокови зубаца пужа додирују двоструки конус алата, чија се оса укршта са осом пужа, под углом γ_m , а чија резна ивица је постављена под углом α_0 у односу на нормалу на осу пужа. Због тога је $\alpha_n = \alpha_0$.

Бок облика **K** настаје обрадом помоћу конусног алата пречника d_0 (сл.35.4) чија је оса заокренута за угао γ_m у односу на осу пужа, и који се завојно креће и обрађује међузубље пужа.

Променом пречника алата d_0 приближно се могу добити облици бокова **K** и **I**, а са смањењем пречника d_0 приближава се облику бока **N**. Због тога је за тачно одредђивање облика бока зубаца пужа неопходно унапред знати пречник алата d_0 .

Према томе бок пужа типа **ZA** је праволинијски у аксијалном пресеку, а у нормалном пресеку има благо издубљену криву. Бокови **ZN**-пужа су у нормалном пресеку праве линије, а у аксијалном пресеку благо издубљене криве. **ZI** и **ZK**-пужеви имају и у нормалном и у аксијалном пресеку благо испупчење, при чему **ZI** -пуж има еволвентни бок.

5. ZC - пуж (са обликом бока **C** према DIN 3975) има издубљене бокове у аксијалном пресеку, што се при изради

добија кружним профилом алата (сл. 35.5). Предности овог пужа су боље подмазивање, већа носивост бокова и мањи енергетски губици.

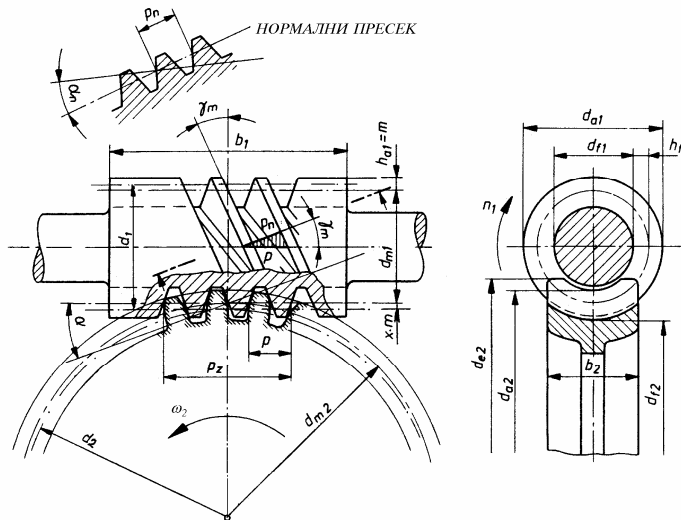
Цилиндрични пужни парови су једноставни за израду и уградњу. Пужни парови типа **ZA**, **ZN**, **ZK** и **ZI** имају приближно исту носивост и губитке енергије и слични су у погледу стварања слоја уља између спрегнутих бокова. Облик тоцила за брушење бокова зубаца теже се подешава за пужеве типа **ZA** и **ZN** у односу на пужеве типа **ZK**. Најједноставнији су и за брушење и за контролу пужеве типа **ZI**, па се они и чешће примењују.

Пужни парови типа **ZC** имају повољнији облик у погледу могућности стварања уљног филма између спрегнутих бокова, па због тога имају и већу носивост и мање енергетске губитке. Померањем профила алата повећава им се носивост, али расте и микро неравномерност у преносу кретања.

Глобоидни пужни парови (сл. 31.3,2) имају приближно исти степен искоришћења као и **ZI** пужни парови, а приближно исту носивост као **ZC** пужни парови. Међутим, израда глобоидних пужних парова је доста сложена, па се због тога и ређе примењују.

3.5.3. Геометријске мере пужног пара

С обзиром да пуж има облик навојног вретена, то се окретање пужа око сопствене осе може заменити транслацијом у правцу ове осе. Спрезање цилиндричног зупчаника са зупчастом летвом, може се такође заменити



Сл. 35.6. Геометријски односи код пужног пара ($z_1=3$)

транслаторним кретањем праве у односу на кружницу. Сходно томе, спрезање пужног пара са осним углом од 90° , еквивалентно је спрезању равног цилиндричног зупчастог пара. При томе зупчаста летва одговара пужу, а зупчаник одговара пужном зупчанику. Овакав цилиндрични зупчasti пар назива се еквивалентни цилиндрични зупчasti пар, и на основу њега се врши анализа облика спрегнутих бокова пужног пара.

Ова анализа омогућује да се дефинише подеони цилиндар пужног зупчаника и подеона раван пужа, при чему се условно транслаторно кретање

пужа и обртно кретање пужног зупчаника, замењује котрљањем подеоне равни по подеоном цилиндру без клизања. У пресеку равни која је нормална на осу обртања пужног зупчаника и пролази кроз подужну осу пужа (која се назива главна раван пужног пара), ове кинематске величине своде се на подеону праву и подеону кружницу.

Растојање подеоне праве од осе пужа одређује пречник подеоног цилиндра пужа. Додир подеоног цилиндра пужа и подеоног цилиндра пужног зупчаника је у тачки, али подеони цилиндар пужа не представља у овом случају кинематску површину. Због тога се преносни однос пужног пара не може, као код цилиндричног зупчастог пара, да дефинише као однос пречника подеоних цилиндара, већ се одређује као однос бројева зубаца пужног зупчаника z_2 и пужа z_1 , односно:

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_1}{n_2} \quad (35.1)$$

У пресеку главне равни са зупцима пужа, добија се аксијални профил пужа. Димензије аксијалног профила пужа одређене су основним профилем, који је стандардизован. Од облика основног профила зависи и облик алата за израду пужа. Зависно од типа пужа, облик аксијалног профила пужа у извесној мери одступа од облика основног профила.

На основном профилу пужа може се дефинисати средња линија, на којој је дебљина зупца једнака ширини међузубља. Средња линија основног профила поклапа се са средњом линијом аксијалног профила пужа.

Подеона права и средња линија аксијалног профила пужа не морају увек да се поклопе. Растојање између подеоне праве и средње линије аксијалног профила пужа, представља померање профила пужног пара, и одређује се као производ коефицијента померања профила x и модула m , односно $x \cdot m$. Померање профила је позитивно, ако је средња линија на већој удаљености од осе пужног зупчаника у односу на подеону праву. У супротном је негативно.

Средња линија аксијалног профила пужа дефинише средњи цилиндар пужа, који сече бокове зубаца пужа, чиме се добија средња завојница пужа. Ако се са γ_m означи угао средње завојнице пужа, са p_z - ход завојнице пужа, а са d_{m1} - пречник средњег цилиндра пужа (сл. 35.6), онда између ових величина постоји зависност:

$$\tan \gamma_m = \frac{p_z}{d_{m1} \cdot \pi} \quad (35.2)$$

Ход завојнице пужа p_z састоји се од z_1 аксијалних корака p односно $p_z = z_1 \cdot p$. Број зубаца пужа z_1 уствари представља број навоја (сл.21.1,б) који се истовремено обавијају око осе пужа ($z_1=1$ - једноходи пуж, $z_1=2,3,4,\dots$ - вишеходи пуж). У пресеку пужа равни која је нормална на његову осу јасно могу да се уоче зупци пужа. Најчешће се z_1 креће у границама $z_1 = 1 \dots 6$.

Из услова котрљања подеоне праве пужа по подеоној кружници пужног зупчаника следи да је аксијални корак пужа $p = m \cdot \pi$ једнак подеоном кораку пужног зупчаника. С обзиром да аксијални профил пужа одговара стандардном профилу, то се модул пужа у аксијалном пресеку (главној равни) m бира из реда стандардних бројева (таблица 35.1).

Таблица 35.1. Изрази за прорачун геометријских величина пужног пара

Бр.	Величина	Ознака-израз	Напомена
1	Стандардни профил	α_n	DIN 3975
2	Кин. преносни однос	$u = n_1/n_2 = z_2/z_1$	
3	Модул (у норм. пресеку)	m $(m_n = m \cdot \cos \gamma_m)$	Стандардне вредности: $m = 1; 1.25; 1.5; (1.6); 2; 2.5;$ $3; (3.15); 4; 5; 6; 6.3; 8; 10; 12;$ $(12.5); 16; 20$
4	Пужни број	$q = \frac{z_1}{\tan \gamma_m}$	$q = 7, 8, 9, 10, 11, 12, 14, 16,$ $18, 20.$ $q = 7 \dots 11$ за брзоходе $q = 12 \dots 18$ за спороходе пужне парове
5	Угао завојнице на средњем цил. пужа	$\tan \gamma_m = z_1/q$	
6	Пречници средњих кружница	$d_{m1} = q \cdot m$ $d_{m2} = d_2 + 2 \cdot x \cdot m = m(z_2 + 2x)$	
7	Коефицијент померања профила	x	$x = 0 \dots 1.0$ за ZH $x = -0.5 \dots 0.5$ за ZI пужне парове
8	Пречник подеоне кружнице пужног зупчан.	$d_2 = m \cdot z_2$	
9	Осно растојање	$a = \frac{d_{m1} + d_{m2}}{2} = m \cdot \frac{q + z_2 + 2x}{2}$	Стандардне вредности: $a = 50; 63; 80; 100; 125;$ $(140); 160; (180); 200;$ $(225); 250; (280); 315;$ $(360); 400; (450); 500 \dots$
10	Пречници темених кружница	$d_{a1} = d_{m1} + 2 \cdot m$ $d_{a2} = d_2 + 2m \cdot (1 + x)$	
11	Пречници подножних кружница	$d_{f1} = d_{m1} - 2(m + c_1)$ $d_{f2} = d_{m2} - 2(m + c_2)$	Темени зазор $c_1 \cong c_2 \cong 0, 2 \cdot m$
12	Пречник цилиндрич. дела тем. површине пужног зупчаника	$d_{e2} \geq d_{a2} + m$	
13	Дужина пужа	$b_1 = \sqrt{d_{a2}^2 - d_2^2}$ $b_1 \cong 2, 5m \sqrt{z_2 + 1}$	
14	Активна ширина пужног зупчаника	$b_2 \cong 2m(0, 5 + \sqrt{q + 1})$	
15	Ширина венца пужног зупчаника	$B = b_2 + (0, 8 \dots 1, 2) m$	

Може се дефинисати и корак профила у нормалном пресеку $p_n = m_n \cdot \pi$, где је m_n нормални модул. Између ових величина постоји зависност:

$$p_n = p \cdot \cos \gamma_m; \quad m_n = m \cdot \cos \gamma_m \quad (35.3)$$

На основу израза (35.2), пречник средњег цилиндра пужа може да се одреди према:

$$d_{m1} = \frac{P_z}{\pi \cdot \tan \gamma_m} = \frac{z_1}{\tan \gamma_m} \cdot m = q \cdot m \quad (35.4)$$

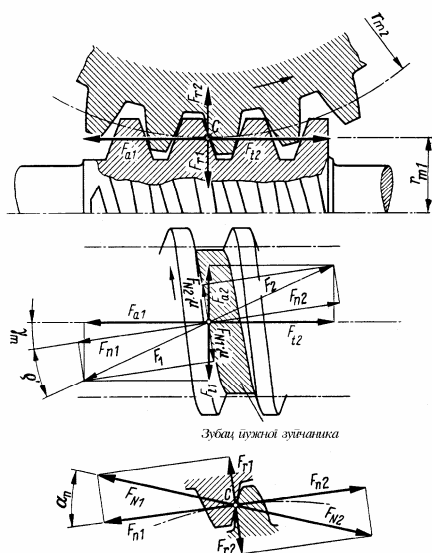
где је са q означен пужни број

$$q = \frac{z_1}{\tan \gamma_m} \quad (35.5)$$

Пужни број је показатељ величине пужа и он одређује радијалне димензије пужа, независно од величине пужног зупчаника. Вредности пужног броја су стандардизоване и крећу се у границама $q = 7 \dots 20$ (таблица 35.1). Веће вредности пужног броја бирају се за спороходе, а мање за брзоходе пужне парове. Остале геоместијске величине пужног пара дате су у табlici 35.1.

3.5.4. Оптерећење пужног пара

3.5.4.1. Силе на зупцима



Сл. 35.7. Силе код пужног пара

У нормалном пресеку на бок зупца у кинематској тачки C између спрегнутих бокова зубаца пужа и пужног зупчаника делује нормална сила F_N (сл. 35.7). Сила F_N разложена је на компоненте у радијалном правцу F_r и на компоненте у тангентном правцу F_t . У правцу бочне линије делује и сила трења $F_\mu = \mu \cdot F_N$, која са силом F_n чини резултујућу силу F . Компоненте силе F у аксијалном и тангентном правцу, представљају аксијалну F_a и обимну F_t силу у односу на пуж, односно пужни зупчаник.

Сходно напред изложеном према сл. 35.7 следе изрази за одређивање сила на пужном пару за случај да је пуж погонски и то на средњем цилиндру пужа, односно средњој кружности пужног зупчаника:

◆ номиналне обимне силе

$$F_{t1} = F_{m1} = \frac{2T_1}{d_{m1}} = \frac{2T_2}{d_{m1} \cdot \eta_z \cdot u}; \quad F_{t2} = F_{m2} = \frac{2T_2}{d_{m2}} = \frac{2T_1 \cdot \eta_z \cdot u}{d_{m2}} \quad (35.6)$$

◆ аксијалне силе

$$F_{a1} = F_{am1} = \frac{F_{m1}}{\tan(\gamma_m + \rho)}; \quad F_{a2} = F_{am2} = F_{m2} \cdot \tan(\gamma_m + \rho) \quad (35.7)$$

◆ радијалне силе ($F_{r1} = F_{r2}$)

$$F_{r1} = F_{rm1} = F_{m1} \cdot \frac{\cos \rho \cdot \tan \alpha_n}{\sin(\gamma_m + \rho)}; \quad F_{r2} = F_{rm2} = F_{m2} \cdot \frac{\cos \rho \cdot \tan \alpha_n}{\cos(\gamma_m + \rho)} \quad (35.8)$$

У изразима (35.6) ... (35.8) означени су са: T_1, T_2 - обртни моменти на пужу, односно пужном зупчанику у Nmm ; d_{m1}, d_{m2} - пречници средњег цилиндра пужа, односно средње кружнице пужног зупчаника у mm ; $\rho = \arctan \mu_z$ - угао трења за коефицијент трења у пужном пару μ_z ; α_n - угао нагиба основног профила ($\alpha_n = 20^\circ$); γ_m - угао завојнице на средњем цилиндру пужа; u - кинематски преносни однос.

Смер обимне силе на пужном зупчанику (гоњени зупчаник) поклапа се са смером обимне брзине у тачки додира, док је код пужа (као погонског зупчаника) супротно. Аксијална сила на пужу има исти правац и интензитет као и обимна сила на пужном зупчанику, али је супротног смера. Исти случај је и са аксијалном силом на пужном зупчанику и обимном силом на пужу, односно важи: $F_{a1} = F_{t2}$; $F_{t1} = F_{a2}$

Одређивање сила на пужном пару за случај да је пужни точак погонски врши се према следећим изразима:

◆ номиналне обимне силе

$$F_{t1} = F_{im1} = \frac{2T_1}{d_{m1}} = \frac{2T_2 \cdot \eta'_z}{d_{m1} \cdot u}; \quad F_{t2} = F_{im2} = \frac{2T_2}{d_{m2}} = \frac{2T_1 \cdot u}{d_{m2} \cdot \eta'_z} \quad (35.9)$$

◆ аксијалне силе

$$\begin{aligned} F_{a1} = F_{am1} &= -F_{im1} \cdot \tan(\gamma_m - \rho) = -F_{im2} \\ F_{a2} = F_{am2} &= -F_{im2} \cdot \tan(\gamma_m - \rho) = -F_{im1} \end{aligned} \quad (35.10)$$

◆ радијалне силе

$$F_{r1} = F_{rm1} = F_{im1} \cdot \frac{\cos \rho \cdot \tan \alpha_n}{\sin(\gamma_m - \rho)}; \quad F_{r2} = F_{rm2} = F_{im2} \cdot \frac{\cos \rho \cdot \tan \alpha_n}{\cos(\gamma_m - \rho)} \quad (35.11)$$

3.5.4.2. Фактори оптерећења

Утицај радних услова на пужне преноснике исти је као и код преносника са цилиндричним зупчаницима. Сходно томе и фактор радних услова K_A одређује се као и код цилиндричних зупчастих парова према прилогу П33-1.

С обзиром на специфичност пужних парова везано за велику брзину клизања између спрегнутих бокова, постепеног улаза и излаза из спреге, хабања бокова зубаца и њиховог међусобног прилагођавања у периоду уходавања, могу остали фактори оптерећења да се занемаре, односно узима се $K_v = 1$; $K_{Ha} = 1$; $K_{H\beta} = 1$.

3.5.5. Губици енергије и степен искоришћења

Укупни губици енергије односно снаге код пужних преносника састоје се од губитака снаге услед отпора клизању пужног пара у току спрезања P_{Gz} , губитака снаге у лежајима P_{GL} и губитака снаге при празном ходу P_{GO} , односно

$$P_G = P_{Gz} + P_{GL} + P_{GO} \quad (35.12)$$

Ако се са P_1 означи снага на пужу, а са P_2 снага на пужном зупчанику онда степен искоришћења пужног преносника може да се одреди према:

- ◆ за случај да је пуж погонски

$$\eta_p = \frac{P_2}{P_2 + P_G}$$

- ◆ за случај да је пужни зупчаник погонски

$$\eta_p' = \frac{P_1}{P_1 + P_G} = \frac{P_2 - P_G}{P_2}$$

На степен искоришћења утичу већи број параметара, а један од главних је врста материјала од ког су израђени пуж и пужни зупчаник. Велики утицај на степен искоришћења има и обимна брзина. Са повећањем обимне брзине лакше се ствара уљни филм између спрегнутих бокова, па самим тим расте и степен искоришћења. Тип пужа, као и врста средства за подмазивање такође утичу на степен искоришћења.

3.5.5.1. Губици снаге у пужном пару

- ◆ Снага која се губи на савлађивање отпора клизању при спрезању у пужном пару износи

$$P_{Gz} = F_N \cdot \mu_z \cdot v_k \quad (35.13)$$

где је F_N - нормална сила на боку зупца, $\mu_z = \tan \rho$ - коефицијент трења пужног пара, а v_k - брзина клизања. За пречник средњег цилиндра пужа у m и број обртаја пужа у min^{-1} , брзина клизања у m/s одређује се према:

$$v_k = \frac{\pi \cdot d_{m1} \cdot n_1}{60 \cdot \cos \gamma_m} \quad (35.14)$$

- ◆ Степен искоришћења пужног пара за угао завојнице на средњем цилиндру пужа γ_m и за угао трења $\rho = \arctan \mu_z$ износи

- за случај да је пуж погонски

$$\eta_z = \frac{\tan \gamma_m}{\tan(\gamma_m + \rho)} \quad (35.15)$$

- за случај да је пужни зупчаник погонски

$$\eta_z' = \frac{\tan(\gamma_m - \rho)}{\tan \gamma_m} \quad (35.16)$$

Већи степен искоришћења η_z добија се за веће вредности угла γ_m , односно код вишиходних пужева, али се при томе добијају мањи преносни односи.

Самокочење наступа када је $\eta_z' \leq 0$, што према (35.16) одговара углу трења $\rho \geq \gamma_m$ или $\mu_z \geq \tan \gamma_m$. У случају да је пужни зупчаник погонски вредности степена искоришћења су врло мале ($\eta_z' < 0,5$), па се због тога пужни преносник као мултипликатор врло ретко користи.

◆ Коефицијент трења μ_z зависи од брзине клизања, врсте спрегнутих материјала, дебљине уљног филма као и од храпавости и облика бокова зубаца. Одређује се експериментално. Као опитни пужни пар за експериментално одређивање степена искоришћења, коришћен је цементиран и брушени пуж са храпавошћу $R_{z0} = 3 \mu m$ и пужни зупчаник од калајне бронзе. Коефицијент трења опитног пужног пара μ_0 одређује се зависно од брзине клизања v_k у m/s и врсте уља према изразима [15] датим у табелици 35.3.

Увођењем корекционих фактора коефицијент трења пројектованог пужног пара одређује се према

$$\mu_z = \mu_0 \cdot Y_S \cdot Y_G \cdot Y_W \cdot \left(\frac{R_z}{R_{z0}} \right)^{1/4} \quad (35.17)$$

Фактор величине Y_S узима у обзир утицај осног растојања a у mm и одређује се према:

$$Y_S = \sqrt{\frac{100}{a}} \quad (35.18)$$

За $a < 65 mm$ узима се $a = 65 mm$; за $a > 250 mm$ узима се $a = 250 mm$.

Фактор геометрије Y_G узима у обзир утицај геометрије зупчаника на дебљину уљног филма и одређује се према:

$$Y_G = \sqrt{\frac{0,07}{h^*}} \quad (35.19)$$

Меродавна вредност за средњу дебљину уљног филма h^* одређује се према табелици 35.2.

Фактор разлике спрегнутих материјала Y_W одређује према прилогу П35-1.

Са R_{z0} и R_z означене су средње храпавости бокова зубаца опитног, односно пројектованог пужа. Уколико се не располаже подацима о храпавости, R_z се може изабрати зависно од врсте обраде:

- $R_z \leq 3, \dots 4 mm$ - код обраде брушењем;
- $R_z \leq 10 mm$ - код обраде глодањем.

Спороходи ручно покретани пужни преносници могу се подмазивати и техничком машћу, па је у том случају угао трења $\rho \cong 6^\circ$.

◆ За познате вредности степена искоришћења η_z , односно η_z' , губитак снаге у пужном пару износи:

- за случај да је пуж погонски

$$P_{Gz} = P_1(1 - \eta_z) \quad (35.20)$$

- за случај да је пужни зупчаник погонски

$$P_{Gz} = P_2(1 - \eta_z') \quad (35.21)$$

3.5.5.2. Губици снаге при празном ходу

За случај да је подмазивање пужног пара потапањем, да је пуж постављен са доње стране и да су уграђени котрљајни лежаји, губици снаге при празном ходу P_{G0} у kW могу приближно да се одреде према:

$$P_{G0} = 10^{-7} \cdot a \left(\frac{n_1}{60} \right)^{4/3} \cdot \left(\frac{v_{40}}{1,83} + 90 \right) \quad (35.22)$$

где је a осно растојање у mm , n_1 - минутни број обртаја пужа, а v_{40} кинематска вискозност уља на $40^\circ C$ у mm^2/s .

3.5.5.3. Губици снаге у лежајима

Губици снаге у лежајима приближно могу да се одреде према:

$P_{GL} = P_1 (0,005...0,01)$ за уграђена 4 котрљајна лежаја,

$P_{GL} = P_1 (0,02...0,03)$ за уграђена 4 клизна лежаја.

Према мерењима изведеним на једноступеним пужним преносницима са котрљајним лежајима, губици снаге износе (P_2 - снага на пужном зупчанику):

♦ F-F - улежиштење (види тачку 4.2.9)

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

♦ F-S - улежиштење (види тачку 4.2.9)

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

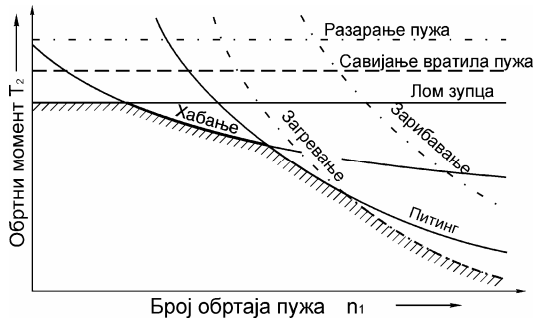
3.5.6. Носивост пужних парова

У току спрезања између бокова зубаца пужа и пужног зупчаника преноси се одговарајућа нормална сила F_N , која доводи до знатних површинских притисака. Ови притисци током рада могу довести до разарања бокова зубаца услед питинга.

Поред тога између спрегнутих бокова постоји знатно клизање, што има за последицу хабање бокова и знатне губитке енергије. Енергија се при томе претвара у топлоту, која доводи до загревања преносника, нарушавања његовог исправног рада, а у критичним случајевима и до заривања.

Подножје зубаца пужног зупчаника, изложено је сложенем напрезању где доминира напрезање на савијање и смицање. *DIN 3996* препоручује проверу степена сисурности против лома зупца у подножју у односу на смицање.

С обзиром да растојање између ослонаца пужа може бити знатно, нарочито код већих преносних односа, то постоји опасност да сувише велики угиб вратила пужа услед савијања доведе до смањења трага ношења и нарушавања исправног спрезања. Ово је нарочито изражено у периоду недовољног подмазивања бокова, када сила трења може знатно да се повећа.



Сл. 35.8. Границе носивости пужног пара ако је пуж вементиран а пужни зупчаник израђен од калајне бронзе

може бити заустављен кроз увећано хабање бокова зубаца. Ако је код пужног пара критично хабање, онда питинг игра секундарни значај. Уколико је пак критично оштећење услед питинга, онда хабање није меродавни критеријум прорачуна.

Постоји и међусобна зависност између хабања и лома зупца у подножју. Кроз хабање смањује се дебљина зупца пужног зупчаника, што треба узети у обзир при прорачуну степена сигурности против лома зупца у подножју.

На основу напред изложеног следи, да при прорачуну носивости пужних преносника треба извршити проверу:

- степена сигурности против разарања бокова зубаца (питинг),
- степена сигурности против хабања бокова зубаца,
- степена сигурности против лома зупца у подножју,
- степена сигурности у односу на загревање,
- степена сигурности у односу на зарибавање,
- степена сигурности у односу на савијање вратила пужа.

3.5.6.1. Прорачун носивости пужних парова по критеријуму издрживости бокова зубаца

1. Радни напони на боковима зубаца

Због сложеног облика зупца и великог броја утицајних фактора није могуће тачно утврдити напоне на местима контакта измађу спрегнутих бокова пужног пара. Због тога се радни напон на боковима зубаца пужног пара σ_H у N/mm^2 одређује приближно према:

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_\rho \cdot \sqrt{\frac{T_2 \cdot K_A}{a^3}} \quad (35.23)$$

У изразу (35.21) са Z_E је означен фактор еластичности материјала у $\sqrt{N/mm^2}$, који се одређује према прилогу П35-1. Са T_2 означен је обртни момент на пужном зупчанику у Nmm , са a осно растојање у mm , а K_A је фактор радних услова (прилог П33-1).

Фактор контакта Z_ρ узима у обзир средњу вредност Херцовог притиска у зони контакта. Одређује се према:

Код савремених конструкционих решења најчешће се пужни зупчаник израђује од калајне бронзе а пуж од каљеног и брушеног челика. Ограничења у погледу обртног момента пужног зупчаника с озиром на могућа гранична стања приказана су на сл.35.8.

Постоји међусобна зависност између појединих оштећења код пужног пара.

Тако на пример развој питинга

$$Z_p = \frac{4}{\pi} \sqrt{p_m^*} \quad (35.24)$$

где је p_m^* - бездимензиона величина која узима у обзир средњи Херцов површински притисак - таблица 35.2.

2. Критични напони бокова зубаца

Код разарања бокова зубаца услед питинга за критични напон усваја се динамичка издржљивост бокова σ_{Hlim} , која је одређена за разарање бокова на око 50% додирне површине зубаца после 25000 сати рада при константном обртном моменту и при одређеној брзини клизања и броју обртаја пужног зупчаника n_2 . Вредности за σ_{Hlim} за одређене материјале дате су у прилогу П35-1. За другачије радне услове вредности σ_{Hlim} коригују се факторима радног века Z_h , брзине клизања Z_v , величине Z_S и подмазивања Z_L , односно:

$$[\sigma_{HN}] = \sigma_{Hlim} \cdot Z_h \cdot Z_v \cdot Z_S \cdot Z_L \quad (35.25)$$

Фактор радног века Z_h , за радни век L_h у часовима, одређује се према

$$Z_h = (25000/L_h)^{1/6} \leq 1,6 \quad (35.26)$$

Фактор брзине клизања Z_v одређује се зависно од брзине клизања v_k у m/s према

$$Z_v = \sqrt{\frac{5}{4 + v_k}} \quad (35.27)$$

Фактор величине Z_S одређује се зависно од осног растојања a у mm према

$$Z_S = \sqrt{\frac{3000}{2900 + a}} \quad (35.28)$$

Фактор подмазивања Z_L износи: $Z_L=1$ - за синтетичка уља (полигликол); $Z_L=0,89$ - за минерална уља; $Z_L=0,94$ - за полиалфаолефин.

3. Степен сигурности против разарања бокова зубаца

Однос критичног напона $[\sigma_{HN}]$ дефинисаног изразом (35.25) и радног напона σ_H одређеног према изразу (35.23) представља степен сигурности против разарања бокова зубаца услед питинга:

$$S_H = \frac{[\sigma_{HN}]}{\sigma_H} \geq S_{Hmin} = 1,0 \quad (35.29)$$

3.5.6.2. Провера загревања пужног пара

Услед клизања између спрегнутих бокова пужа и пужног зупчаника знатна количина енергије претвара се у топлоту, која се преко кућишта одводи у околну средину. Уколико је одведена топлота мања од енергије која се у току рада претвара у топлоту, долази до пораста радне температуре услед чега се нарушава нормални режим рада.

При томе најпре долази до промене мазивих карактеристика уља, што касније има за последицу разарање зубаца. Због тога је неопходна провера

топлотне стабилности преносника. Услов топлотне стабилности је да губици енергије у преноснику буду једнаки одведеној топлоти, што се проверава преко степена сигурности у односу на загревање:

$$S_T = \frac{Q_0}{P_G \cdot K_{TP}} \geq S_{T_{min}} = 1 \quad (35.30)$$

У изразу (35.30) са P_G означени су губици снаге у преноснику, са K_{TP} - фактор трајности погона, а са Q_0 - одведена топлотна енергија.

За стационарне услове рада одведена топлотна енергија Q_0 у kW износи:

$$Q_0 = \theta_{\infty} \cdot A_k \cdot k_c \quad (35.31)$$

Дозвољена температура за трајни погон θ_{∞} једнака је:

$$\theta_{\infty} = \frac{\theta_{Lg} - \theta_0}{1,03 + 0,1\sqrt{n_1/1000}} - 1,5 \quad (35.32)$$

где је θ_{Lg} - дозвољена радна температура уља: $\theta_{Lg} = (70...80)^\circ C$ - за минерална уља; $\theta_{Lg} = (90...100)^\circ C$ - за синтетичка уља, θ_0 - температура околине, а n_1 - број обртаја пужа.

Меродавна површина кућишта са ребрима за одвод топлоте A_K у m^2 , може приближно да се одреди, зависно од осног растојања а у mm , према

$$A_k = 9 \cdot 10^{-5} \cdot a^{1,8} \quad (35.33)$$

а коефицијент прелаза топлоте k_c у kW/m^2K , за преносник са пужем постављеним са доње стране, одређује се према следећим изразима:

◆ за кућиште са вентилатором за хлађење

$$k_c = 6,6 \cdot 10^{-3} \left[1 + 0,4(n_1/60)^{0,75} \right] \quad (35.34)$$

◆ за кућиште без вентилатора за хлађење

$$k_c = 6,6 \cdot 10^{-3} \left[1 + 0,23(n_1/60)^{0,75} \right] \quad (35.35)$$

Уколико је пуж постављен са горње стране, вредност коефицијента прелаза топлоте k_c треба смањити за 20%.

Код преносника у возилима изложеним струјању ваздуха брзине v_0 у m/s , која је приближно једнака брзини кретања возила, коефицијент прелаза топлоте одређује се према:

$$k_c = 15 \cdot 10^{-3} \cdot (1 + 0,1 \cdot v_0) \quad (35.36)$$

Укупни губици снаге P_G у изразу (35.30), одређују се према изразу (35.12). За приближне прорачуне могу укупни губици снаге да се одреде зависно од степена искоришћења пужног пара η_z према:

◆ за уграђена 4 котрљајна лежаја

$$P_G = P_1(1 - 0,99 \cdot \eta_z) \quad (35.37)$$

◆ за уграђена 4 клизна лежаја

$$P_G = P_1(1 - 0,97 \cdot \eta_z) \quad (35.38)$$

За трајни погон, односно за непрекидни рад пужног преносника, фактор трајности погона узима се $K_{TP} = 1$. Када преносник ради само повремено, онда су губици енергије сведени на јединицу времена мањи, а одведена топлота

већа. У том случају фактор трајности погона одређује се према табlici 35.4, зависно од релативног времена рада t_a :

$$t_a = \frac{t_E}{a} \cdot \frac{1 + y_B}{1 + y_B \cdot (n_1/1000)^{1,55}} \quad (35.39)$$

где је t_E - трајност погона у %, n_1 - минутни број обртаја пужа, a - осно растојање у mm , а величина y_B креће се у границама: $y_B = 0,35$ - за преносник са вентилатором; $y_B = 0,14$ - за преносник без вентилатора.

Таблица 35.4. Вредности фактора трајности погона K_{TP}

t_a	0.1	0.14	0.2	0.3	0.4	0.7	1	1.4	2	3
K_{TP}	0.14	0.2	0.29	0.42	0.48	0.67	0.78	0.88	0.96	1

За преносник код кога су губици снаге већи од одведене топлоте, односно код кога је $S_T < 1$, неопходно је додатно хлађење кућишта. Додатно хлађење може да се изведе повећањем броја ребара на кућишту, повећањем осног растојања и додатним хлађењем уља преко циркулационог система подмазивања.

Постоји и могућност примене уља која смањују коефицијент трења (на пример синтетичка уља са одговарајућим адитивима), чиме понекад може да се задовољи степен сигурности у односу на загревање и без конструкционе измене.

3.5.6.3. Провера носивости пужних парова у односу на хабање

Хабањем, тј. континуалним скидањем материјала смањује се дебљина зупца. У почетној фази хабање има позитивни ефекат јер доводи до скидања сувишног материјала и међусобног прилагођавања облика бокова, уз каснији престанак даљег хабања. Међутим у случајевима већег интензитета хабања, критеријум радног века може бити носивост у односу на хабање.

Степен сигурности у односу на хабање одређује се зависно од стварне σ_{Wn} и дозвољене σ_{Wlim} дебљине похабаног слоја у нормалном пресеку према:

$$s_W = \frac{\delta_{Wlim}}{\delta_{Wn}} \geq s_{Wlim} = 1,1 \quad (35.40)$$

◆ Дебљина похабаног слоја у нормалном пресеку зупца σ_{Wn} као последица абразивног хабања износи:

$$\delta_{Wn} = J_W \cdot s_{Wn} \quad (35.41)$$

◆ Пуг хабања s_{Wn} одређује се према табlici 35.2 а интензитет хабања J_W износи:

$$J_W = J_{OT} \cdot W_{ML} \quad (35.42)$$

WML – Фактор подмазивања и врсте материјала

Основни интензитет хабања J_{OT} (средња вредност) износи:

• минерална уља: $J_{OT} = 2,4 \cdot 10^{-11} \cdot K_W^{-3,1} \leq 400 \cdot 10^{-9}$ (35.43)

• за синтетичка уља: $J_{OT} = 127 \cdot 10^{-12} \cdot K_W^{-2,24}$ (35.44)

• за полиалфаолефин: $J_{OT} = 318 \cdot 10^{-12} \cdot K_W^{-2,24}$ (35.44a)

Параметар дебљине уљног филма:

$$K_w = h_{minm} \cdot W_s \quad (35.45)$$

Минимална средња дебљина уљног филма h_{minm} у mm одређује се из таблице 35.2, а фактор стуктуре средства за подмазивање W_s износи:

- за минерално уље $W_s = 1$
- за синтетичко уље и полиалфаолефин $W_s = 1/\eta_{0m}^{0.35}$

Динамичка вискозност уља η_{0m} на температури пужног зупчаника ϑ_M одређује се према таблици 35.2.

Постоје више критеријума за одређивање критичне дебљине похабаног слоја [15]. Критеријум дозвољеног бочног зазора као унапред задате вредности међутим даје одговарајућу сигурност у раду за предвиђени радни век. За тај случај критична дебљина похабаног слоја у нормалном преску износи:

$$\delta_{wlim} = 0,3 \cdot m \cdot \cos \gamma_m \quad (35.46)$$

3.5.6.4. Прорачун носивости пужних парова по критеријуму издржљивости подножја зубаца

Код пужних парова опасни су радни напони само у подножју зубаца пужног зупчаника, с обзиром да су они мање отпорни и мање издржљиви у односу на зупце пужа. У подножју зупца пужног зупчаника влада сложено напрезање где доминира напрезање на смицање и савијање. Као меродавни напон за прорачун носивости подножја зубаца узима се тангентни напон од смицања, али се и савијање узима у обзир преко фактора облика Y_F . Сходно томе радни напон у подножју зупца одређује се према

$$\tau_F = \frac{F_{tm2}}{b_2 \cdot m} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_F \cdot Y_\gamma \cdot Y_K \quad (35.47)$$

◆ Фактор степена спрезања Y_ε узима у обзир расподелу укупне обимне силе на парове спрегнутих зубаца и износи $Y_\varepsilon = 0,5$.

◆ Фактор облика зупца Y_F узима у обзир расподелу оптерећења по ширини зупца као и увећање напрезања због хабања подножја зупца:

$$Y_F = \frac{2,9 \cdot m}{s_{f2}} \quad (35.48)$$

Средња дебљина зупца у подножју у чеоном пресеку s_{f2} одређује се према

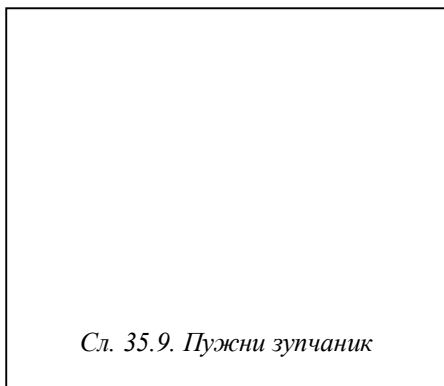
$$s_{f2} = 1,06 \left[\frac{m \cdot \pi}{2} - \Delta s + (d_{m2} - d_{f2}) \frac{\tan \alpha_n}{\cos \gamma_m} \right] \quad (35.49)$$

Дебљина похабаног слоја у чеоном пресеку D_s одређује се према дебљини похабаног слоја у нормалном пресеку σ_{wn} (израз (35.41)) према:

$$\Delta s = \frac{\delta_{wn}}{\cos \gamma_m} \quad (35.50)$$

◆ Фактор успона Y_γ узима у обзир утицај угла успона средње завојнице γ_m на увећање оптерећења зупца а самим тим и напона у подножју:

$$Y_\gamma = \frac{1}{\cos \gamma_m} \quad (35.51)$$



Сл. 35.9. Пужни зупчаник

◆ Фактор дебљине венца пужног зупчаника Y_K узима у обзир утицај дебљине венца пужног зупчаника s_K (сл.35.9) на радни напон у подножју зупца:

$$Y_K = 1 \quad \text{за} \quad s_K \geq 1,5m$$

$$Y_K = 1,25 \quad \text{за} \quad s_K < 1,5m$$

◆ Критични напон од смицања у подножју зупца износи

$$[\tau_F] = \tau_{F \text{ limT}} \cdot Y_{NL} \quad (35.52)$$

Вредности трајне смицајне издржљивости $\tau_{F \text{ limT}}$ за различите материјале дате су у табlici ПЗ5-1.

Фактор радног века Y_{NL} узима у обзир увећање носивости пужног пара за временску издржљивост. Код израде пужног зупчаника од бронзе у раду долази до знатних пластичних деформација, и сходно томе и до погоршања квалитета додирних површина бокова зубаца. DIN 3996 даје препоруке за избор Y_{NL} за случај погоршања квалитета додирних површина и мањи број циклуса промена оптерећења на зупцима пужног зупчаника. За остале случајеве може се узети $Y_{NL}=1$.

◆ Степен сигурности против заморног лома зупца у подножју износи:

$$s_F = \frac{[\tau_F]}{\tau_F} \geq s_{F \text{ min}} = 1,1 \quad (35.53)$$

3.5.6.5. Степен сигурности против савијања вратила пужа

Вратило пужа оптерећено је радијалном силом F_{rm} и обимном силом F_{m1} , које доводе до знатног савијања вратила, с обзиром на релативно велико растојање између ослонаца. Аксијална сила на пужу доводи до незнатних деформација вратила пужа, па се најчешће занемарује. Услед савијања долази до угиба вратила, који може да доведе до сметњи при спрезању. Обимна сила зависи од силе трења на боковима зубаца, тако да у случају недовољног подмазивања расте сила трења, при чему долази до знатног угиба вратила пужа. Ово може довести до смањења трага ношења и до локалног преоптерећења бокова зубаца. Због тога је неопходна провера савијања вратила пужа.

Код симетричног положаја пужа између ослонаца угиб вратила, услед радијалне F_{rm} и обимне силе F_{m1} , износи:

$$\delta_m = \frac{l^3 \sqrt{F_{rm}^2 + F_{m1}^2}}{48 \cdot E \cdot I} \quad (35.54)$$

У изразу (35.54) са l је означено растојање између ослонаца вратила пужа, са E - модул еластичности за материјал вратила пужа, а I је момент инерције пресека вратила пужа $I = \pi \cdot d_m^4 / 64$.

Критичне вредности угиба задају се у односу на модул m : $\delta_{kr} \cong 0,01m$.
Степен сигурности против савијања вратила пужа једнак је

$$S_\delta = \frac{\delta_{kr}}{\delta_m} \geq S_{\delta_{min}} = 1 \quad (35.55)$$

3.5.7. Материјали за израду пужева и пужних зупчаника

Од материјала за израду пужног пара захтева се, поред одговарајуће издржљивости у односу на хабање и питинг, да имају мале отпоре клизању, чиме се омогућује висок степен искоришћења пужног пара. Најповољнији резултати добијају се израдом пужа од каљеног (цементираног) челика са брушеним зупцима и пужног зупчаника од центрифугално ливених калајних бронзи са додатком никла (немачки произвођачи најчешће примењују комбинацију материјала *16MnCr5/C.CuSn12Ni*). Поред тога добре карактеристике имају и алуминијумске бронзе и месинг (првенствено *C.CuAu10Ni* и *C.CuZn25Al5*), а примењују се и перлитни сиви и нодуларни лив (EN-GJS-400-15), али првенствено за мале брзине клизања $v_k \leq 2$ m/s.

За израду пужева, поред цементираних челика са тврдоћом бокова до 62 HRC, користе се и индукционо и пламено каљени челици, који су првенствено намењени за велика оптерећења. За мања оптерећења и мање брзине клизања ($v_k < 3$ m/s) користе се и челици за побољшање.

Карактеристике издржљивости материјала за израду пужних зупчаника дата су у прилогу П35-1.

3.5.8. Подмазивање пужних парова

Од средстава за подмазивање пужних парова захтева се смањење отпора клизању и губитака енергије уз повећано одвођење топлоте и смањење површинског притиска спрегнутих бокова.

За подмазивање пужних парова примењују се минерална уља са EP-адитивима, која нису скупа и дају релативно добре коефицијенте трења и добру издржљивост бокова у односу на питинг и хабање. Првенствено се примењују синтетичка уља која су знатно боља у односу на минерална, чиме се постиже и већа носивост. Ова уља су међутим скупља од минералних.

Начин подмазивања зависи од конструкционог извођења преносника и обимне брзине пужа v_1 ($v_1 = \pi \cdot d_m \cdot n_1 / 60$). Према DIN 51509 препоручује се:

- ◆ пуж потопљен у средству за подмазивање
 - за $v_1 \leq 4$ m/s - подмазивање потапањем машћу за преноснике;
 - за $v_1 \leq 10$ m/s - подмазивање потапањем у уљу;
 - за $v_1 > 10$ m/s - подмазивање уљем под притиском;
- ◆ пужни точак потопљен у средству за подмазивање
 - за $v_1 \leq 1$ m/s - подмазивање потапањем машћу за преноснике;

- за $v_1 \leq 4 \text{ m/s}$ - подмазивање потапањем у уљу;
- за $v_1 > 4 \text{ m/s}$ - подмазивање уљем под притиском;

Кинематска вискозност минералних уља за подмазивање пужних преносника n_{40} , односно n_{50} одређују се према дијаграму у прилогу сл. П33-22 зависно од односа $T_2/(a^3 \cdot n_1)$, где је T_2 - обртни момент на пужном зупчанику у Nm , a - осно растојање у m , а n_1 - минутни број обртаја пужа.

Од синтетичких уља најчешће се користи уље **ISO VG 220** које покрива високо подручје бројева обртаја. За мање бројеве обртаја узима се уље веће густине, а за веће бројеве обртаја уље мање густине.

3.5.9. Избор основних геометријских величина и обликовање пужних преносника

При избору основних величина пужа и пужног зупчаника полази се од ограничења која се при томе постављају, а која су најчешће везана за расположиви простор за уградњу преносника односно за унапред дефинисано осно растојање, могућност коришћења квалитетних материјала, расположиве технологије за израду, услова експлоатације, и др.

◆ У случају да је осно растојање а унапред дефинисано, најпре се одређује број зубаца пужа према:

$$z_1 \cong (7 + 2,4\sqrt{a})/u \quad (35.56)$$

где је а у mm , а u - преносни однос. Број зубаца z_1 заокружује се на цело број, и креће се у границама $z_1 = 1 \dots 6$. Код брзоходних преносника користе се веће вредности z_1 , а код преносника са великим обртним моментом мање вредности за z_1 . Пречник средњег цилиндра пужа одређује се приближно $d_{m1} \approx \psi_a \cdot a$, где је $\psi_a = d_{m1}/a = 0,5 \dots 0,3$.

Затим се одређују остале геометријске величине пужног пара према изразима и препорукама датим у табlici 35.1, и врши провера носивости, односно одговарајућих степена сигурности. Број зубаца пужног зупчаника z_2 утиче на носивост пужног пара и на миран рад. За $z_2 > 30$ код $\alpha = 20^\circ$ и нормалне висине зубаца у захвату су увек минимално два пара зубаца, што омогућује миран рад преносника. Са порастом z_2 опада носивост подножја зубаца.

◆ У случају да осно растојање није задато, онда може приближно да се одреди према:

$$a = 750 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_A \cdot T_2}{\sigma_{H \text{ lim}}^2}} \quad (35.57)$$

где су:

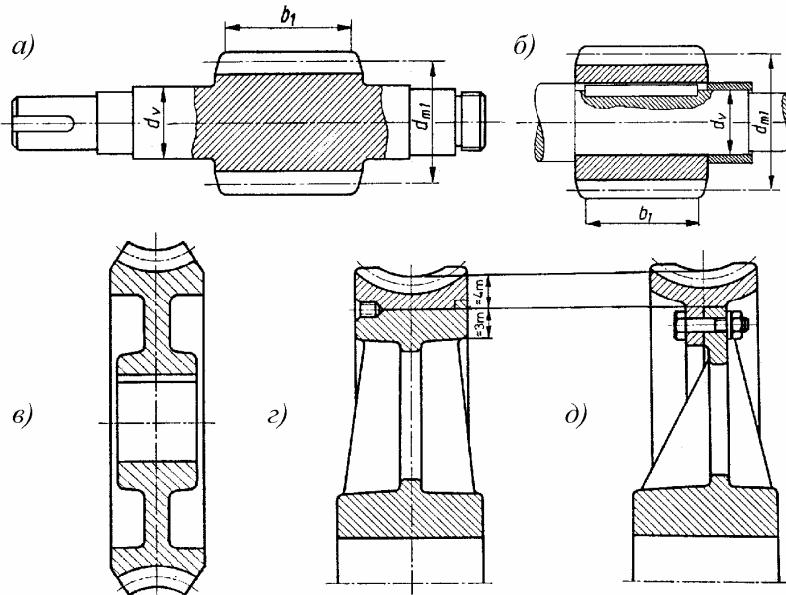
- T_2 - обртни момент на пужном зупчанику у Nm ($T_2 = T_1 \cdot u \cdot \eta_P$),
- a - осно растојање у mm ,
- K_A - фактор радних услова (прилог П33-1),
- $\sigma_{H \text{ lim}}$ - трајна динамичка издржљивост бокова зубаца N/mm^2 (прилог П35-1).

За претходни избор степена искоришћења x_p и бројева зубаца z_1 може се користити таблица 35.5.

После одређивања основног растојања, остале геометријске величине пужног пара одређују се према табlici 35.1. За преносни однос u по могућству треба бирати разломљен број.

Таблица 35.5. Препоруке за одређивање степена искоришћења η_p и бројева зубаца z_1

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

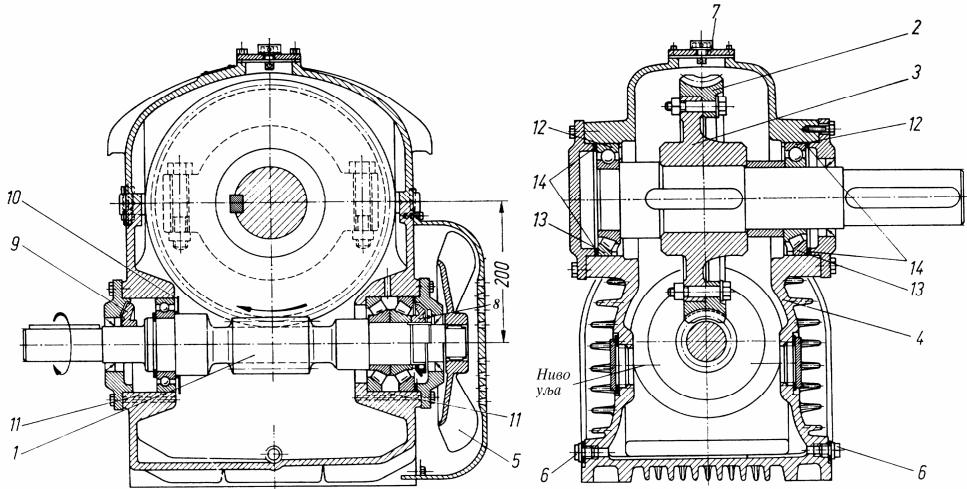


Сл. 35.10. Начини конструкционог извођења пужева и пужних зупчаника: а) изједна са вратилом; б) веза са вратилом помоћу клина; в) израда ливењем; г) веза венца и тела пресованим склопом; д) веза завртњевима

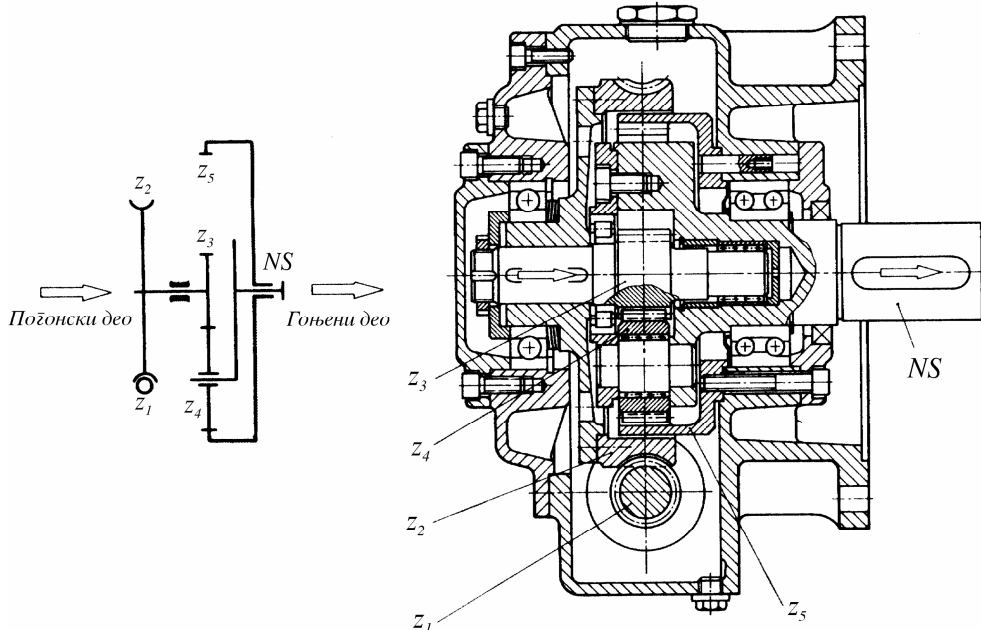
Пуж се најчешће израђује изједна са вратилом, чиме се постиже компактна конструкција и већа крутост (сл. 35.10,а). Изузетно, код мањих снага, пуж и вратило могу се извести из два дела (сл. 35.10,б).

Код мањих димензија венац и тело пужног зупчаника могу бити израђени од истог материјала (сл. 35.10,в). Најчешће се међутим, венац израђује од квалитетног материјала, а затим се спаја са телом зупчаника пресованим склопом (сл. 35.10,г) или помоћу завртњева (сл. 35.10,д). Користи веза са подешеним завртњевима, уз знатан преклоп између венца и тела зупчаника.

Препоручене вредности преносног односа и основног растојања пужног преносника дате су у прилогу П35-1а, а конструкционо извођење приказано је на сликама 35.11 и 35.12 У прилозима П35-3 и П35-4 дати су радионички цртежи пужа и пужног зупчаника са свим потребним подацима за израду.



Сл.35.11. Конструкционо извођење пужног преносника са пужем постављеним са доње стране и вентилатором за хлађење (Flender - Vochoлт). Номинална снага 25kW; $n_1=1500 \text{ min}^{-1}$; $i = 20$. Ознаке: 1 - пуж типа ZC, израђен од челика за цементацију, брушен; 2 - пужни точак од калајне бронзе; 3 - тело пужног зупчаника од конструкционог челика; 4 - кућиште са ребрима израђено од SL 200; 5 - вентилатор; 6 - отвор за испуштање уља; 7 - поклопац; 8 - радијални прстен за заптивање; 9-додатни заптивни прстен; 10 - центрифугални прстен; 11 - канал за враћање уља; 12 - прстенасти куглични лежај за мања оптерећења; 13 - прстенасти конусно-ваљчани лежај за већа оптерећења; 14 - дистантни прстен за аксијално подешавање пужног точка.



Сл. 35.12. Пужно планетни преносник: а) шематски приказ; б) конструкционо извођење.

(z_1 - пуж; z_2 - пужни зупчаник; z_3 - централни зупчаник; z_4 - сет планетних зупчаника; z_5 - централни озубљени венац; NS- носач сателита).