

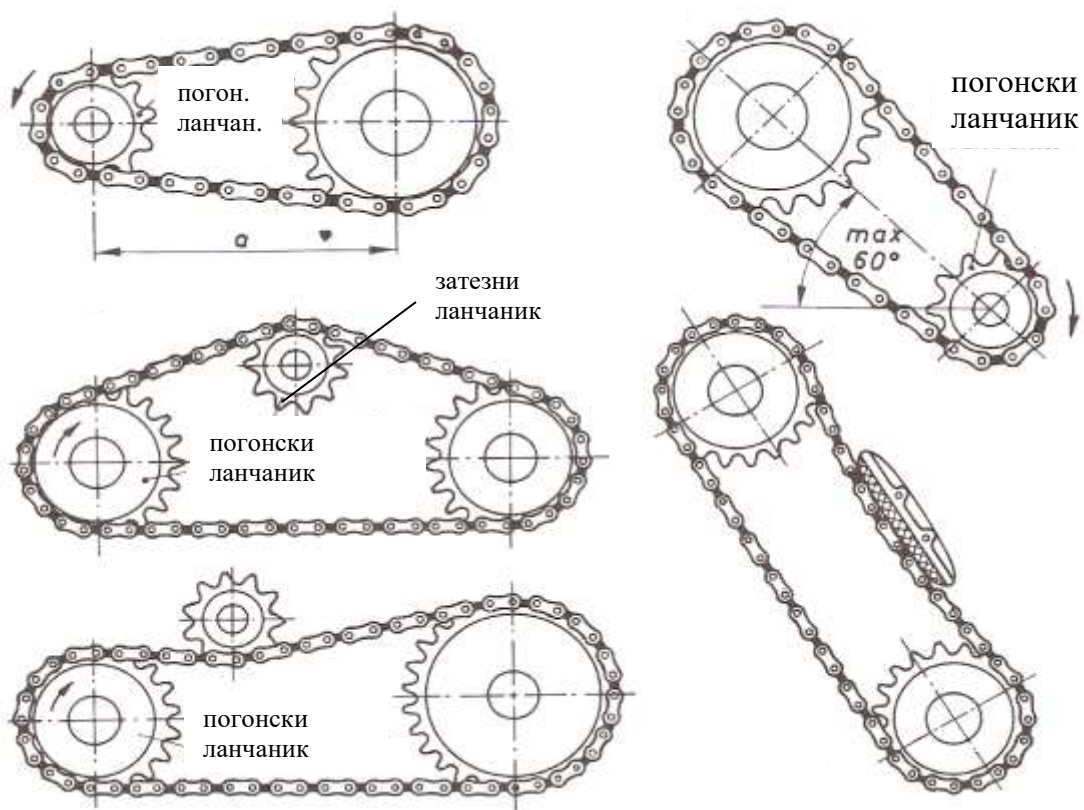
ЛАНЧАНИ ПАРОВИ

примењују се за пренос снаге и обртног кретања код вратила на већем растојању. У поређењу са ременим и каишним паровима, могу пренети веће силе, раде без проклизавања, дужег су века, нису осетљиви на утицај температуре, а оптерећења вратила су мања. Спрезањем ланца и ланчаника остварује се мање еластичан спој вратила, брзина гоњеног ланчаника је неравномерна у току једног обрта, делови у додиру се хабају те их треба подмазати, ланци и ланчаници су скупљи од ременица и ремена!

Вертикалан положај није погодан због лошег захвата ланца на доњем ланчанику. Захват на зупце ланчаника може се побољшати затезним ланчаницима или посебним механизмом. Тиме се пригушују и попречне вибрације вучног огранка ланца.

Захват ланца и ланчаника је бољи ако је вучни огранак са горње стране у супротном је потребан затезни ланчаник.

Ако су осе вратила вертикалне, ламеле ланца су изложене интензивном хабању те је овај положај веома неповољан за ланчане парове.



Пренос обртног момента се остварује зглобним ланцима који су састављени од чланака са размаком оса зглобова који се назива корак (p) ланца.

Захват ланца и ланчаника се оставрује преко ваљака смештених у зглобовима ланца – ланци са ваљцима, или преко посебних зубаца – ланци са зупцима.

Ланци са ваљцима

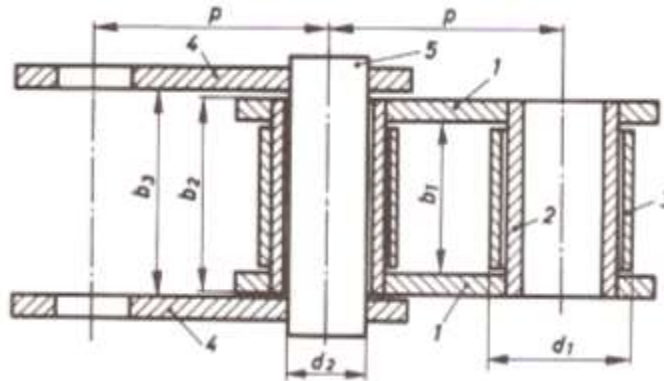
су низ наизменично поређаних унутрашњих и спољашњих чланака спојених у зглобовима помоћу осовиница.

Унутрашњи чланак чине спој једног пара ламела (1) остварен упресованом чауром (2) која се у ламелама не може окретати. Преко чауре је слободно окретљив ваљак (3).

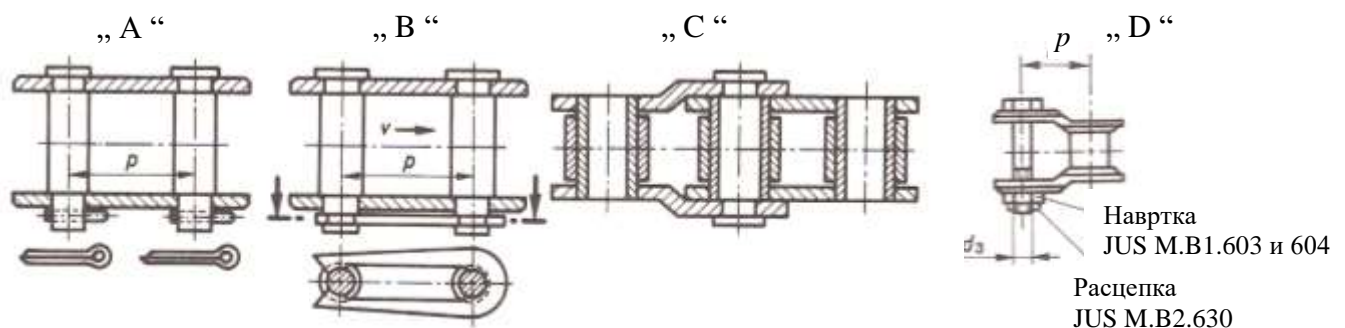
Спољашњи чланак се састоји од спољних ламела (4) спојених осовиницом (5) око које нису окретљиве. Покретљивост у зглобу се остварује клизањем осовинице (5) у чаури (2) по додирној површини $A = d_2 \cdot b_2$ (прочитај М.Е. I контактна напрезања – меродавна површина).

При преласку ланца преко ланчаника (при преламању ланца) на овом додиру се остварује клизање под оптерећењем и хабање.

Заштита чауре (2) од хабања по спољној површини при наиласку зглоба ланца на зубац ланчаника остварује се помоћу ваљка (3).



Спој крајева ланца остварује се помоћу спојних чланака, који се могу расклапати, а снабдевени су осигурачима који спречавају испадање осовиница из чаура.



Мере и облици ланца прописани су стандардима. Југословенским стандардом предвиђено је неколико врста ланца са ваљцима. Углавном се користе ваљкасти ланци за мања и за повећана оптерећења који могу бити једноредни, дворедни и троредни. Мере ових ланца дате су у табели 4.9.

Спојни чланак типа „ А “ се примењује за паран број чланака и корак $p > 19,05 \text{ mm}$

Спојни чланак типа „ В “ се примењује за паран број чланака и корак $p \leq 19,05 \text{ mm}$

Спојни чланак типа „ С “ се примењује за непаран број чланака и корак $p \leq 19,05 \text{ mm}$ у комбинацији са два спојна чланка типа „ В “

Спојни чланак типа „ Д “ комбинован са једним чланком типа „ А “ се примењује за непаран број чланака и корак $p > 19,05 \text{ mm}$

У броју чланака садржани су и спојни чланци. Тежи се да укупан број чланака буде паран, како би се избегли чланци типа „ С “ и „ Д “.

За велика осна растојања и мања оптерећења користе се ланци са ваљцима и са дугим чланцима JUS M.C1.822

Транспорт терета и пренос великих оптерећења при малим брзинама (до $2 \frac{m}{s}$)

остварује се ланцима за пољопривредне машине и транспортере JUS M.C1.827 Они могу бити снабдевени чланцима посебног облика (транспортним чланцима) за које се причвршћују транспортни елементи транспортера. Одговарајући ланчаници су према JUS M.C1.817

Осим ланаца са ваљцима примењују се и ланци са чаурама JUS M.C1.830 Ови ланци су без ваљака па се чауре непосредно додирују са зупцима ланчаника.

Хабање чаура је врло интензивно па се ови ланци ретко користе за пренос снаге.

Ланци са сворњацима JUS M.C1.840 су теретни ланци, користе се за подизање и

транспорт терета брзинама до $0,5 \frac{m}{s}$. Ради повећања носивости могу имати више

редова ламела (тешки ланци JUS M.C1.841)

Ланци са зупцима

погодни су за пренос мале снаге при великим брзинама. Одступања мера ланаца су мања у односу на ланце са ваљцима, утицај одступања је мањи па је њихов рад скоро бешуман. Таблица 4.10, DIN 8190

Материјал за израду ланаца и ланчаника

су разне врсте челика:

- ламеле (плочице) ланаца су најчешће од конструкционог челика или угљеничног челика за побољшање, ређе од угљеничног челика за цементацију,
- осовинице, чауре и ваљци могу бити од угљеничних и легираних челика за побољшање или цементацију зависно од услова рада,

За повољне услове рада (мирна оптерећења, мање брзине, већи број зубаца) могу се користити Č.1530, Č.1730, Č.3130.

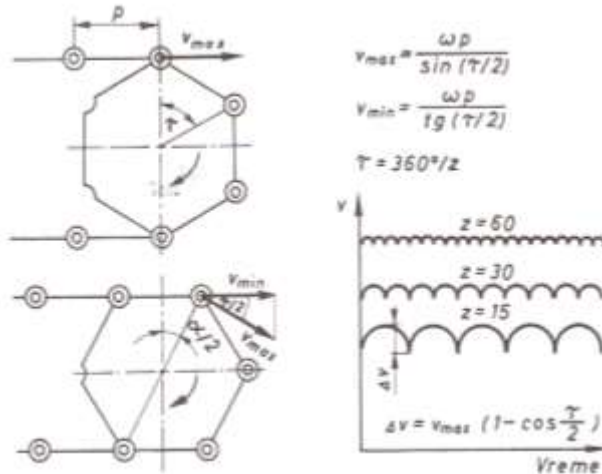
За неповољне услове рада Č.1220, Č.1221, Č.4120, Č.4320, Č.4131, Č.4130, Č.3134

Ако су ланчаници спороходни и са већим бројем зубаца могу се израдити и од сивог лива SL.20 или SL.25

Динамика ланчаних парова

Због полигоналног облика ланчаника брзина ланца се мења у границама од v_{\min} до v_{\max} при сваком наиласку чланка на зубац ланчаника. Промена брзине $\Delta v = v_{\max} - v_{\min}$ је већа, а учестаност промене је мања за мањи број зубаца ланчаника.

Брзина ланца при наиласку чланка на зубац ланчаника мења се и услед разлике корака ланца и ланчаника остварене хабањем ланца у зглобовима и одступањима при изради ланца и ланчаника. Ове промене побуђују уздужне и попречне вибрације ланца и угаоне (торзине) вибрације ланчаника заједно са другим обртним масама.



Из таблице 4.9. имамо:

$$\sin\left(\frac{\tau}{2}\right) = \frac{\frac{p}{2}}{d} = \frac{p}{2d} \quad (1)$$

$$\tau \cdot z = 360^\circ \Rightarrow \frac{\tau}{2} = \frac{180^\circ}{z}$$

Из једначине (1)

$$\Rightarrow \sin\left(\frac{\tau}{2}\right) = \frac{p}{2 \cdot r} = \frac{p}{2 \cdot \frac{v}{\omega}} = \frac{p \cdot \omega}{2 \cdot v}$$

$$\Rightarrow 2 \cdot v = v_{\max} = \frac{p \cdot \omega}{\sin\left(\frac{\tau}{2}\right)}$$

При чему је искоришћена релација $v = r \cdot \omega \Rightarrow r = \frac{v}{\omega}$

$$\text{Са слике следи: } v_{\min} = v_{\max} \cdot \cos\left(\frac{\tau}{2}\right) = \frac{p \cdot \omega}{\sin\left(\frac{\tau}{2}\right)} \cdot \cos\left(\frac{\tau}{2}\right) = \frac{p \cdot \omega}{\frac{\sin\left(\frac{\tau}{2}\right)}{\cos\left(\frac{\tau}{2}\right)}} = \frac{p \cdot \omega}{\operatorname{tg}\left(\frac{\tau}{2}\right)}$$

Означавање зглобних ланаца

При порџбини ланца треба навести број чланака ланца Z или дужину лаца у метрима, број редова ланца (n), корак (p), унутрашњу ширину (b_1) и одговарајући стандард.

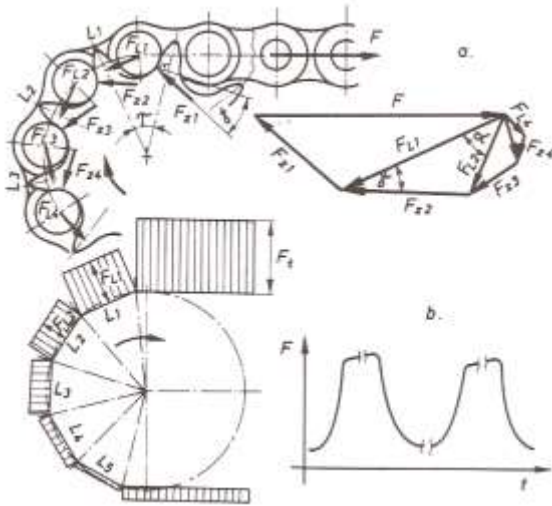
Нпр дворедни ваљкасти ланац за појачано оптерећење (JUS M.C1.021) са $p = 25,4mm$, $b_1 = 17,02mm$, са 100 чланака: ланац 2x25,4x17,02x100 JUS M.C1.021
 Подразумева се да је у броју чланака садржан и спојни чланак. Ако се дужина даје у метрима, подразумева се да су крајњи чланци унутрашњи.

Оптерећење ланчаног пара

Утицај радног оптерећења

Помоћу ланца се преноси обртни момент T при некој угаоној брзини ω , тј. обимна сила $F_t = \frac{2 \cdot T}{d}$ са погонског на гоњени ланчаник.

Пренос се остварује дејством зубаца поганског ланчаника на ваљке ланца, па дејством ваљака на зупце гоњеног ланчаника. При том се сила у ланцу повећава од нуле до величине F_t при наиласку на погонски ланчаник, а затим се смањује поново до нуле при обиласку око гоњеног ланчаника. Сила у ланцу се повећава тј. смањује постепено за величину разлика сила у ламелама $F_{L1}, F_{L2}, F_{L3}, \dots$ које су сразмерне силама на зупцима ланчаника $F_{Z1}, F_{Z2}, F_{Z3}, \dots$



$$F = F_{L1} + F_{Z1}$$

$$F_{L1} = F_{L2} + F_{Z2}$$

$$F_{L2} = F_{L3} + F_{Z3}$$

$$F_{L3} = F_{L4} + F_{Z4}$$

Услед неравномерности рада погонске и радне машине тј. због утицаја спољних динамичких сила (удара), обимна сила F_t може бити увећана.

Утицај се обухвата фактором K_A , радно оптерећење ланца је $K_A \cdot F_t$

K_A таблица 4.3

Утицај масе ланца

Кружним кретањем ланца око ланчаника настаје центрифугална сила

$$F_C = m \cdot r \cdot \omega^2 = m \cdot r \cdot \frac{v^2}{r^2} = \frac{m}{r} \cdot v^2 = q \cdot v^2$$

q маса лединице дужине ланца (Т 4.9 и Т 4.10), v брзина ланца. Ова сила додатно оптерећује – истеже ланац по целој дужини

Слободан (повратни) крак ланца изложен је дејству центрифугалне силе и дејству силе услед сопствене тежине ланца на дужини овог огранка. Може се усвојити да је приближно дужина овог огранка једнака осном растојању ($L \approx a$) па је тежина

$$F_G = q \cdot L^2 \cdot \cos \alpha \cdot \frac{1}{8 \cdot f}$$

α угао који заклапа спојна права центара обртања ланчаника са хоризонталном равни,

f угиб (опуштеност) слободног огранка

Утицај унутрашњих динамичких сила

Услед инерције чланака ланца и инерције обртних маса, при спрезању (додиру) зглоба ланца (ваљка) са зупцем ланчаника, остварују се динамичке силе које утичу на повећање укупне силе у ланцу.

Ниво ових инерцијалних сила се повећава са повећањем нивоа вибрација ланца и ланчаника.

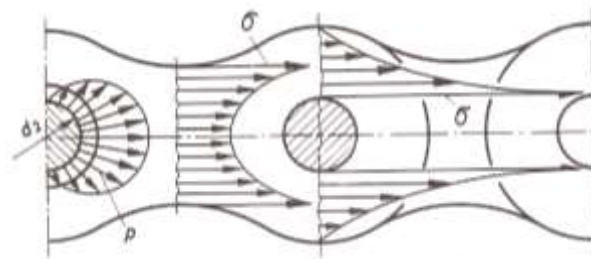
Одступање корака услед хабања ланца и ланчаника и услед одступања при изради ових делова, доводе до удара ваљака ланца о зупце ланчаника што такође доприноси повећању нивоа унутрашњих динамичких сила. Утицај унутрашњих динамичких сила на укупну силу у ланцу обухвата се фактором унутрашњих динамичких сила ξ_d таблица 4.12.

Узимајући у обзир наведене утицаје, укупна сила у вучном огранку ланца је:

$$F = \xi_d \cdot (K_A \cdot F_t + F_C)$$

Напони у деловима ланца

Разарање ланца најчешће настаје услед разарања ламела или услед хабања у клизним паровима зглобова ланца. Ламеле су сложеног облика са великом концентрацијом напона на месту отвора за осовиницу.



Обиласком ланца око ланчаника, дејством спољних и унутрашњих динамичких сила оптерећење плочице ланца се мења у широком интервалу, па на овом месту могу настати ломови услед замора.

Испитивањима је утврђено да је трајна динамичка издржљивост ламела око 10 пута мања од издржљивости стандардне епрувете од побољшаног челика тј.

$$\text{износи око } 40 \frac{N}{mm^2}.$$

При статичком испитивању – кидању ланца, прекид настаје око средине ламеле где је концентрација најмања. Прекидна сила је 5 до 6 пута већа од промењиве силе која доводи до динамичког лома на месту отвора за осовиницу. На слици је симболично приказано.

Према ознакама на слици на другој страни, при преламању ланца, клизање се врши на додиру чауре 2 и осовинице 5, по површини полуцилиндра пречника r и висине b_2 чија је пројекција $A = b_2 \cdot d_2$ дата у таблицама димензија ланца Т 4.9 и Т 4.10

Дејством силе у ланцу на овом додиру се остварује притисак који је наравномерно распоређен по обиму додирне површине и дуж додира b_2 (на слици је приказано са p)

Расподела притиска дуж додира зависи од односа крутости чауре, ламеле и осовинице у правцу дејства силе, од величина и правца сила у ламелама F_L и на зупцима ланчаника тј. на ваљку ланца F_Z итд. Највећи је на крајевима додира на местима где се ослањају ламеле. За поређење са резултатима експерименталних испитивања користи се номинална величина притиска $p = \frac{F}{A}$.

Услед притиска и клизања при преламању ланца у зглобовима, на додирној површини $A = b_2 \cdot d_2$ остварује се хабање осовиница и чаура што се одражава на повећање корака ланца p . Дозвољено повећање дужине ланца услед хабања у зглобовима је 3 %.

Хабање у зглобовима и на додиру са зупцима ланчаника, може се смањити и успорити добрим подмазивањем. Уље одговарајуће вискозности може се у зглобове ланца довести у облику капљица, потапањем ланца у уље или млазом уља под притиском.

Препоручена вискозност уља у $\frac{mm^2}{s}$ на $50^\circ C$

Притисак у зглобу $p = \frac{F}{A} \left[\frac{N}{mm^2} \right]$	Ручним подмазивањем или капањем уља			Подмазивање потапањем	
	Брзина ланца $v \left[\frac{m}{s} \right]$				
	<1	1 ... 5	>5	<5	≥ 5
10	20	32	45	20	32
10 ... 20	32	45	60	32	45
20 ... 30	45	60	80	45	60

Избор мера ланчаног пара

Кинематски преносни однос ланчаног пара $u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$ треба да је $u \leq 7$, а брзина

ланца мања од $25 \frac{m}{s}$

n_1, z_1 број обртаја и број зубаца мањег ланчаника

n_2, z_2 број обртаја и број зубаца великог ланчаника

При малој брзини ланца може се усвојити кинематски преносни однос и до 10. Пренос при већој брзини ланца није погодан због великих центрифугалних и унутрашњих динамичких сила.

Препоручени бројеви зубаца малог ланчаника z_1

Врста ланца	Преносни однос $u = \frac{z_2}{z_1}$					
	2	2 ... 3	3 ... 4	4 ... 5	5 ... 6	>6
Ланац са ваљцима	27 – 31	25 – 27	23 – 25	21 – 23	17 – 21	15 – 17
Ланци са зупцима	32 - 35	30 - 32	27 - 30	23 - 27	19 - 23	17 - 19

Минимално дозвољени број зубаца зависи од брзине ланца. За ланце са ваљцима ако је: $v < 1 \frac{m}{s}$, $z_{1min} = 8 \dots 10$, за $v \leq 4 \frac{m}{s}$, $z_{1min} = 11 \dots 13$, за $v \leq 7 \frac{m}{s}$, $z_{1min} = 14 \dots 16$,

за $v \leq 15 \frac{m}{s}$, $z_{1min} = 17 \dots 25$

Највећи број зубаца при коришћењу ланца са ваљцима $z_{2max} = 120$

При коришћењу ланца са зупцима $z_{1min} = 13$, $z_{2max} = 140$ зубаца

Корак ланца p може се изабрати на основу расположивог простора за смештај ланчаног пара, потребне носивости ланца и на основу ограничења брзине тј. броја обртаја малог ланчаника Т 4.11.

Осно растојање треба да је $a = (30 \dots 50) \cdot p$, највише $a_{max} = 80 \cdot p$

Најмање осно растојање може бити $a_{min} = 0,6 \cdot (d_1 + d_2) + (30 \dots 50)mm$, где је

пречник ланца: $d = \frac{P}{\sin(\frac{180}{z})}$ стр. 4.

За усвојено осно растојање и корак ланца потребан број чланака ланца је:

$$Z = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{(z_2 - z_1) \cdot \gamma}{\pi} + \frac{2 \cdot a \cdot \cos \gamma}{p}, \text{ где је: } \sin \gamma = \frac{d_2 - d_1}{2 \cdot a} = \frac{(z_2 - z_1) \cdot p}{2 \cdot \pi \cdot a}$$

за познати број чланака ланца Z , осно растојање је:

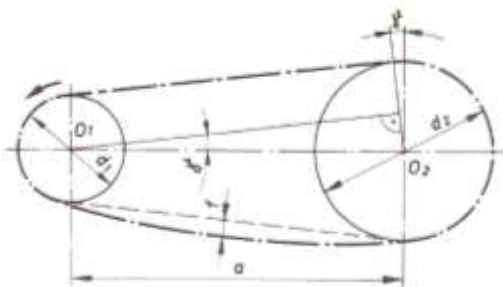
$$a = \frac{P}{2 \cdot \cos \gamma} \cdot \left(Z - \frac{z_1 + z_2}{2} - \frac{(z_2 - z_1) \cdot \gamma}{\pi} \right) \text{ Наведени односи су добијени са слике:}$$

$$d \cdot \pi = z \cdot p \Rightarrow d = \frac{z \cdot P}{\pi}$$

$$Z \cdot p = \frac{d_1}{2} \cdot \pi + \frac{d_2}{2} \cdot \pi + 2 \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \gamma - 2 \cdot \frac{d_1}{2} \cdot \gamma + 2 \cdot a \cdot \cos \gamma = \frac{z_1 \cdot P}{2} + \frac{z_2 \cdot P}{2} + (z_2 - z_1) \cdot \frac{P}{\pi} \cdot \gamma + 2 \cdot a \cdot \cos \gamma$$

$$Z \cdot p = \frac{z_1 + z_2}{2} \cdot p + (z_2 - z_1) \cdot \frac{P}{\pi} \cdot \gamma + 2 \cdot a \cdot \cos \gamma$$

$$Z = \frac{z_1 + z_2}{2} + (z_2 - z_1) \cdot \frac{\gamma}{\pi} + 2 \cdot a \cdot \cos \gamma$$



γ - угао у радијанима, јер кад се рачуна дужина кружног лука угао је у радијанима!

Ради смањења удара при спрезању ланца и ланчаника, тј. ради побољшања равномерности рада ланчаног пара, стварно осно растојање треба да је $a_s = (0,996...0,998) \cdot a$, односно највећи угиб (опуштеност) повратног огранка треба да је: $f = (0,02...0,025) \cdot a$

Помоћу изабраног ланца у радним условима се може пренети снага:

$$P = \frac{P_0 \cdot \xi_L \cdot \xi_a \cdot \xi_i \cdot \xi_t \cdot \xi_p \cdot \xi_x}{K_A \cdot \xi_z} \quad [KW]$$

P_0 снага коју ланац са ваљцима JUS M.C1.821 може преносити у току времена рада $t = 15000 h$, са $z_1 = 19$ зубаца, $Z = 100$ чланака, преносним односом $u = 3$, осним растојањем $a = 40 \cdot p$ до издужења највише 3 % сл. 4.67

ξ_L фактор врсте ланца:

ланац са ваљцима за повећана оптерећења JUS M.C1.821, $\xi_L = 1$

ланац са ваљцима за мања оптерећења JUS M.C1.820, $\xi_L = 0,6$

ланац са ваљцима дугих чланака JUS M.C1.822, $\xi_L = 0,2$

ланац са ваљцима за пољопривредне машине JUS M.C1.827, $\xi_L = 0,1$

ланац са чаурама JUS M.C1.830, $\xi_L = 0,5$

ξ_a фактор осног растојања стр. 152 М.Е. II,

ξ_x фактор броја ланчаника. Ако је број ланчаника x већи од два, број преламања (клизања у зглобу) ланца је већи у односу на услове под којима је утврђена снага P_0 , $\xi_x = 0,9^{x-2}$

ξ_i фактор преносног односа стр. 152 М.Е. II,

ξ_t фактор радног века ланца, t - радни век ланца у часовима, $\xi_t = \sqrt[3]{\frac{15000}{t}}$,

ξ_p фактор подмазивања:

најбоље подмазивање без прашине, $\xi_p = 1$

без прашине са довољним подмазивањем, $\xi_p = 0,9$

није без прашине, али је подмазивање довољно, $\xi_p = 0,7$

није без прашине, али са не довољним подмазивањем: $\xi_p = 0,5$ за $v \leq 4 \frac{m}{s}$

$$\xi_p = 0,3 \text{ за } v = 4...7 \frac{m}{s}$$

запрљано и недовољно подмазано: $\xi_p = 0,3$ за $v \leq 4 \frac{m}{s}$

$$\xi_p = 0,15 \text{ за } v = 4...7 \frac{m}{s}$$

прљаво и без подмазивања: $\xi_p = 0,15$ за $v \leq 4 \frac{m}{s}$

K_A фактор спољних динамичких сила, стр. 5 М.Е. II,

ξ_z фактор броја зубаца малог ланчаника z_1 , $\xi_z = \left(\frac{19}{z_1}\right)^{1,085}$

Провера сигурности и века ланца

степен сигурности против динамичког лома ламеле ланца на месту отвора за

осовиницу услед замора: $S = \frac{F_D}{F} = \frac{\xi_D \cdot F_M}{\xi_d \cdot (K_A \cdot F_t + F_C)}$ треба да је већи од (1,5 ... 2,5)

F_D сила која одговара трајној издржљивости ланца

$\xi_D = \frac{F_D}{\xi_M}$ однос динамичке и статичке силе разарања:

$\xi_D = 0,15 \dots 0,2$ за ланце са ваљцима,

$\xi_D = 0,04 \dots 0,05$ за ланце са зупцима,

K_A фактор спољних динамичких сила,

ξ_d фактор унутрашњих динамичких сила

Ланци са зупцима су постојанији на хабање од ланаца са ваљцима, међутим осетљиви су на замор због неравномерне расподеле оптерећења између ламела у чланку и савијања ламела,

F_M прекидна сила ланца (Т 4.9 и Т 4. 10)

Притисак у клизном пару зглобова ланца треба да је мањи од дозвољене границе:

$$P = \frac{K_A \cdot F_t + F_C}{A} \leq P_N \cdot \xi_a \cdot \xi_x \cdot \xi_i \cdot \xi_t \cdot \xi_p$$

A додирна површина у зглобу ланца Т 4.9 и Т 4.10

P_N површинска издржљивост ланца за услове испитивања Т 4.13

$\xi_a, \xi_x, \xi_i, \xi_t, \xi_p$ стр. 9

из датог израза следи да је фактор века:

$$\xi_t = \frac{K_A \cdot F_t + F_C}{P_N \cdot A \cdot \xi_a \cdot \xi_x \cdot \xi_i \cdot \xi_p}$$

Односно век ланца до критичне похабаности тј. издужења за 3 % услед хабања у

зглобовима $t = \frac{15000}{\xi_t^3} [h]$ (у часовима)

Услед клизања при спрезању ланца и ланчаника степен искоришћења ланчаних парова је: $\eta = 0,98 \dots 0,99$

$v = \frac{d_1 \cdot \pi \cdot n_1}{60} \left[\frac{m}{s} \right]$ брзина ланца, $n_1 \left[\frac{o}{\min} \right]$ број обртаја погонског ланчаника,