

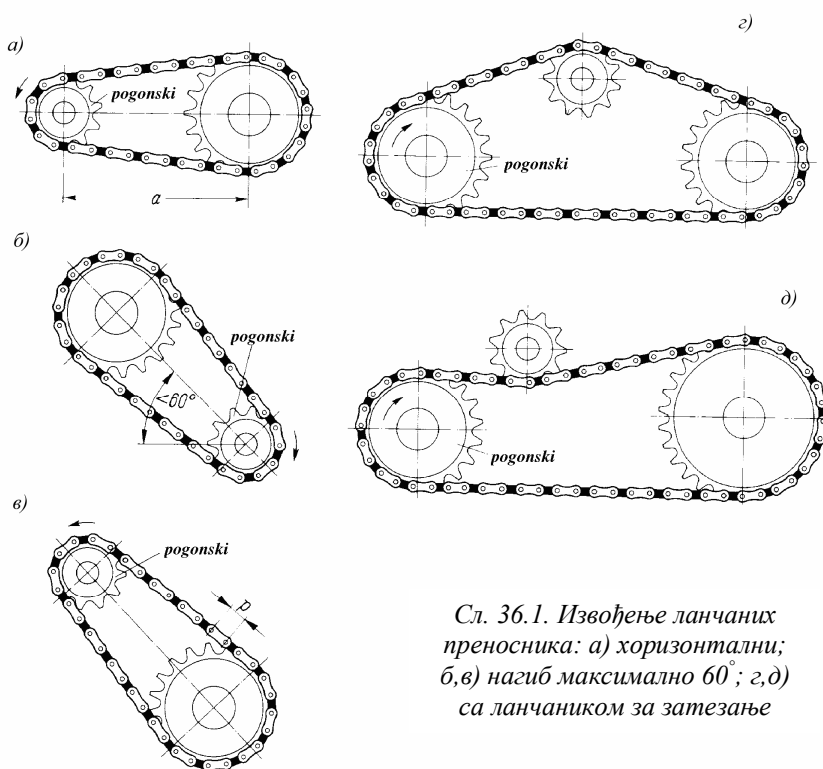
3.6. ЛАНЧАНИ ПРЕНОСНИЦИ

3.6.1. Основне карактеристике и примена

По својим карактеристикама ланчани преносници налазе се негде између зупчаних и каишних преносника, односно у великој мери обједињавају њихове позитивне карактеристике. Пренос снаге остварује се посредно помоћу обвојног елемента - ланца, који преко ланчаника повезује два међусобно удаљена паралелна вратила. Због своје поузданости и економичности у раду имају широку примену пре свега код бицикла, моторцикла, мотора, пољопривредних машина, рударских и грађевинских машина, алатних машина, текстилних машина, штампарских машина, код машина за прераду дрвета, и код транспортних уређаја.

У примени ланчани преносници имају одговарајуће предности али и недостатке.

◆ Предности примене ланчаних преносника су мале димензије, пренос



Сл. 36.1. Извођење ланчаних преносника: а) хоризонтални; б, в) нагиб максимално 60° ; г, д) са ланчаником за затезање

снаге обвојним елементом - ланцем без проклизавања, релативно дуг радни век, висок степен искоришћења ($\eta = 0,98 - 0,99$), мали трошкови одржавања, мање оптерећење вратила и лежајева, неосетљивост према повишеним

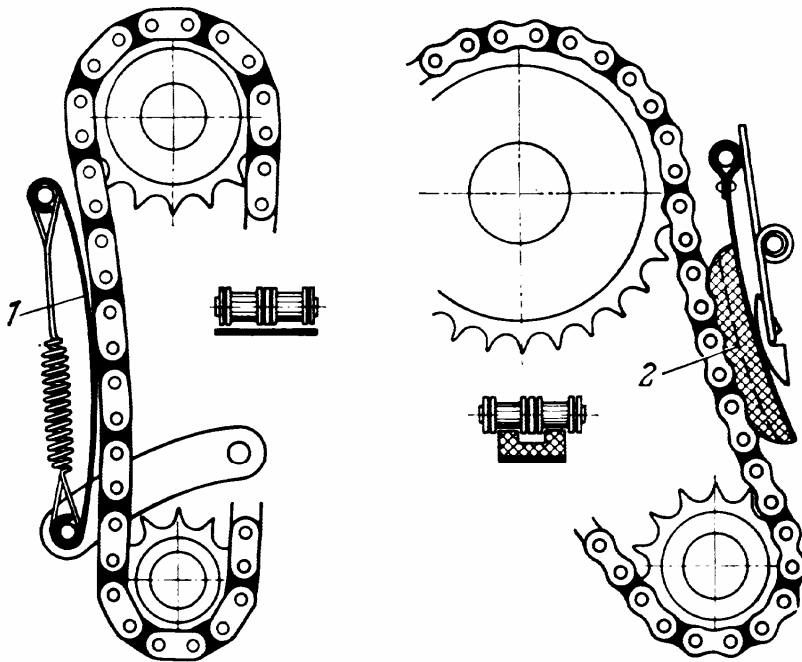
температурама и влази и могућност повезивања већег броја паралелних вратила једним ланцем.

◆ Недостаци ланчаних преносника су хабање елемената ланца услед чега долази до повећања корака односно издужења ланца, неравномерност брзине гоњеног ланчаника у току једног обрта, нееластични пренос обртног момента, повезивање само међусобно паралелних вратила, скупљи су у односу на ремене преноснике и стварају буку у току рада.

Могућности извођења ланчаних парова и различити положаји ланца приказани су на сл. 36.1. Ланчани преносници најчешће имају хоризонтални или нагнути положај. Повољније је да вучни огранак буде са горње стране. Нарочито неповољан је вертикални положај ланца јер доводи до лошег захвата на доњем ланчанику. Због тога је за угао нагиба ланца већег од 60° и код вертикалног положаја неопходна примена затезног ланчаника. И за случај погона већег броја ланчаника односно вратила такође је неопходна примена затезног ланчаника.

Примену ланчаних преносника за пренос снаге између вертикалних вратила треба избегавати због интензивног хабања ламела код ланца и чеоних површина ланчаника. У случају примене за овај положај вратила потребно је обезбедити одговарајуће вођење ланца.

Због издужења ланца у току рада, неопходно је обезбедити механизам за накнадно притезање. У пракси се то најчешће остварује преко затезног ланчаника или предвиђањем могућности подешавања осног растојања.

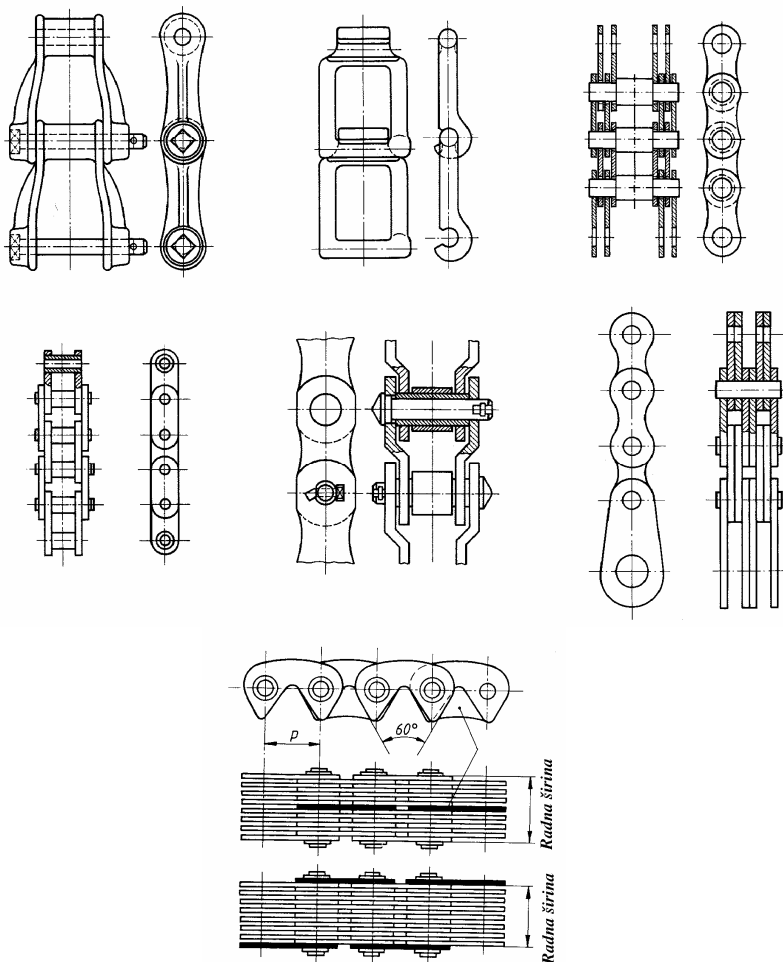


Сл. 36.2. Ланчани преносници са пригушивачем осцилација

Код вертикалног положаја ланца или код погона са ударним оптерећењима (на пример код клипних машина), долази до осциловања ланца и немирног рада. Због тога се код таквих ланчаних преносника уграђује пригушивач осцилација (сл. 36.2).

3.6.2. Врсте ланаца и њихове основне карактеристике

Сви ланци који се налазе у примени у пракси могу се поделити на ланце са карикама и ланце са зглобовима (зглобни ланци). Ланци са карикама служе махом за подизање терета и о њима овде неће бити речи.



Сл. 36.3. Врсте зглобних ланаца: а) ланци са осовиницама; б) растављиви ланци; в) Галови ланци; г) ланци са чаурама; д) ланци са савијеним ламелама; е) Флеуер-ови ланци; е) ланци са зупцима.

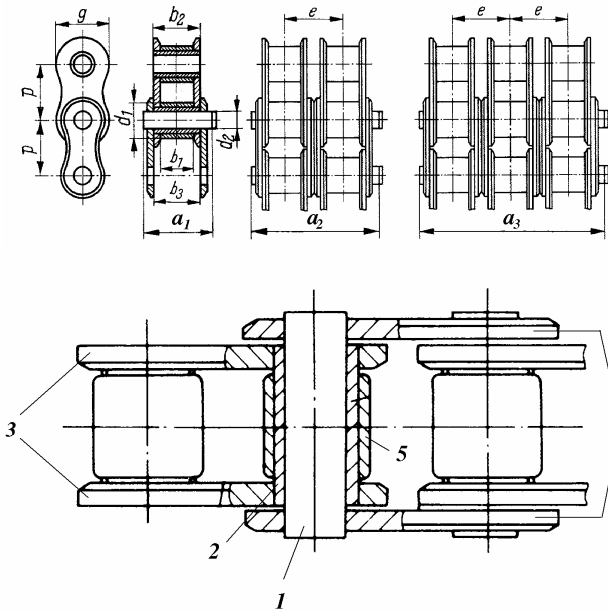
Пренос обртног момента углавном се остварује помоћу зглобних ланаца. Постоји већи број различитих типова зглобних ланаца, али ће овде бити дате основне карактеристике најчешће коришћених зглобних ланаца.

1. Ланци са осовиницама (сл. 36.3,*а*), израђују се од темпер лива и имају високу носивост. Раде се са корацима од 32 до 150 *mm* за затезну силу 1,5 до 12 *kN*. Користе се код пољопривредних машина, као и за подизање и транспорт терета са максималном брзином до 2 *m/s*.

2. Растављиви ланци (сл. 36.3,*б*), који на једном крају имају уграђену осовиницу која чини зглобну везу са на другом крају припремљеним седлом. Раде се од темпер лива са корацима од 22 ... 148 *mm* за затезну силу од 0,3 ... 32 *kN*. То су теретни ланци који се користе код пољопривредних машина и за транспорт терета.

3. Галови ланци (сл. 36.3,*в*) који у сваком зглобу имају по 4 ламеле слободно окретљиве у рукавцима осовиница. Користе се код уређаја за подизање терета за брзине до 0,3 *m/s*.

4. Ланци са чаурама (сл. 36.3,*г*) где су унутрашње ламеле упресоване у чауре које су покретне у односу на осовиницу у коју су упресоване спољашње ламеле. Због мале тежине, код ових ланаца су мање и центрифугалне силе па могу да раде са обимним брзинама до 5 *m/s*. Користе се као теретни и транспортни ланци за рад са смањеном буком у чистој средини.



Сл. 36.4. Ланци са ваљцима: а) облик ланца; б) основни делови ланца

5. Ланци са ваљцима (сл. 36.4) су једно од скупљих конструкционих решења зглобних ланаца, али због предности које имају најчешће се и користе. Основни саставни делови ових ланаца су (сл. 36.4,*б*) пар спољашњих и пар унутрашњих ламела, осовиница, чаура и ваљак. Зглобна веза остварена је преко осовинице (1) на коју је лабаво навучена чаура (2). Чаура је упресована у пар унутрашњих ламела (3) и са њима чини непокретну целину. Осовиница (1) упресована је у пар спољашњих ламела (4) са којима такође чини непокретну целину. Ради заштите чауре (2) од хабања преко ње се поставља слободно окретљив ваљак (5). Приликом спрезања ланца са

ланчаником долази до котрљања ваљака по бочним површинама зубаца ланчаника, чиме се смањује хабање додирних површина. Комплет од две унутрашње и две спољашње ламеле са одговарајућим осовиницама, чаурама и ваљцима чине један чланак.

Растојање оса осовиница једног чланка назива се корак ланца п. Вредности корака су стандардизоване. У току рада неопходно је подмазивање ланца.

Мере и облици ланаца и ланчаника прописани су стандардима. Израђују се као једнореди и вишереди (екстремно и до 24 реда), тако да могу пренети снагу и преко 1000 kN, а могу се применити за обимне брзине и до 30 m/s. У прилогу ПЗ6-1 дате су основне карактеристике једноредих, дворедих и троредих ланаца са ваљцима према DIN 8187.

Поред ових ланаца постоје и ланци са ваљцима са дугим чланцима (DIN 8181 и DIN 8189), као и ланци са чланцима посебног облика за примену код транспортних система. Ови ланци се примењују за обимне брзине до 3 m/s. Ланци са дугим чланцима користе се за мања оптерећења ниже бројеве обртаја, код већих ланчаника и код већих осних растојања.

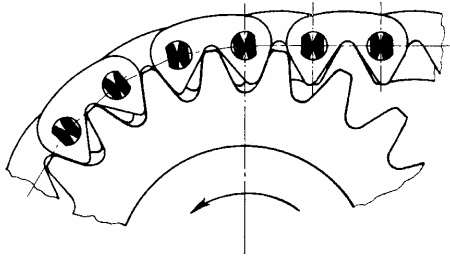
6. Ланци са савијеним ламелама (rotary-ланци) (сл. 36.3,д) се конструкционо изводе као и ланци са ваљцима, али имају савијене ламеле које их чине еластичним и погодним за пријем ударних оптерећења. Користе се за брзине ланаца до 17 m/s и то пре свега код багера и машина за бушење у нафтној индустрији. Ламеле су међусобно идентичне тако да могу да се раде са произвољним бројем чланака.

7. Fleuger-ови ланци (сл. 36.3,ђ) састоје се само од осовиница и ламела. Ламеле су поређане дуж целе осовинице, при чему су спољашње ламеле упресоване у осовинице а унутрашње ламеле могу слободно да се окрећу. Број ламела може бити произвољан зависно од потребе. Ови ланци не могу да се употребе као погонски ланци већ само као теретни ланци код кранова и дизалица.

8. Ланци са зупцима (сл. 36.3,е) су после ланаца са ваљцима најчешће коришћени погонски ланци. На једној осовиници постављено је већи број ламела при чему је свака друга ламела наизменично повезана са суседним осовиницама. Свака ламела има по два зупца чији спољашњи носећи бокови граде угао од 60°. Ламеле су израђене од челика за побољшање са довољном прецизношћу, тако да при спрезању ланца са ланчаником не постоји клизање бокова зубаца. У ланцу може бити уграђен већи број ламела чиме се повећава његова носивост.

Ради повећања отпорности у односу на хабање, у отворе ламела постављају се термички обрађене чауре. Да не би дошло до бочног бежања ланца са ланчаника потребно је обезбедити одговарајуће вођење ланца. У ту сврху служе специјално израђене ламеле за вођење, које су без зубаца и могу бити постављене по једна у средини или по две са стране. На ланчанику се при томе израђују одговарајући жлебови. Код уских ланаца користи се спољашње вођење (чиме се избегава слабљење ланчаника због жлеба у средини), а код ширих ланаца и великих брзина унутрашње вођење.

Ланце са зупцима одликује миран, скоро бешуман рад, али су зато скупљи у односу на ланце са ваљцима, захтевају прецизну израду и пажљивије одржавање. Користе се код великих брзина ланаца и то као погонски ланци. Примењују се и код теретних возила и алатних машина.



Сл. 36.5. Ланац са котрљајућим зглобовима

Постоји и специјално извођење ланаца са зупцима са котрљајућим зглобовима (сл. 36.5), где у зглобовима нема клизања већ само котрљање. Уз добро подмазивање ови ланци могу да се примене и за брзине ланаца до 30 m/s .

3.6.3. Конструкционо извођење ланчаника

Ланчаници се раде од челика и по конструкционом извођењу тела ланчаника су иста а облици венаца зависе од врсте ланаца. С обзиром да од свих погонских ланаца највећу примену имају ланци са ваљцима то ће највише о ланчаницима за овај тип ланаца бити речи. Венац ланчаника са зупцима изводи се тако да ланац скоро без трења улази и излази из захвата. При томе треба, узимајући у обзир и издужење ланца од око 2%, обезбедити сигуран и миран рад у току предвиђеног радног века.

Димензије ланчаника су стандардизоване. За ланце са ваљцима према DIN 8187 димензије ланчаника дефинише DIN 8196. Изрази за одређивање геометријских величина ланчаника као и њихове основне мере према DIN 8196 дате су у прилогу П36-2.

За ланчани преносник са кораком n и бројевима зубаца ланчаника z_1 и z_2 средњи преносни однос износи

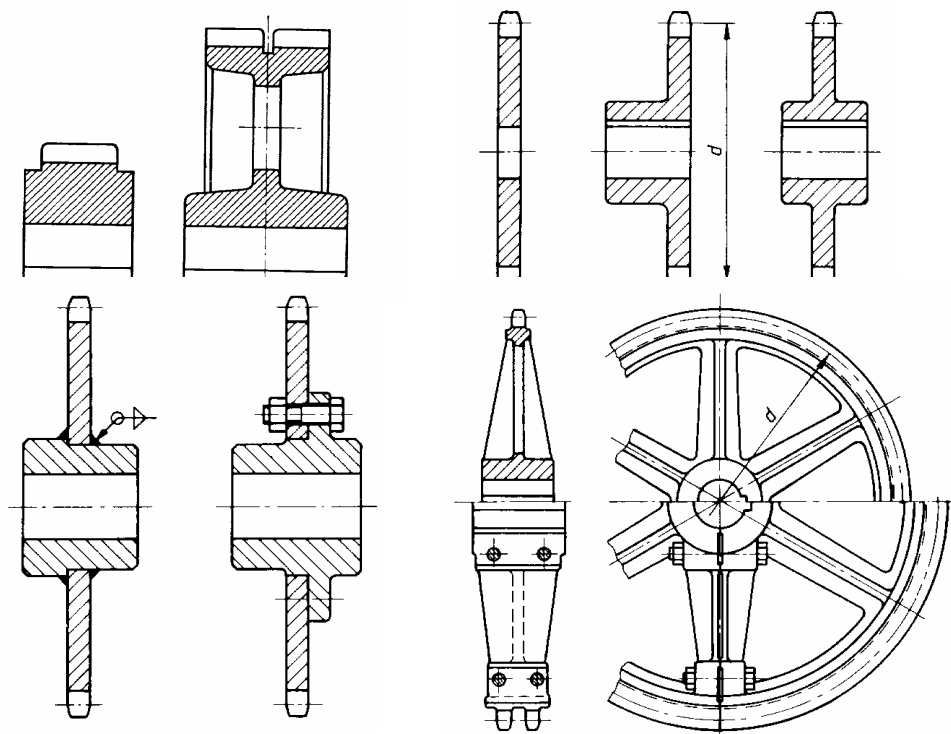
$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1} \quad (36.1)$$

где су n_1 и n_2 бројеви обртаја малог и великог ланчаника, а d_1 и d_2 пречници њихових подеоних кружница.

За нормалне услове рада преносни однос креће се до 7 ($u < 7$) док за мање брзине ланаца може ићи до 10.

Облик тела ланчаника зависи од броја зубаца и снаге која се преноси. Различити конструкциони облици ланчаника дати су на сл. 36.6. Код мањих ланчаника венац и тело ланчаника изводе се изједна док код већих, венац и тело ланчаника могу бити посебно израђени, а да се спајање затим изврши заваривањем или завртњевима. Код већих ланчаника венац и тело ланчаника могу бити спојени паоцима.

Конструкционо извођење ланчаника за ланце са зупцима са спољашњим и унутрашњим вођењем приказани су на сл. 36.6,*а,б*, а за ланце са ваљцима на сл.36.6,*в,г,д*.



Сл. 36.6. Конструкционо извођење ланчаника: ланчаници за зупчасте ланце са спољашњим (*а*) и унутрашњим (*б*) вођењем и ланчаници за ланце са ваљцима малих (*в*), средњих (*г*) и врло великих (*д*) димензија.

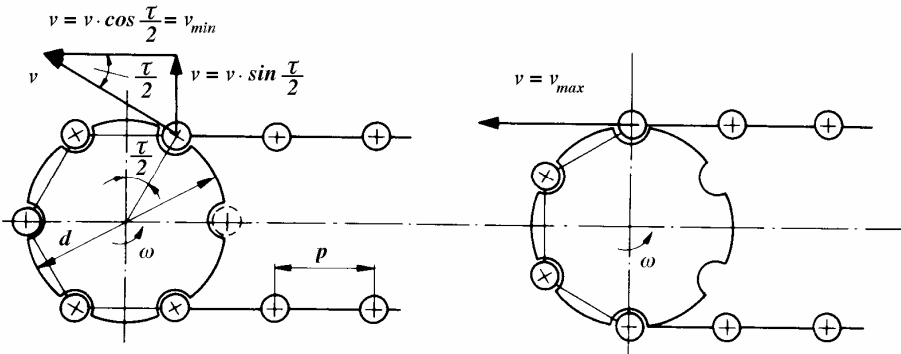
За брзине ланаца испод 7 *m/s* ланчаници се раде од \check{C} 1530, \check{C} 1730 и \check{C} 3130. За веће брзине и неповољније услове рада за израду ланчаника користе се и челици за цементацију \check{C} 1220, \check{C} 1221, \check{C} 4120, \check{C} 4320.

Ланчаници са више од 30 зубаца и код већих серија раде се од челичног лива, а код мањих оптерећења и од сивог лива SL 200, SI 250.

3.6.4. Динамика ланчаног преноса и избор бројева зубаца ланчаника

Ланац се обавија око ланчаника у облику полигона. Због тога и стварни пречник ланчаника варира између $d_{max} = d$ и $d_{min} = d \cdot \cos \tau/2$, где је $\tau = 360^\circ/z$ - подеони угао (сл. 36.7). Сагласно промени пречника варира и брзина ланца и границама $v_{max} = v$ и $v_{min} = v \cdot \cos \tau/2$. Промена брзине ланца износи према томе $\Delta v = v \cdot (1 - \cos \tau/2)$, односно мења се периодично и зависи од броја зубаца ланчаника. Са смањењем броја зубаца ланчаника расте и Δv али се учестаност промене смањује. Ако се промена брзине изрази у % у зависности од броја

зубаца ланчаника онда за $z = 14$ износи 2,5%, за $z = 16$ испод 2%, а за $z = 20$ око 1,2%. За $z < 14$ промена брзине нагло расте.



Сл. 36.7. Ефекат полигона код ланчаних преносника

Ова неравномерност брзине ланца последица је такозваног ефекта полигона и доводи до немирног рада ланца праћеног уздужним и попречним вибрацијама ланца, као и торзионим (угаоним) вибрацијама ланчаника и обртних делова. Вибрације су нарочито изражене у резонантном подручју.

Поред тога услед промена брзине долази до убрзања односно успорења покретних маса. Максимално убрзање при томе износи $a_{max} = p \cdot \omega^2 / 2$ где је ω угаона брзина у s^{-1} , а p корак ланца у m . Теоријски посматрано услед ефекта полигона може доћи до појаве знатних додатних сила које временом доводе до оштећења и кидања ланца. Практично међутим због еластичности самог ланца за бројеве зубаца ланчаника $z \geq 19$ и уз избор малог корака ланца p код великих угаоних брзина ове додатне силе нису велике па могу и да се занемаре. За мање бројеве зубаца ланчаника ($z < 17$) и веће брзине ланца међутим ефекат полигона значајно утиче на рад ланчаног преносника. Због тога се препоручује да бројеви зубаца ланчаника буду у следећим границама:

- $z_1 = 6 \dots 7$ - за ручно погоњене преноснике,
- $z_1 = 8 \dots 10$ - за брзине ланца до 1 m/s и равномерно оптерећење,
- $z_1 = 11 \dots 13$ - за брзине ланца испод 4 m/s за равномерно или једносмерно променљиво оптерећење,
- $z_1 = 14 \dots 26$ - за брзине ланца испод 7 m/s за равномерно или једносмерно променљиво оптерећење,
- $z_1 = 17 \dots 25$ - препоручене вредности бројева зубаца,
- $z_2 \leq 80$ - препоручене вредности бројева зубаца,
- $z_2 \leq 120$ - за веће преносне односе,
- $z_2 > 120$ - за велике преносне односе.

Препоручује се избор следећих бројних вредности зубаца ланчаника:

Мали ланчаник: (13) (15) 17 19 21 23 25

Велики ланчаник: 38 57 76 95 114

Напред наведене препоручене вредности бројева зубаца ланчаника се најчешће користе, али се поред тога може бирати и произвољан број зубаца ланчаника. У циљу избегавања чешћег спрезања једног међузубља ланчаника

са истим чланком ланца, а самим тим и његовог већег хабања, препоручује се избор непарног броја зубаца ланчаника.

3.6.5. Силе код ланчаног преносника

Обртни момент код ланчаног преносника преноси се обвојним елементом - ланцем. Зупци погонског ланчаника преносе одговарајућу силу на ланац чијим се дејством на зупце гоњеног ланчаника преноси обртни момент на гоњено вратило. Према томе затезна сила у вучном огранку ланца једнака је обимној сили F_t на ланчанику, односно

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} \quad (36.2)$$

где је T_1 - обртни момент на погонском ланчанику, а d_1 - пречник подеоне кружнице погонског ланчаника. При обиласку ланца око погонског ланчаника ова сила се постепено смањује и у слободном огранку износи нула, да би се даљим кретањем ланца и његовим обиласком око гоњеног ланчаника поново повећала на F_t . Према томе радна сила у ланцу мења се од вредности F_t у вучном огранку до нуле у слободном огранку. На величину ове силе такође утиче и неравномерност рада погонске и радне машине, што се узима у обзир фактором радних услова за ланчанике C_A , тако да радно оптерећење ланца износи $C_A \cdot F_t$. Вредности фактора C_A дате су у прилогу ПЗ6-3.

При кретању ланца око ланчаника настаје центрифугална сила која оптерећује ланац на истезање по целој дужини. За брзине ланца $v > 7 \text{ m/s}$ ова сила знатно оптерећује ланац и мора се узети у обзир при прорачуну. Ако је q маса јединичне дужине ланца у kg/m (прилог ПЗ6-1) а v брзина ланца у m/s онда центрифугална сила у N може да се срачуна према:

$$F_c = q \cdot v^2 \quad (36.3)$$

Сопствена тежина ланца такође оптерећује ланац. За случај да осе ланчаника леже у вертикалној равни или скоро вертикалној ($\alpha \geq 70^\circ$) оптерећење ланца услед његове сопствене тежине F_G у N износи:

$$F_G = q \cdot g \cdot L \quad (36.4)$$

где је q - маса јединичне дужине ланца у kg/m , g - убрзање земљине теже у m/s^2 а L - рачунска дужина ланца која оптерећује ланац у m (узима се да је једнака оном растојању $L \cong a$).

Ако осе ланчаника леже у хоризонталној равни или под углом α у односу на ову раван ($\alpha < 70^\circ$) онда оптерећење ланца услед његове сопствене тежине F_G у N износи:

$$F_G = \frac{q \cdot g \cdot L^2}{8f} \cos \alpha \quad (36.5)$$

где је f - максимални угиб слободног огранка ланца у m , који се узима у границама $f = (0,02 \dots 0,025) \cdot a$.

Сопствена тежина ланца узима се у обзир при прорачуну само код већих корака ланца и већих растојања оса ланчаника. Међутим, сопствена тежина ланца оптерећује вратила ланчаника и лежајеве. Ако се занемари ефекат полигона ланчаника, онда сила која оптерећује вратила ланчаника чије се осе налазе у приближно хоризонталној равни износи:

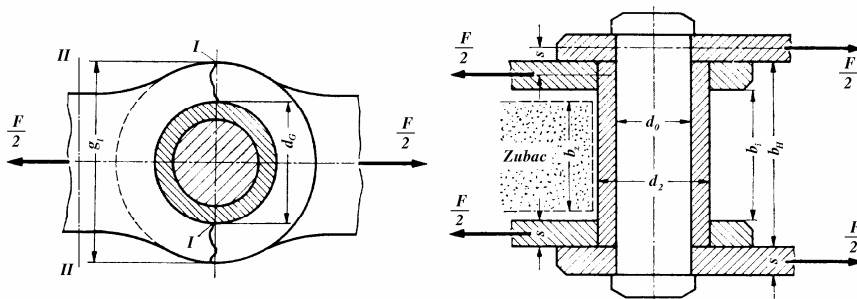
$$F_V = C_A (F_t + 2F_G) \quad (36.6)$$

Укупна затезна сила у вучном огранку ланца износи:

$$F = C_A \cdot F_t + F_c + F_G \quad (36.7)$$

3.6.6. Носивост ланца са ваљцима

Ланац је у току рада напрегнут на затезање променљивом силом, чија се вредност у вучном огранку може да одреди према (36.7). Услед ове силе ламеле ланца напрегнуте су на затезање и смицање, осовиница је напрегнута на савијање и смицање, док се на додирним површинама јавља површински притисак, а у клизним паровима зглоба долази и до хабања ланца. Испитивања су показала да до разарања ланца најчешће долази због разарања ламела или због хабања у клизним паровима зглобова ланца.



Сл. 36.8. Критични пресеци код ламеле ланца

Ламеле су сложеног облика, због велике концентрације напона на месту отвора за осовиницу, критичним пресеком *I-I* (сл. 36.8). Услед динамичких сила којима је ланац изложен, на овом месту најчешће и долази лома услед замора. При статичком испитивању - кидању ланца, прекид настаје око средине ламеле - пресек *II-II* на сл. 36.8. Прекидна сила је 5...6 пута већа од променљиве силе која доводи до динамичког лома ламеле на месту отвора за осовиницу.

Степен сигурности против динамичког лома ламеле ланца износи

$$S = \frac{F_M}{F} \geq 5 \quad (36.8)$$

где је F_M - сила разарања ланца која се одређује према прилогу ПЗ6-1, а F - сила у вучном огранку ланца која се одређује према изразу (36.7).

Критични притисак у зглобу ланца јавља се на месту додира чауре ланца и осовинице. За прорачун овог притиска меродавна је пројекција површине полуцилиндра пречника d_2 и дужине b_2 на раван нормалну на правац дејства

силе, означене као носећа површина зглоба $A = b_2 \cdot d_2$. Вредности носеће површине ланца дате су у таблицама димензија ланца (прилог ПЗ6-1). Расподела притиска је неравномерна, али се за поређење са резултатима експерименталних испитивања користи средња вредност. Провера притиска у клизном пару зглобова ланца врши се према:

$$p = \frac{F}{A} \leq p_d \quad (36.9)$$

У изразу (36.9) са p_d је означен дозвољени површински притисак који се одређује према

$$p_d = p_N \cdot K_h \cdot K_p \cdot K_L \cdot K_x \quad (36.10)$$

Површинска издржљивост ланца за услове испитивања p_N одређује се према прилогу ПЗ6-4, а фактор хабања K_h према изразу

$$K_h = \sqrt{\frac{226u}{L_h} \left(\frac{a}{p} \cdot \frac{1}{u+1} + 4,75 \right)} \quad (36.11)$$

Фактор подмазивања K_p одређује се према прилогу ПЗ6-5.

Фактор врсте ланца K_L износи: $K_L = 1$ - за ланац са ваљцима; $K_L = 0,2$ - за ланац са ваљцима дугих чланака; $K_L = 0,5$ - за ланац са чаурама.

Фактор броја ланчаника K_x једнак је јединици ($K_x = 1$) ако су са ланцем у спрези само два ланчаника. Ако је број ланчаника x већи од 2 онда је број преламања (клизања у зглобу) ланца већи у односу на услове испитивања па се фактор K_x одређује према:

$$K_x = 0,9^{x-2} \quad (36.12)$$

3.6.7. Избор и прорачун мера ланчаног преносника

За правилан избор и прорачун ланчаног преноса потребно је познавати или утврдити следеће опште параметре преносника.

- ◆ Номиналну снагу и бројеве обртаја ланчаника.
- ◆ Преносни однос (препоручене вредности $u < 7$).
- ◆ Погонска машина/радна машина (избор меродавног фактора радних услова према прилогу ПЗ6-3).
- ◆ Положај и број вратила, односно ланчаника (хоризонтални, вертикални, односно два или више ланчаника).
- ◆ Осно растојање (фиксно или подесиво или је унапред задато).
- ◆ Радни век.
- ◆ Околна средина (температура, влажност, прашина, запрљање).
- ◆ Захтеви у погледу подмазивања.
- ◆ Захтеви у погледу чистоће и буке ланчаног преноса.

3.6.7.1. Прорачун мера ланчаног преноса

Ако су напред наведене величине познате или усвојене могу се одредити и остали геометријско конструкциони параметри ланчаног преноса.

Избор бројева зубаца малог ланчаника зависно од брзине ланца дат је у тачки 3.6.4. Зависно од кинематског преносног односа, препоручени бројеви зубаца малог ланчаника z_1 дати су у прилогу П36-6.

С обзиром да брзина ланца треба да буде мања од 25 m/s , то су ограничени и бројеви обртаја малог ланчаника зависно од корака ланца p и бројева зубаца малог ланчаника z_1 (прилог П36-7).

Ланчани преносници са малим осним растојањем су мање бучни и имају мирнији рад. Међутим код њих је мањи обвојни угао, па су и већа оптерећења ланца. Поред тога ланац је краћи па има мањи број чланака тако да је учестаност спрезања, а самим тим и број промена оптерећења већи. Ланчани преносници са већим осним растојањем имају мање хабање. Због тога је погодно да осно растојање буде у границама:

$$a = (30 \dots 50) \cdot p \quad (36.13)$$

Максимална вредност осног растојања за ланце са ваљцима је $a_{max} = 80p$, а за ланце са зупцима $a_{max} = 70p$.

На исправан рад ланчаног преносника пресудну улогу има погодан избор осног растојања a , броја чланака Z за задати корак ланца p и бројева зубаца ланчаника z_1 и z_2 .

За претходно изабрано или задато осно растојање a_0 , потребан број чланака ланца одређује се према:

$$Z_0 = 2 \cdot \frac{a_0}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{p}{a_0} \quad (36.14)$$

При томе се усваја парни број чланака ланца Z (изузев код ланца са савијеним чланцима), а затим одређује потребно осно растојање a у мм према:

$$a = \frac{p}{4} \left[Z - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(Z - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 2 \cdot \left(\frac{z_2 - z_1}{\pi} \right)^2} \right] \quad (36.15)$$

У изразима (36.14) и (36.15) са p је означен корак ланца у mm , а z_1 и z_2 су бројеви зубаца ланчаника.

3.6.7.2. Избор ланца

Избор величине ланца са ваљцима врши се на основу дијаграма снаге према DIN 8195, који је приказан у прилогу П36-8. Линије у дијаграму добијене су испитивањем и односе се на највећу снагу коју може да пренесе ланчани преносник следећих карактеристика.

- ◆ Преносник са два ланчаника који се налазе на паралелним хоризонталним вратилима.
- ◆ Број зубаца малог ланчаника је $z_1 = 19$.
- ◆ Преносни однос $i = 3$.
- ◆ Дужина ланца са $Z = 300$ чланака.
- ◆ Довољно подмазивање.
- ◆ Равномерни погон без спољашњих динамичких сила.

- ◆ Радни век $L_h = 15000 \cdot h$.
- ◆ Издужење ланца због хабања максимално 3%.

С обзиром да се карактеристике новопроектваног ланчаног преносника разликују од напред наведених, то снага P_I која се преноси коригује се одговарајућим факторима, па се за тако кориговану снагу P_0 одређује тип и величина ланца. Према томе снага према којој треба изабрати ланац из дијаграма у прилогу П36-8 износи

$$P_0 = \frac{C_A \cdot P_I \cdot K_z}{K_a \cdot K_L \cdot K_x \cdot K_0 \cdot K_t \cdot K_p} \quad (36.16)$$

где су: C_A - фактор радних услова који се одређује према прилогу П36-3;
 K_z - фактор броја зубаца малог ланчаника који се одређује зависно од броја зубаца малог ланчаника z_I : $K_z = (19/z_I)^{1,085}$;
 K_a - фактор осног растојања, који се одређује зависно од осног растојања a и корака p ланца: $K_a = 0,45 \cdot (a/p)^{0,215}$;
 K_L - фактор врсте ланца који се одређује према вредностима датим уз израз (36.10);
 K_h - фактор броја ланчаника који се одређује према изразу (36.12)
 K_0 - фактор облика ланца: $K_0 = 0,8$ - за ланац са савијеним ламелама; за остале ланце $K_0 = 1$;
 K_t - фактор радног века, који се одређује зависно од радног века ланчаног преносника L_h у h : $K_t = (15000/L_h)^{1/3}$;
 K_p - фактор подмазивања који се одређује према прилогу П36-5.

При избору ланца врло често се поставља дилема да ли изабрати једнореди ланац са великим кораком или вишереди ланац са малим кораком. Због малог корака вишереди ланац за исте бројеве зубаца захтева мањи пречник малог ланчаника, чиме се добија компактна конструкција преносника. Ланчани преносник са мањим кораком ланца и већим бројем зубаца ланчаника има мирнији рад у поређењу са ланцем са већим кораком и ланчаником са мањим бројем зубаца.

Завршна провера носивости ланца врши се према изразу (36.8) за чврстоћу ламела и према изразу (36.9) за површински притисак у зглобу.

3.6.8. Подмазивање и одржавање ланчаног преносника

Пажљиво и довољно подмазивање ланца је претпоставка за постизање радног века од 15000 сати за снаге према дијаграму у прилогу П36-8. Начин подмазивања одређује се зависно од брзине ланца и код већих брзина ланца захтева се и интензивније подмазивање.

Средство за подмазивање веће вискозности има добру постојаност и добро пригушује буку и вибрације, али не обезбеђује довољно подмазивање клизних површина између осовинице и чауре. Због тога се вискозност бира зависно од радне температуре.

Уље одговарајуће вискозности доводи се у хабајуће делове ланца у облику капљица (подмазивање капањем), потапањем ланца у уље или млазом уља под притиском. Избор начина подмазивања зависно од брзине ланца и његовог корака врши се према дијаграму у прилогу П36-9.

Врло често ланчани преносник смешта се у одговарајуће кућиште, које поред подмазивања штити ланчани преносник од околне прашине и смањује буку.

Уколико је ланчани преносник правилно изабран за одговарајуће услове експлоатације и према брзини ланца обезбеђено довољно подмазивање, онда ланчани преносник захтева релативно мало одржавање. Код затвореног преносника одржавање се састоји у редовном чишћењу резервоара за уље (најчешће једном годишње) и у правовременој замени уља. Отворени ланчани преносник, зависно од запрљања, чисти се свака 3 до 6 месеци петролејом или трихлоретиленом. При томе се контролише ланац и његови хабајући делови, а у случају оштећења замењују се. Правило је да се никад не ставља нови ланац на већ коришћене ланчанике.