

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Основне академске студије

Модул: Машинске конструкције и механизација

Предмет: Механички преносници

Број индекса: 4/2015

Никола Љ. Бојовић
Прорачун и конструкција ланчаног редуктора елеватора
Завршни рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. Др Блажа Стојановић, ванр.проф.- ментор
2. _____
3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог завршног рада кандидат треба да

- да основне информације о механичким преносницима,
- прикаже основне карактеристике ланчаног преносника,
- да анализу и опис машине,
- изврши прорачун ланчаног преносника елеватора,
- измоделира ланчанике и прикаже њихове техничке цртеже.

Препоручена литература:

[1] *Б. Стојановић, М. Благојевић, Механички преносници, Факултет Инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, Крагујевац, 2015.*

[2] *В. Николић, Машински елементи, Машински факултет у Крагујевцу: Крагујевац, 2004.*

[3] Каталог водећих произвођача ланчаних преносника

Крагујевац, октобар 2018.

ментор: Др Блажа Стојановић ванр. проф.

Summary:

The final paper is divided into four parts including the introduction, theoretical basics, chain calculations and the chain reducer construction. The aim of the work was to carry out the calculation, construction and technical documentation of the chain drive which is intended for power transmission from an electric motor to a multi-purpose elevator with conveyor belt.

In theoretical bases, various types of mechanical gear units are explained and presented, their division is carried out, and explained methods of tightening and control, in particular, chain drives as they represent the central part of the work. Also, in the chapter of the chain drive, various types of chain gears and chains are detailed and explained.

In calculation and construction chapter, brief description of the elevator machine is given for which calculation of the chain transmission is performed, and parameters of the machine that are used as the input data for performed calculations.

At the end of the work, technical documentation of the constructed sprockets was prepared on the basis of the performed calculation, which is shown in the appendix.

Keywords: mechanical transmissions, chain reducer, chain, chain control, chain tightening.

Резиме рада:

Завршни рад је подељен на четири целине које укључују увод, теоријске основе, прорачун ланчаника и конструкцију ланчаног редуктора. Циљ рада је био да се изврши прорачун, конструкција и техничка документација ланчаног преносника који је намењен за пренос снаге са електромотора на тракасти транспортер елеватора за вишеструку употребу.

У теоријским основама објашњени су и приказани различити типови механичких преносника, извршена њихова подела и објашњене методе затезања и контроле, конкретно, ланчаних преносника како они представљају централни део рада. Такође, у поглављу ланчаних преносника детаљно су приказани и објашњени различити типови ланчаних преносника и ланаца.

У поглављу прорачуна и конструкције укратко је дат опис радне машине елеватора за коју се ради прорачун ланчаног преносника и дати су параметри машине који су коришћени као улазни подаци за извршени прорачун.

На крају рада извршена је израда техничке документације конструисаних ланчаника на основу извршеног прорачуна која је приказана у додатку рада.

Кључне речи: механички преносници, ланчани редуктор, ланац, затезање ланца, контрола ланаца.

Изјављујем да сам овај завршни рад урадио самостално, служећи се стеченим знањем и искуством као и наведеном литературом.

4/2015 Никола Бојовић

Садржај:

1. Увод.....	1
2. Теоријске основе	2
2.1. Механички преносници.....	2
2.2. Врсте преноса и типови механичких преносника	2
2.2.1. Фрикциони преносник.....	2
2.2.2. Зупчасти преносници.....	3
2.2.3. Каишни преносници	7
2.2.4. Ланчани преносници	8
2.2.4.1 Историја ланчаних преносника	8
2.2.4.2 Класификација ланчаних парова	9
2.2.4.3 Ваљкасти ланци.....	10
2.2.4.4 Чаурасти ланци.....	11
2.2.4.5 Зупчасти ланци.....	12
2.2.4.6 Ланци са осовиницама	12
2.2.4.7 Специјални ланци	13
2.2.4.8 Одржавање и подмазивање ланчаних парова	13
2.2.4.9 Затезање ланчаних преносника	14
2.2.4.10 Контрола затегнутости ланца	16
2.2.4.11 Провера исправности ланца и ланчаника	17
3. Прорачун и конструкција ланчаног редуктора елеватора	18
3.1. Елеватори.....	18
3.1.1 Опис машине	18
3.2. Прорачун ланчаног редуктора	19
3.2.1. Прорачун основних параметара	20
3.2.1.1 Провера степена сигурности ланца.....	22
3.2.1.2 Провера површинског притиска:.....	23
3.2.1.3 Основне геометријске и кинематске величине погонског ланчаника	24
3.2.1.4 Основне геометријске и кинематске величине гоњеног ланчаника	26
3.2.1.5 Одређивање димензија отвора за вратило и димензије клина за погонски ланчаник	27
3.2.1.6 Одређивање димензија отвора за вратило и димензије клина за гоњени ланчаник.....	28
4. Конструкција ланчаника	30
5. Закључак	32
6. Литература.....	33

1. Увод

Механички преносници се постављају између погонске и радне машине у циљу прилагођавања механичке енергије погонске машине потребама радне машине уз што мање губитке енергије. То значи да је преносник посреднички механизам, чији је задатак да пренесе механичку енергију главног вретена погонске машине – мотора на главно вретено радне машине – радилице или на извршне делове радне машине, нпр. погонски точкови моторних возила, елиса авиона или хеликоптера. У низу случајева погонска машина, преносник и радна машина чине целину, нпр. код моторних возила, локомотива, авиона и слично [1]. На слици 1 је дата шема положаја преносника.



Слика 1. Положај преносника [3]

Потреба за применом преносника произашла је из карактеристичних величина погонске машине и карактеристичних величина радне машине. Карактеристичне величине главног вретена радне машине (потребни број обртаја радне машине, угаона или обимна брзина, обртни момент), ретко одговарају карактеристичним величинама погонске машине (расположивом броју обртаја, угаоној или обимној брзини, обртном моменту). У машинству и техници уопште, преносници се могу поделити са више аспеката.

Према начину преноса обртног момента могу се поделити на [2]:

- Механички преносници – пренос обртног момента механичким путем на два начина, трећем површина у додиру и обликом (посредним и непосредним додиром погонског и гоњеног елемента),
- Хидраулични преносници – обртни момент се преноси помоћу течности,
- Пнеуматски преносници – обртни момент се преноси помоћу гасова,
- Електрични преносници и
- Комбиновани преносници.

Према променљивости преносног односа разликују се преносници [2]:

- Са константним преносним односом и
- Са променљивим преносним односом.

Према томе да ли се преноси снага и кретање или само кретање разликују се [2]:

- Преносници снаге и
- Преносници кретања.

2. Теоријске основе

2.1. Механички преносници

Механички преносници су механизми који служе за пренос механичке енергије, уз промену брзине кретања и одговарајућу промену обртног момента, а понекад и уз промену облика и закона кретања. Ови преносници омогућавају следеће [4]:

- Економичан рад,
- Извршавање задатка радне машине које захтевају честу поступну промену брзине кретања (завојно или неко друго кретање), јер обично погонске машине по правилу има равномерно обртно кретање,
- Регулисање брзине кретања и рад са великим обртним моментима и са малим бројем обртаја,
- Повезивање погонске машине са радном машином и у случајевима када због губитака, техничких прописа, сигурности и сл. погонске машине не могу да буду непосредно везани са главним вretenом или извршеним деловима радне машине и
- Остваривање одређених преносних односа са великом тачношћу.

У општем случају механички преносници се користе за велике снаге и за постизање великих преносних односа између улазног и излазног вратила преносника.

2.2. Врсте преноса и типови механичких преносника

Механички преносник се састоји од једног или од више различитих преноса. Механичка енергија се преноси преко машинских делова разних врста и облика, међусобним додиривањем или спрезањем. Ови машински делови чине радне или посредничке органе преноса или преносника. У радне органе преносника спадају:

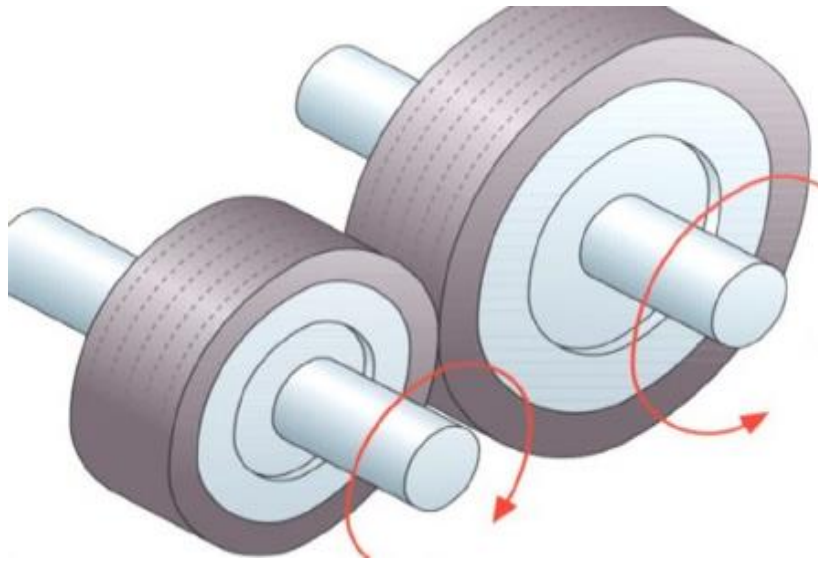
- Фрикциони точкови,
- Зупчаници,
- Каишници и
- Ланчаници.

У посредничке органе преносника спадају: каиш и ланац, а понекад и фрикциони точкови, односно зупчаници примењени као сателити [2].

2.2.1. Фрикциони преносник

На сваком вратилу има чврсто пресован по један фрикциони точак који се међусобно додирују и притискују (слика 2) . Код ових преносника услед међусобног притискивања точкова нормалном силом, јавља се при раду између точкова гранична сила трења која мора, при преносу без клизања, да буде једнака или већа од обимне силе коју треба пренети. Фрикциони преносници се примењују за преноснике чија се вратила секу или су паралелна, за претварање обртног кретања у праволинијско или за претварање обртног кретања у завојно. Ови преносници могу да се израђују са чврстим фрикционим телима и са елементима еластичне везе. Најчешће се користе као редуктори или као

варијатори брзине [2]. Најчешће се израђују за снаге од 25 kW и обимне брзине до 25 m/s.



Слика 2. Фрикциони точкови [5]

2.2.2. Зупчасти преносници

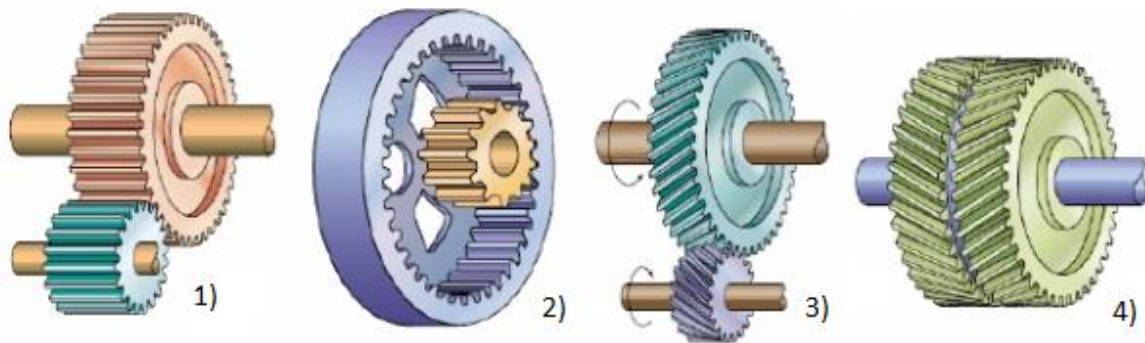
Преносе кретање и обртни момент са једног вратила на друго помоћу тзв. везе обликом, коју чини спрега зубаца зупчаника. При томе се врши и одређена трансформација броја обртаја и обртног момента. Најједноставнији зупчасти преносник састоји се од два зупчаника у спрези који чине зупчасти пар. Један од ова два зупчаника је погонски, а други гоњени. Погонски зупчаник преноси кретање и обртни момент на гоњени зупчаник. Најчешће коришћени механички преносници су управо зупчасти преносници, примењују се за широко поље оптерећења и дијапазон брзина. Преношење снаге врши се готово без губитака, имају дуг век трајања и велику сигурност погона. Трошкови одржавања нису велики, а стални преносни однос не зависи од величине оптерећења.

Према међусобном положају оса вратила погонског и гоњеног зупчаника разликују се [5]:

- Цилиндрични зупчасти парови – зупчасти преносници код којих су осе вратила паралелне,
- Конични зупчасти парови – зупчасти преносници код којих се осе вратила секу и
- Хиперболоидни зупчасти парови – зупчасти преносници код којих се осе вратила мимоилазе.

Према облику зубаца, цилиндрични зупчасти преносници могу бити са (слика 3):

- 1) Правим зупцима (спољашње озубљење),
- 2) Правим зупцима (унутрашње озубљење),
- 3) Косим зупцима и
- 4) Стреластим зупцима.

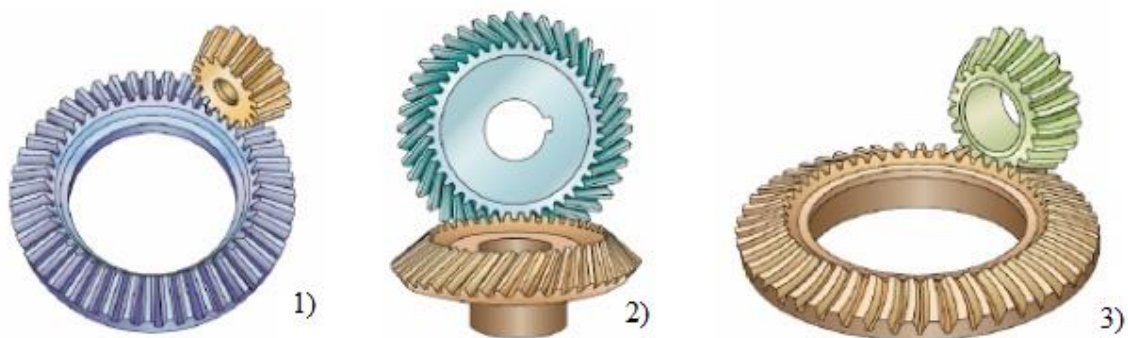


Слика 3. Цилиндрични зупчасти преносници [6]

Преносници са коничним зупчаницима се користе за преносне односе до 6 и скупљи су од цилиндричних зупчаника. Чешће се користе за промену смера снаге, а ређе за редукцију или мултипликацију обртног момента. Пправе се и као планетарни, најчешће код диференцијала.

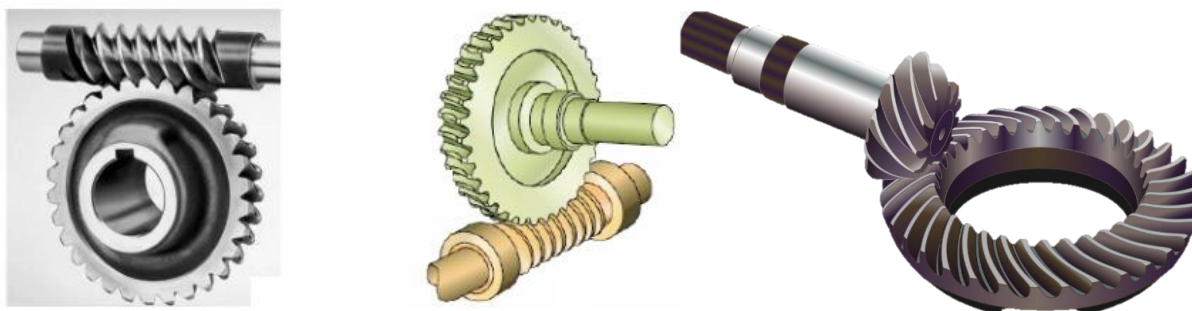
Подела коничних зупчастих парова према облику зубаца (слика 4) [6]:

- 1) Са правим зупцима,
- 2) Са косим зупцима и
- 3) Са завојним зупцима.



Слика 4. Конични зупчасти преносници [6]

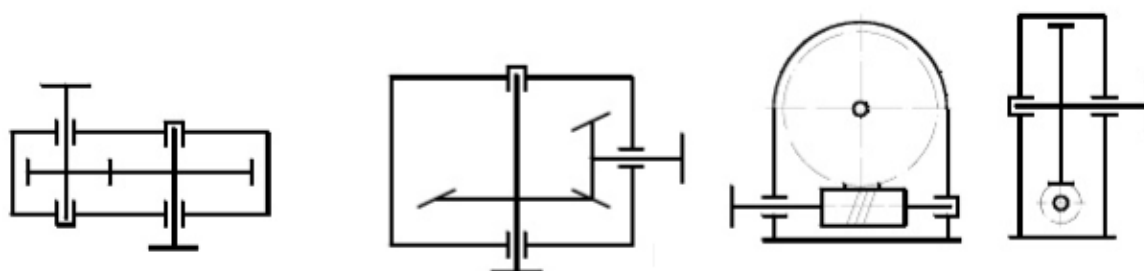
Пужни преносник - или пужни пар састоји се од пужа и од пужног кола (пужног зупчаника). Представља врсту зупчастих преносника (хиперболоидни зупчасти пар), чије се осе мимоилазе, најчешће под углом од 90° . Пуж је најчешће погонски део преносника и тада при преносу кретања, врши се редукција броја обртаја. Пужни преносници (слика 5) имају способност остваривања веома великог преносног односа у једном степену (i до 100), али им пада степен искоришћења, нпр. за $i = 100$, $\eta = 45\%$. Вишеходни пужеви дају већу искористивост, али мањи преносни однос. За разлику од већине зупчастих преносника, пужни преносници раде веома тихо, а донекле имају способност пригушења вибрација [6].



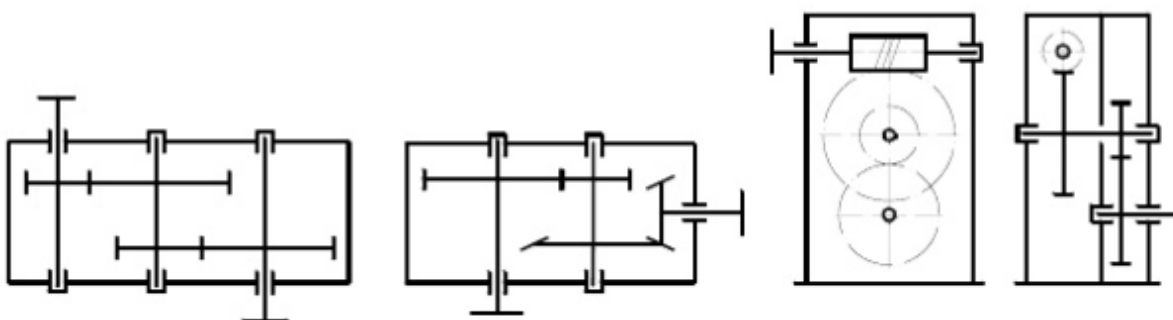
Слика 5. Хиперболоидни зупчасти парови [6]

Према броју парова радних органа зупчастих преносника, разликују се [6]:

- Једностепени преносници (слика 6) и
- Вишестепени преносници (слика 7).



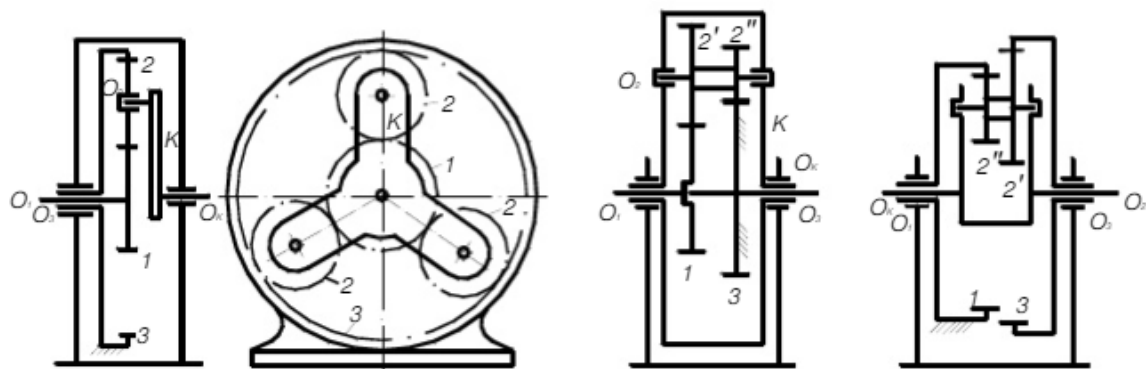
Слика 6. Једностепени преносници [6]



Слика 7. Вишестепени преносници [6]

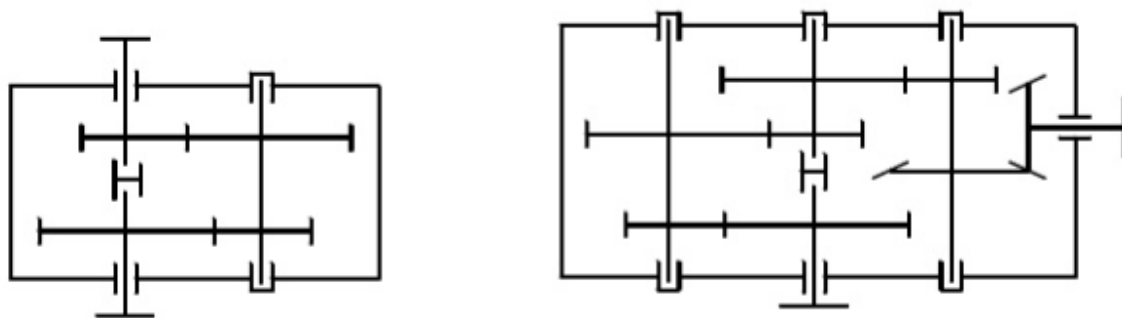
Колико ће се преноса употребити у преноснику и које врсте зависи од услова рада погонске и радне машине. С обзиром на кретање оса радних органа преносника у простору, механички преносници могу бити са (слика 8) [6]:

- Са непокретним осама радних органа преносника (стални и прикључни преносници) и
- Са покретним осама сателита (планетарни и диференцијални преносници).

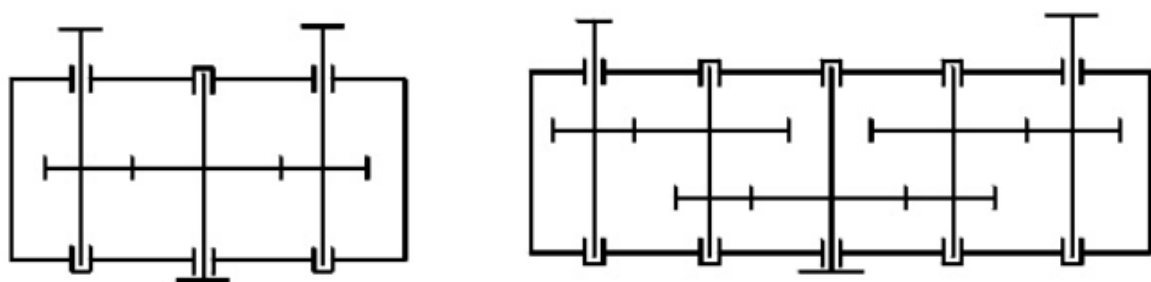


Слика 8. Преносници са променљивим осам радних органа [6]

Такође осе улазног и излазног вратила преносника могу да буду у хоризонталној, вертикалној и косој равни и да се оса улазног вратила не поклапа или да се поклапа са осом излазног вратила (слика 9). Такође преносници се праве са више улазних и са више излазних вратила (слика 10), тј. са гранањем снаге (нпр. бродски и аутомобилски преносници).



Слика 9. Преносници са затвореним кинематским ланцем (коаксијални преносници) [6]



Слика 10. Преносници са гранањем снаге [6]

Тип преносника зависи од бројчане вредности радног преносног односа преносника i , тј. од односа угаоне брзине погонског – улазног радног органа и угаоне брзине гоњеног – излазног радног органа преносника. Узимајући у обзир ове зависности разликујемо следеће типове преносника [2]:

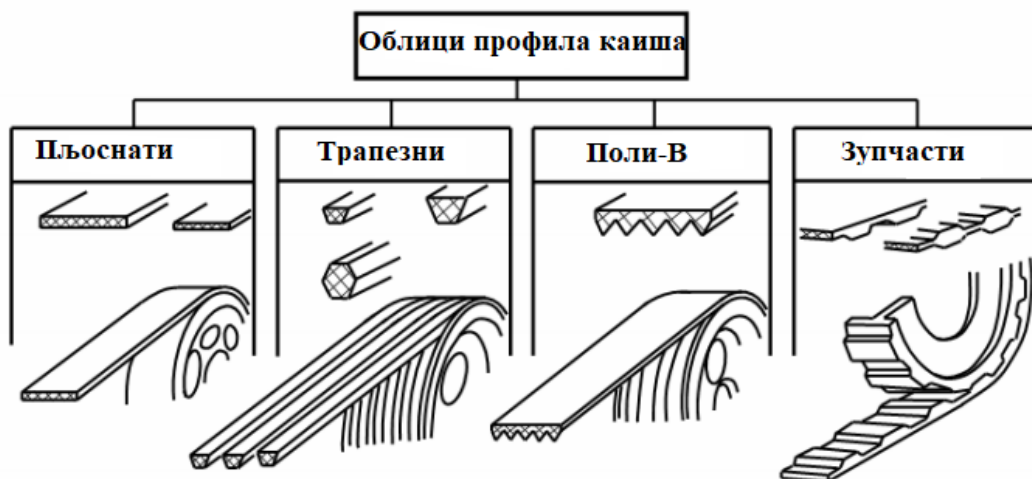
- Редуктор - радни преносни однос i је непроменљив и већи од један па преносник смањује (редукује), угаону брзину, односно број обртаја идући од улазног ка излазном радном органу,
- Мултипликатор – радни преносни однос i је непроменљив и мањи од један, па преносник увећава (мултиплицира), угаону брзину, односно број обртаја идући од улазног ка излазном радном органу,
- Мењач брзине и
- Варијатор брзине.

2.2.3. Каишни преносници

Састоје се од два точка (каишника) и каиша пребаченог преко њих. Каишни преносници преносе снагу и кретање између вратила која могу бити на великом међуосном растојању, како за паралелна тако и за мимоилазна вратила. Величина обимне силе коју треба пренети трењем од каишника на каиш и обрнуту, једнака је разлици сила које се јављају при раду у радном и слободном огранку ремена. Једноставне су израде, пригушују вибрације, омогућавају еластичан пријем удarca погонске машине, а са друге стране великих су габарита. Јавља се клизање, тј. проклизавање и веће оптерећење вратила и ослонаца. Код вишеременског клинастог преноса постоје могућности преноса великих снага, али постоје проблеми при расподели оптерећења по ширини ременице.

Према облику профила каиша, каишни преносници се деле на (слика 11) [6]:

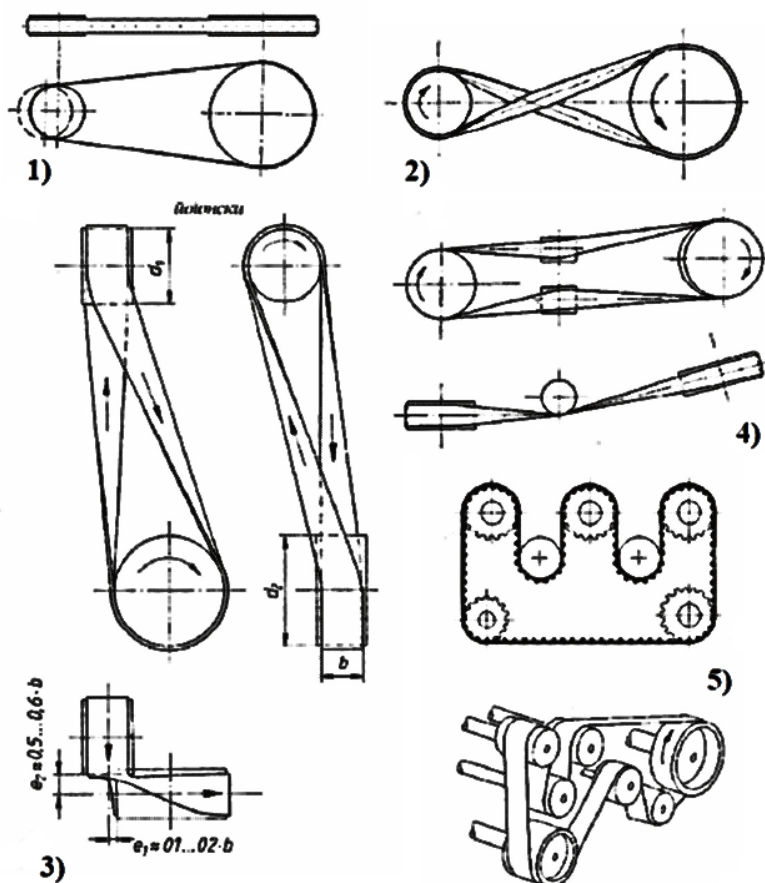
- Каишни преносник са пљоснатим каишем,
- Трапезни каишни преносник,
- Поли – В (*Poly-V*) и
- Зупчасти каишни преносник.



Слика 11. Типови каишних преносника [6]

Према положају оса погонског и гоњеног каишника и потребном смеру обртања истих, разликују се (слика 12) [7]:

1. Отворени,
2. Укрштени,
3. Полуукрштени,
4. Угаони,
5. Вишеструки, итд.



Слика 12. Конструкциона извођења каишног преносника [7]

2.2.4. Ланчани преносници

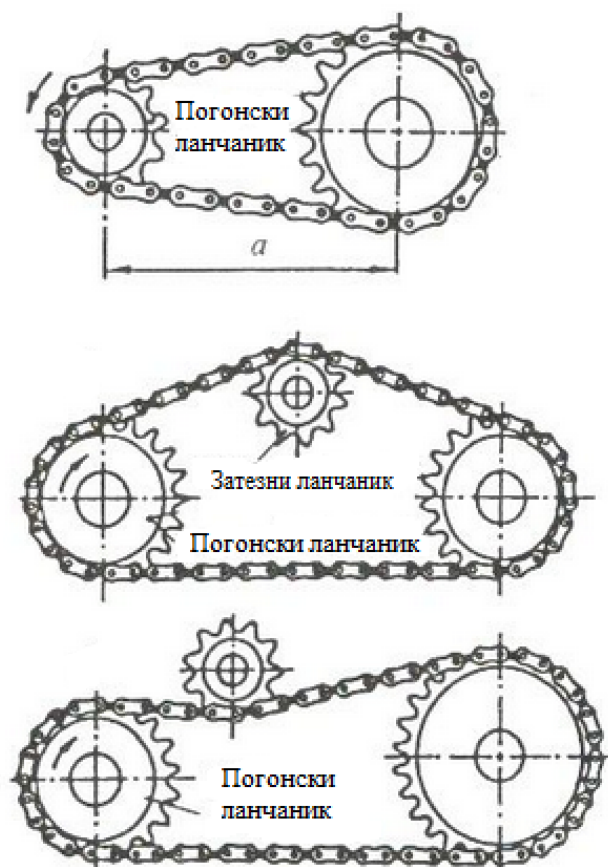
2.2.4.1 Историја ланчаних преносника

Ланчани преносници се убрајају у групу принудних посредних преносника, код којих се пренос снаге остварује савитљивим елементима – ланцима. У саставу једног ланчаног преносника, поред ланаца, налазе се и ланчаници, уређаји за затезање и подмазивање. Прве идеје конструкционих решења ланаца дао је у својим цртежима Леонардо да Винчи (Leonardno da Vinci), у 15. веку, док најстарији цртеж ланчаног преноса потиче од Полиа (Romer Marcus Vitruvius Pollio) из 16. века. Ширу примену ланчани преносници снаге су добили тек са откривањем и увођењем парне машине у индустрију у 18. веку. Од тада до данас ланчани преносници су се усавршавали у погледу конструкције, применом бољих материјала, тако да се данас веома много користе у [1]:

- Машинској индустрији,
- Пољопривредним,
- Грађевинским,
- Транспортним машинама и дизалицама,
- Бициклима,
- Моторциклима итд.

2.2.4.2 Класификација ланчаних парова

Ланчани парови (у основи) се састоје из два назубљена точка – ланчаника и посредника – ланаца. Пренос кретања и обртног момента остварује се постављањем ланца на ланчаник, чији зупци улазе између чланака ланца и преносе кретање са погонског на гоњени ланчаник. Један крак ланца (дужина између осног растојања) назива се радни или вучни, а други крак слободни. Радни крак увек наилази на погонски ланчаник и по правилу треба да је са доње стране. Да би се повећао захват између ланца и ланчаника, користи се затезни ланчаник или посебан механизам [6]. На слици 13 је приказан ланчани пар и ланчани парови са затезачем.



Слика 13. Примери ланчаних парова [6]

Ланчани парови преносе снагу и обртни момент од извора енергије (погонске машине) до потрошача (радне машине). Примењују се при малим и великим брзинама (30 до 50 m/s), такође и када је неопходан рад без проклизавања. Један ланац може преносити снагу на више вратила истовремено, при различитим осним растојањима ланчаника.

Поред поделе на погонске, теретне и вучне, према врсти погонског ланца могу се поделити на [1]:

- Ваљкасте,
- Чаурасте,
- Зупчасте,
- Ланце са осовиницама и
- Специјалне ланце.

Према положају гоњеног вратила:

- Хоризонталне,
- Нагнуте и
- Вертикалне.

2.2.4.3 Ваљкасти ланци

Ваљкасти ланци, у зависности од броја редова ланаца се израђују као једноредни (слика 14), дворедни (слика 15) и троредни (слика 16).



Слика 14. *Једноредни ланац* [8]

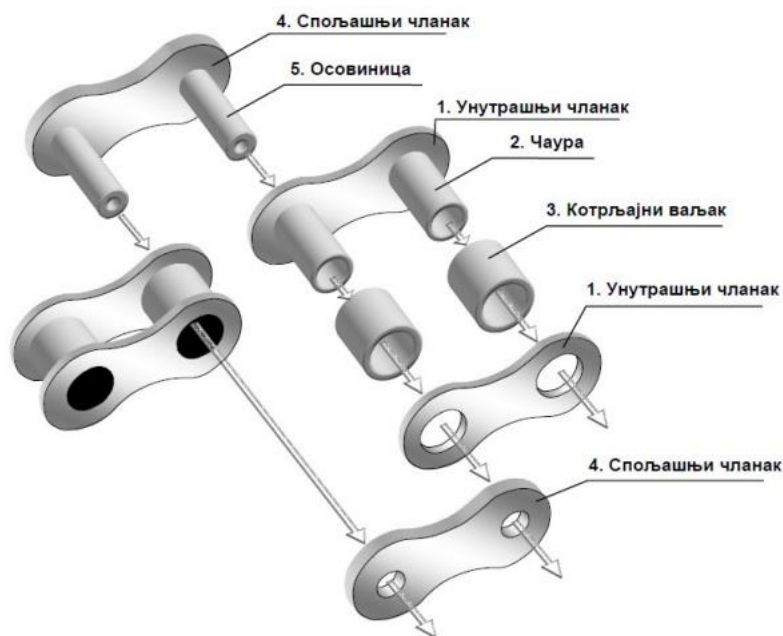


Слика 15. *Дворедни ланац* [8]



Слика 16. *Троредни ланац* [8]

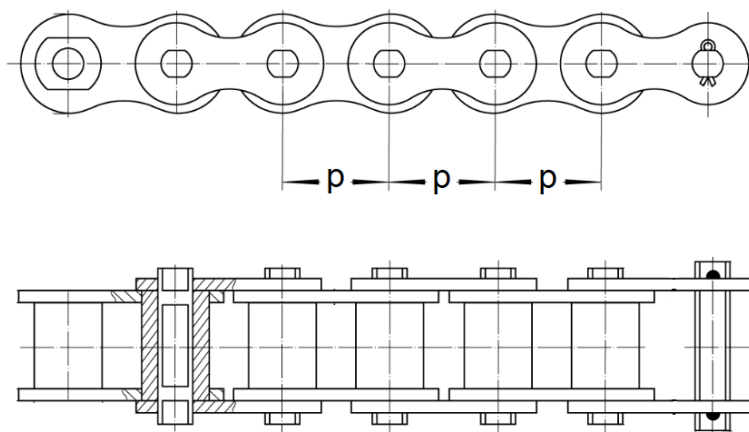
Од свих погонских ланаца, ваљкасти ланци (слика 17) се користе највише у пракси. Монтажа делова једноредног ваљкастог ланца може се описати на следећи начин. У отвор унутрашњег чланка (1) упресована је чаура (2) на коју је у циљу смањења хабања ланчаника слободно навучен котрљајни ваљак (3). У отвор спољашњег чланка (4) упресована је осовиница (5) [1].



Слика 17. Основни делови ваљкастог ланца [1]

2.2.4.4 Чаурасти ланци

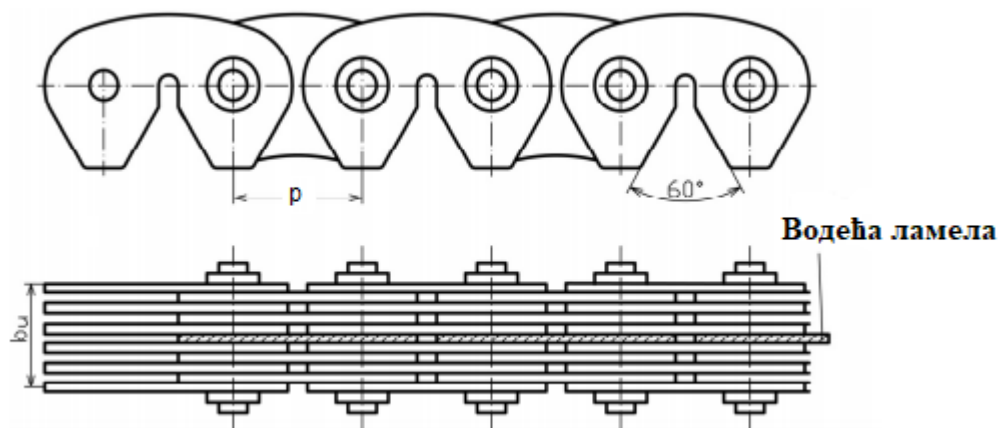
Чаурасти ланци у својој конструкцији не садрже ваљке, тако да су чауре у директном контакту са бочним површинама зубаца ланчаника (слика 18). С обзиром на изостанак ваљка, повећана је носећа површина ланца и смањен је контактни притисак у зглобу. Међутим, код ових ланаца је карактеристично врло интензивно хабање контактних елемената, па су самим тим дефинисани и ограничени услови примене. Ови ланци су намењени за рад при мањим обимним брзинама и користе се као транспортни и теретни ланци [1].



Слика 18. Чаурасти ланац [1]

2.2.4.5 Зупчасти ланци

Зупчасти ланци се састоје од низа ламела са зупцима које су спојене осовиницама (слика 19). Свака ламела поседује по два зупца која су постављена под углом од 60° . Што је број редова ламела већи, то је носивост ланца већа. Да би се избегло бочно померање ланца у ланац се уграђују ламеле за вођење.

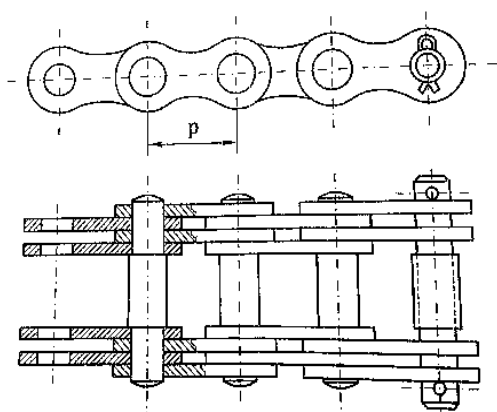


Слика 19. Зупчасти ланац [1]

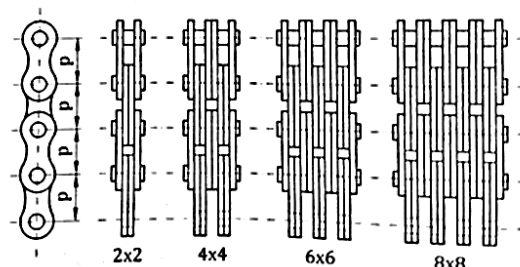
Зупчасти ланци се одликују мирнијим и уједначенијим радом са мање буке. Доста су скупљи у односу на ваљкасте ланце, с обзиром на потребну прецизност при изради. Користе се за пренос снага при великим брзинама и тамо где је потребна велика кинематска тачност. Одликују се великом поузданошћу, с обзиром да прекид једне ламеле не доводи до прекидања чланка, односно отказа преносника.

2.2.4.6 Ланци са осовиницама

Ланци са осовиницама од саставних елемената садрже спољашњу и унутрашњу ламелу и осовиницу. Користе се углавном као теретни и вучни ланци. Од ланца са осовиницама најпознатији су Галови ланци (слика 20) и Флајерови ланци (слика 21). Галови ланци се најчешће користе код дизалица и при малим брзинама кретања ($<1\text{m/s}$).



Слика 20. Галов ланац [1]



Слика 21. Флајеров ланац [1]

2.2.4.7 Специјални ланци

У специјалне ланце убрајају се сви ланци посебне намене. Они се углавном користе као транспортни или теретни ланци. Код специјалних ланаца саставни елементи ланца (осовиница, спољашња или унутрашња ламела), су модификовани у зависности од намене ланца (слика 22).

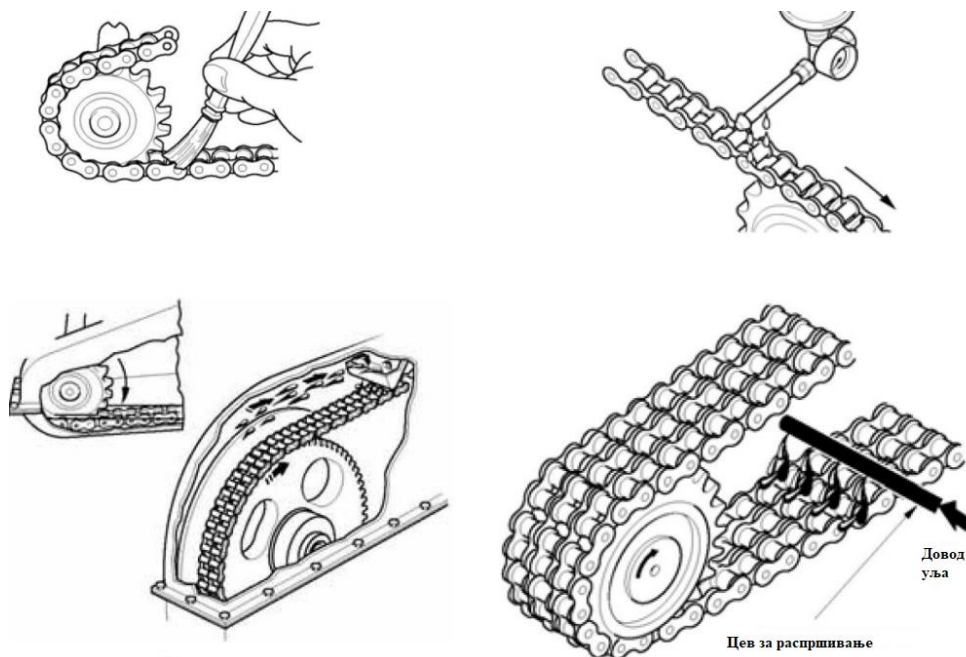


Слика 22. Специјални ланци [1]

2.2.4.8 Одржавање и подмазивање ланчаних парова

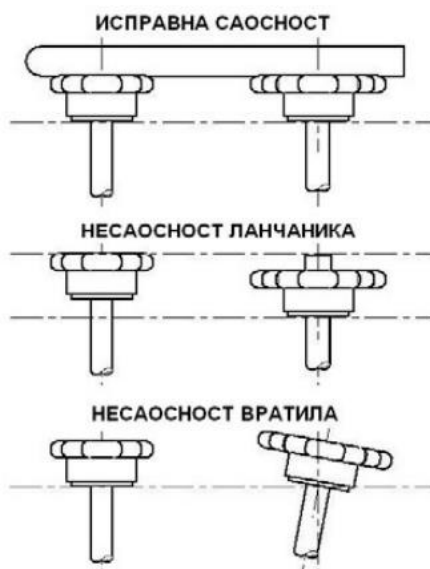
Ланчани парови, односно њихове компоненте се као и сви преносници, морају редовно одржавати, како би задржали своју функцију у складу са прорачуном и имали свој прорачунски радни век. Одржавање ланчаних парова састоји се од уклањања нечистоћа (слика 23) и редовног подмазивања ланаца (потапањем у уљну каду или помоћу мазалица). Правилно, правовремено и адекватно подмазивање ланчаних преносника је један од битних услова за правилно функционисање и дуг век ланца. Подмазивањем повећава се отпорност на хабање и ублажава удар чланка о зупце ланчаника, такође повећава се степен искоришћења и смањује се загревање ланца. Битну улогу код подмазивања има избор одговарајућег мазива [1]. При избору мазива треба узети у обзир:

- Адекватна вредност вискозности уља за подмазивање,
- Интервал подмазивања,
- Права количина мазива,
- Начин подмазивања и
- Температурни опсег примене.



Слика 23. Приказ чишћења и подмазивања ланца [3]

Такође да би се обезбедио исправан рад ланчаних парова, током монтаже и експлоатације, посебну пажњу треба обратити на саосност ланчаника и вратила (слика 24). Несаосности ланчаника доводе до превременог оштећења како ланаца, тако и ланчаника.



Слика 24. Несаосност и саосност ланчаника и вратила [3]

2.2.4.9 Затезање ланчаних преносника

Ланчани преносници се састоје од ланчаника, ланца и уређаја за затезања ланца (слика 25). Од правилног затезања ланца често зависи радни век ланчаног преносника. После одређеног периода експлоатације, вучни огранак ланчаног преноса се угиба услед хабања делова ланца и повећања корака. Кинематика и геометрија спрезања се мењају, што доводи до већег оптерећења зглобова ланца, повећања вибрације и буке.

Рад у оваквим условима доводи до смањења поузданости ланчаног преносника и скраћења радног века. Да би се обезбедило правилно спрезање зглобова ланца са зупцима ланчаника потребно је обезбедити правилно и благовремено затезање ланца. Уређаји за затезање ланца постављају се на слободном тј. мање затегнутом огранку. Регулисање величине затезања врши се помоћу завојне или спиралне опруге, клизача и сл. зависно од типа уређаја за затезање. Савремене конструкције уређаја за затезање користе се и за подмазивање ланца, с обзиром да се затезни механизам састоји од самоподмазујућег материјала [4].



Слика 25. Уређаји за затезање ланца [9]

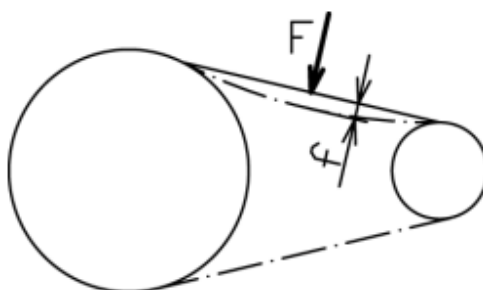
Ланац треба да је довољно затегнут како би се правилно преносио обртни момент уз минимално могуће оптерећење ланца. У случају када је ланац превише затегнут отежан је наилазак чланака ланца на ланчаник, повећан је специфичан притисак између делова ланца и зубаца ланчаника, повећана је сила која истеже ланац, повећано је оптерећење вратила и лежаја на вратилима и смањен је радни век ланчаног преносника. Најновије решење за затезање ланца је помоћу еластичног зупчастог прстена (слика 26). Овај прстен убаци се између вученог и слободног огранка. Због своје еластичности, прстен потиска огранке ланца ка споља и тако их затеже. Еластични затезни прстен није причвршћен већ слободан, што му је велика предност. Међутим, може се користити само за мале преносне односе јер смањује обвојни угао.



Слика 26. Еластични прстен за затезање ланца [4]

2.2.4.10 Контрола затегнутости ланца

Контрола затегнутости ланца може бити визуелна, механичким уређајем или виброметром. Визуелна контрола своди се на то да се притиском слободног огранка ланца визуелно процени вредност угиба f (слика 27). Овакав начин контроле је неодговарајући за ланчане преноснике са већим брзинама и већим оптерећењима. Контрола затегнутости механичким уређајем је слична као визуелна контрола. Механичким уређајем, на којем се може подешавати сила притиска, делује се на слободни огранак ланца све док се не постигне сила F , коју одређује и препоручује произвођач машине, а која се подеси на механичком мерном уређају. Када се постигне сила притиска F , измери се угиб f и упореди са препоруком произвођача машине. Ни овај начин контроле затегнутости ланца није довољно прецизан за највећа оптерећења и максималне брзине које се препоручују за ланчани преносник.



Слика 27. Затезање ланца [4]

Најпрецизнији начин контроле затегнутости ланца је мерење амплитуда вибрација и брзине ланца помоћу виброметра на основу чега се израчуна брзина и убрзање вибрација. Ако је вредност израчунатих вибрација већа од препоручених, значи да је ланац незатегнут. Ако су вибрације мање од препоручених, ланац је претегнут. Дозвољене вредности вибрација препоручује произвођач машина или су дефинисане одговарајућим националним и међународним стандардима [4].

За мерење вибрација користе се различити уређаји који се називају виброметрима, анализаторима импулса и сл. Ови уређаји имају и софтвер, помоћу којег се на основу измерених параметара, израчуна брзина и убрзање вибрација и упореди са дозвољеним. Уређај на одређен начин (најчешће бојом) сигнализира недозвољене вредности вибрација. Један од уређаја за мерење вибрација приказан је на слици 28.



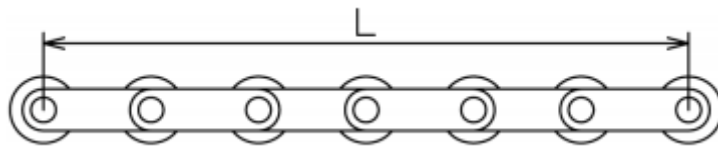
Слика 28. Уређај за мерење вибрација ланца „Виброметар“ [4]

2.2.4.11 Провера исправности ланца и ланчаника

Након извесног времена и поред правилног коришћења и одржавања долази до оштећења ланца и ланчаника. Најчешће оштећење је издужење ланца и хабање зубаца гоњеног ланчаника. Ланац се понекад толико истегне да се мора скраћивати избацивањем чланка. Додирна површина између ланца и ланчаника је мала, због чега се јавља велики специфични притисак. Услед великог специфичног притиска и неравномерности кретања ланца долази до хабања саставних делова ланца и издужења ланца. Стога је потребно повремено проверити исхабаност ланца и ланчаника. Исхабаност ланца процењује се издужењем ланца. Измери се дужина коришћеног ланца L одређеног броја чланака x . Процентуално издужење ланца ΔL одређује се на основу израза:

$$\Delta L = \frac{(L - x \cdot e) \cdot 100}{x \cdot e}$$

Добијена вредност процентуалног издужења ланца ΔL упореди се са дозвољеном и установи да ли ланац треба заменити са новим или не. При замени ланца треба обавезно заменити и гоњени ланчаник, а ако је могуће и погонски. За проверу исхабаности зубаца ланчаника користе се шаблони (слика 29) [4].



Слика 29. Мерење издужења ланца [4]

3. Прорачун и конструкција ланчаног редуктора елеватора

3.1. Елеватори

Елеватори су машине непрекидног транспорта које се употребљавају за транспорт на свим местима где је потребно преместити велике количине ситнозрног, расипног и комадног материјала. Рад без заустављања омогућава да машине непрекидног транспорта могу постићи велике норме преношења материјала од тачке А до тачке Б, без обзира на дужину транспортовања. Без обзира да ли се машине за непрекидан транспорт користе као независне машине у континуалном току неког производног процеса, оне се могу поделити у три групе [10]:

- Маachine са вучним елементом,
- Маachine без вучног елемента и
- Помоћни уређаји.

У групу машина са вучним елементом спадају све машине код којих се премештање терета обавља кретањем бесконачне траке, ланца или ужета.

У групу без вучног елемента спадају следеће машине [10]:

- Завојни транспортер,
- Инерцијални транспортер,
- Ваљкасти транспортер,
- Пнеуматски транспортер и
- Хидраулични транспортер.

Помоћни уређаји [10]:

- Гравитациони уређаји,
- Додавачи,
- Уређаји за мерење масе терета и
- Бункери.

Пренос терета се врши у вертикалном и косом правцу под углом од 40-75° према хоризонталу. Они се поред тракастих транспортера највише користе у пракси, заузимају мало простора, једноставно им је одржавање, а век трајања зависи од врсте материјала који преносе. Ланци као вучни елемент се употребљава када се жели постићи веће силе затезања и веће висине дизања.

3.1.1 Опис машине

Елеватори су једноставне конструкције, садрже бесконачни ланац за који су причвршћене металне лопатице, преко ланчаника, које покреће електромотор одговарајуће снаге, материјал који треба да се транспортује се сипа у кош, који се даље транспортује тако што га лопатице захватају и преносе (слика 30). Постоље самог елеватора садржи точкове који олакшавају транспорт елеватора на друге локације. Приликом транспортовања бала сена, странице транспортера се обарају у хоризонтални положај како би се добила шира радна платформа. Елеватор као уређај има могућност

подешавања висине помоћу ручице која се налази са стране самог елеватора, чијим окретањем се подешава угао елеватора.

Као што је већ речено, транспортер поседује два точка, што омогућава лак транспорт на другу локацију качењем транспортера на вучну куку трактора или другог одговарајућег превозног средства. Пошто транспортер поседује два точка, а нема кочницу, онда је потребно уколико место на ком је транспортер постављен под неким нагибом, обезбедити да се транспортер не помери током коришћења, тако што ће се поставити нека препрека испред и иза точкова.



Слика 30. Елеватор [11]

3.2. Прорачун ланчаног редуктора

Задатак: За дати елеватор произвођача Лифам-М (*LIFAM-M*) потребно је:

1. Извршити прорачун погонског и гоњеног ланчаника,
2. Приказати моделе ланчаника и дати техничку документацију.

На основу полазних података за овај тип елеватора може се приступити прорачуну. Прорачун је рађен на основу литературе [1].

Полазни подаци:

Снага електромотора (ЕМ): $P_{EM} = 1,1 \text{ kW}$

Број обртаја електромотора: $n_{EM} = 1450 \text{ min}^{-1}$

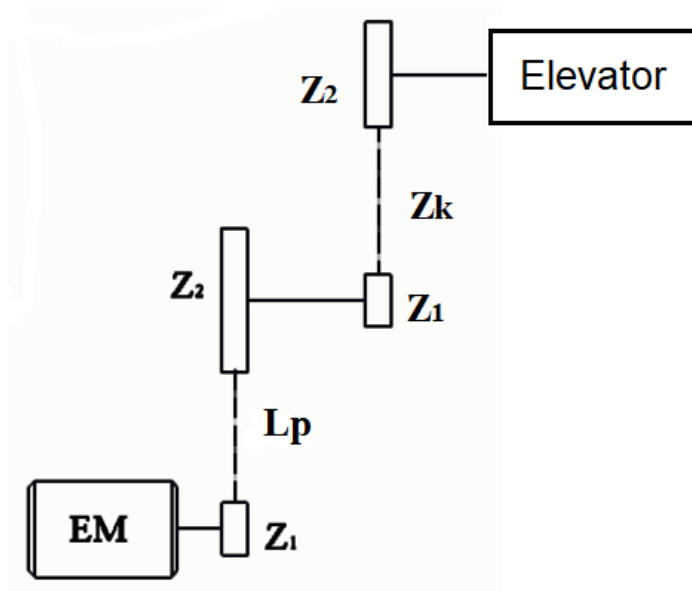
Услови подмазивања: довољно подмазивања са утицајем прашине

Врста погонског ланца: чаурасти

Постојећи преносни однос:

$$i = \frac{d_2}{d_1} = \frac{250}{63} = 3,97$$

Шема преносника :



Слика 31. Шема преносника

3.2.1. Прорачун основних параметара

Број обртаја радне машине:

$$n_{RM} = \frac{n_{EM}}{i} = \frac{1450}{3,97} = 365,23 \text{ min}^{-1}$$

Број зубаца погонског ланчаника – интерполацијом (табела 3.2, страна 52) [1]:

$$\frac{25 - 22}{4 - 3} = \frac{25 - x}{4 - 3,97}$$

$$\frac{3}{1} = \frac{25 - x}{0,03}$$

$$3 = \frac{25 - x}{0,03}$$

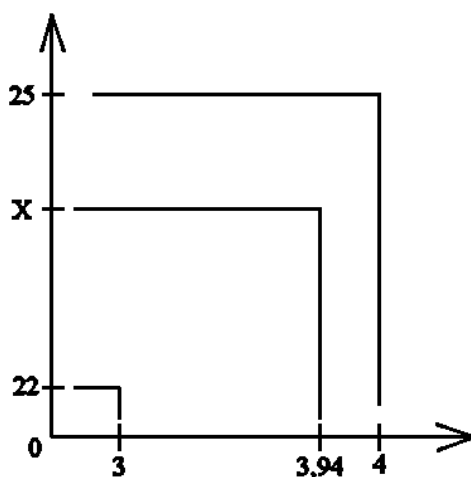
$$(25 - x) = 3 \cdot 0,03$$

$$-x = -25 + 0,09$$

$$-x = -24,91 \quad / \cdot (1)$$

$$x = 24,91$$

Усваја се $Z_1 = 25$ [1]



Слика 32. Интерполација

Број зубаца гоњеног ланчаника:

$$z_2 = z_1 \cdot i = 25 \cdot 3,97 = 99,25$$

Усвајам $Z_2 = 99$ [1] (Заокружити на прву ближу вредност)

Коригована снага:

$$P_0 = \frac{C_A \cdot P_1 \cdot K_z}{K_a \cdot K_L \cdot K_x \cdot K_o \cdot K_t \cdot K_p} = \frac{1 \cdot 1,1 \cdot 0,742}{0,995 \cdot 0,5 \cdot 0,9 \cdot 1 \cdot 1,14 \cdot 0,7} = 2,28 \text{ kW}$$

где су [1] :

- улазна снага на погонском ланчанику: $P_1 = P_{EM} = 1,1 \text{ kW}$
- фактор радних услова : $C_A = 1$
- фактор броја зубаца мањег ланчаника $K_z = 0,742$
- фактор осног растојања : $K_a = 0,995$
- за осно растојање се користи вредност из опсега $a = (30 \div 50) \cdot p$,
Усвајам $a = 40 \text{ mm}$
- фактор врсте ланца : $K_L = 0,5$
- фактор броја ланчаника: $K_x = 0,9$
- фактор облика ланца: $K_o = 1$
- фактор радног века: $K_t = 1,14$
- фактор подмазивања : $K_p = 0,7$

Усвајам ланац Nr 08 В са следећим карактеристикама (табела 3.1 страна 46) [1]:

- корак ланца: $p = 12,7 \text{ mm}$
- маса јединичне дужине ланца: $q = 0,70 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$
- сила разарања ланца: $F_M = 18,2 \text{ kN}$
- носећа површина зглоба: $A = 50 \text{ mm}^2$

3.2.1.1 Провера степена сигурности ланца

Обртни момент електромотора:

$$T_{EM} = \frac{9550 \cdot P_{EM}}{n_{EM}} = \frac{9550 \cdot 1,1}{1450} = 7,24 \text{ Nm}$$

Пречник подеоног круга погонског ланчаника:

$$d_1 = \frac{p}{\sin \cdot (180/Z_1)} = \frac{12,7}{\sin(\frac{180}{25})} = 101,329 \text{ mm}$$

Обимна сила:

$$F_t = \frac{2 \cdot T_{EM}}{d_1} = \frac{2 \cdot 7240}{101,329} = 142,900 \text{ N}$$

Обимна брзина:

$$v = \frac{d_1 \cdot \pi \cdot n_{EM}}{60 \cdot 1000} = \frac{101,329 \cdot \pi \cdot 1450}{60 \cdot 1000} = 7,69 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Центрифугална сила:

$$F_c = q \cdot v^2 = 0,70 \cdot 7,69^2 = 41,395 \text{ N}$$

Приближна вредност осног растојања:

$$a = 40 \cdot p = 40 \cdot 12,7 = 508 \text{ mm}$$

Угао нагиба вучног огранка:

$$\beta = \arcsin \cdot \frac{(Z_2 - Z_1) \cdot p}{2 \cdot \pi \cdot a} = \arcsin \cdot \frac{(99 - 25) \cdot 12,7}{2 \cdot \pi \cdot 508} = 17,12^\circ$$

Број чланака ланца:

$$Z = 2 \cdot \frac{a}{p} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{p}{a} = 2 \cdot \frac{508}{12,7} + \frac{25 + 99}{2} + \left(\frac{99 - 25}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{12,7}{508}$$

$$Z = 145,6$$

Усваја се $Z=146$ [1]

При избору бројева чланака ланца треба водити рачуна о бројевима зубаца ланчаника. При непарном броју зубаца ланчаника треба бирати паран број чланака ланца. У супротном случају када је број чланака непаран број, број зубаца може бити и парани непаран. Ове препоруке утичу на мирнији рад преносника и равномерније хабање ланца и ланчаника.

Стварна вредност осног растојања:

$$a = \frac{p}{4} \cdot \left[Z - \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \sqrt{\left(Z - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right)^2 - 2 \cdot \left(\frac{Z_2 - Z_1}{\pi} \right)^2} \right]$$

$$a = \frac{12,7}{4} \cdot \left[146 - \frac{25 + 99}{2} + \sqrt{\left(146 - \frac{25 + 99}{2} \right)^2 - 2 \cdot \left(\frac{99 - 25}{\pi} \right)^2} \right]$$

$$a = 511,49 \text{ mm}$$

Дужина праволинијског дела ланца:

$$L \approx a = 511,49 \text{ mm}$$

Сила затезања услед тежине слободног огранка:

$$F_G = q \cdot g \cdot L = 0,70 \cdot 9,81 \cdot 0,51149 = 3,51 \text{ N}$$

где су [1]:

q - маса јединичне дужине ланца у $\frac{\text{kg}}{\text{m}}$, $q = 0,70 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$ (табела 3.1, страна 46) [1]

$g = 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ - убрзање земљине теже

L - дужина праволинијског дела ланца у m (обично се рачуна да је $L \approx a$, где је a - осно растојање)

Укупна сила затезања у вучном огранку:

$$F = C_A \cdot F_t + F_c + F_G = (1 \cdot 145,900) + 41,395 + 3,51 = 187,805 \text{ N}$$

Степен сигурности против динамичког лома ламеле ланца:

$$S = \frac{F_M}{F} = \frac{18\,200}{187,805} = 96,90 > 5, S_{F\min}$$

3.2.1.2 Провера површинског притиска:

Средња вредност површинског притиска:

$$p = \frac{F}{A} = \frac{187,805}{50} = 3,75 \text{ N/m}^2$$

Површинска издржљивост ланца – интерполација (табела 3.6, страна 67) [1]:

$$\frac{8 - 7}{20,6 - 19,6} = \frac{8 - 7,69}{20,6 - x}$$

$$\frac{1}{1} = \frac{0,31}{20,6 - x}$$

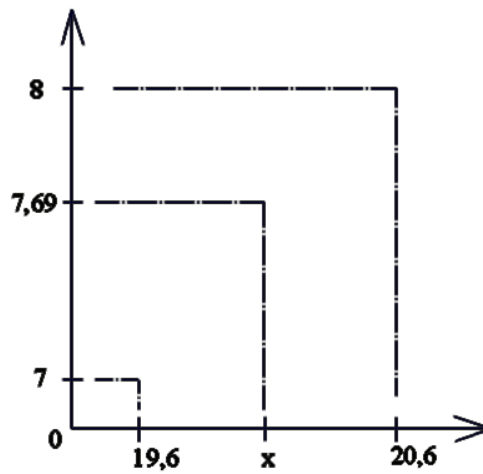
$$20,6 - x = 0,31$$

$$-x = -20,6 + 0,31$$

$$-x = -20,29 \quad / \cdot (-1)$$

$$x=20,29$$

$$P_n=20,29 \frac{N}{mm^2}$$



Слика 33. Интерполација

Фактор хабања:

$$K_h = \sqrt{\frac{226 \cdot i}{L_h} \cdot \left(\frac{a}{p} \cdot \frac{1}{i+1} + 4.75 \right)} = \sqrt{\frac{226 \cdot 3,97}{10\,000} \cdot \left(\frac{508}{12,7} \cdot \frac{1}{3,97+1} + 4.75 \right)} = 0,708$$

Дозвољени површински притисак:

$$p_d = p_N \cdot K_h \cdot K_p \cdot K_l \cdot K_x = 20,29 \cdot 0,708 \cdot 0,7 \cdot 0,5 \cdot 0,9 = 4,52 \frac{N}{mm^2}$$

Услов: $p_d > p$

$$4,52 \frac{N}{mm^2} > 3,75 \frac{N}{mm^2}$$

Изабрани ланац одговара датим радним условима

3.2.1.3 Основне геометријске и кинематске величине погонског ланчаника

Пречник подеоног круга ланчаника:

$$d = \frac{p}{\sin(\frac{\tau}{2})} = \frac{12,7}{\sin(\frac{180}{Z_1})} = \frac{12,7}{\sin(\frac{180}{25})} = 101,329 \text{ mm}$$

$$\tau = \frac{360^\circ}{Z_1} = \frac{360^\circ}{25} = 14,4^\circ$$

Пречник подножног круга:

$$d_f = d - d_1 = 101,329 - 8,51 = 92,81 \text{ mm}$$

где је:

- d_1 – пречник ваљка (табела 3.1, страна 46) [1]

Пречник теменог круга:

$$d_a \approx d \cdot \cos \frac{\tau}{2} + 0,8 \cdot d_1 = 101,329 \cdot \cos(14,4) + 0,8 \cdot 8,51 = 104,953 \text{ mm}$$

Максимална и минимална вредност теменог пречника ланчаника су:

$$d_{amax} = d + 1,25 \cdot p - d_1 = 101,329 + 1,25 \cdot 12,7 - 8,51 = 108,694 \text{ mm}$$

$$d_{amin} = d + (1 - \frac{1,6}{z_1}) \cdot p - d_1 = 101,329 + (1 - \frac{1,6}{25}) \cdot 12,7 - 8,51 = 104,706 \text{ mm}$$

Полупречник међузубља:

$$r_{1min} = 0,505 \cdot d_1 = 0,505 \cdot 8,51 = 4,297 \text{ mm}$$

$$r_{1max} = 0,505 \cdot d_1 + 0,069 \cdot \sqrt[3]{d_1} = 0,505 \cdot 8,51 + 0,069 \cdot \sqrt[3]{8,51} = 4,438 \text{ mm}$$

Усвојити r_1 из интервала r_{1min} до r_{2max}

Усвајам $r_1 = 4,3675 \text{ mm}$

Полупречник главе зупца:

$$r_{2min} = 0,12 \cdot d_1 \cdot (Z_1 + 2) = 0,12 \cdot 8,51 \cdot (25 + 2) = 27,572 \text{ mm}$$

$$r_{2max} = 0,008 \cdot d_1 \cdot (Z_1^2 + 180) = 0,008 \cdot 8,51 \cdot (25^2 + 180) = 54,804 \text{ mm}$$

Усвојити r_2 из интервала r_{2min} до r_{2max}

Усвајам: $r_2 = 41,188 \text{ mm}$

Угао положаја полупречника заобљења r_2 :

$$\chi_{min} = 120^\circ - \frac{90^\circ}{Z_1} = 120^\circ - \frac{90^\circ}{25} = 116,4^\circ$$

$$\chi_{max} = 140^\circ - \frac{90^\circ}{Z_1} = 140^\circ - \frac{90^\circ}{25} = 136,4^\circ$$

Заобљење зупчастог венца у попречном правцу:

$$r_3 = (1,3 \div 1,7) \cdot d_1 = 1,5 \cdot 8,51 = 12,765 \text{ mm}$$

Ширина зупчастог венца ланчаника:

$$B_n = B_1 + (N - 1) \cdot e = 7,21 + (1 - 1) \cdot 13,92 = 7,21 \text{ mm}$$

где су:

- N – број редова ланца
- e – корак по ширини ланца

Вредност за B_1 и e дате су у табели 3.3 страна 58 [1]

Пречник тела ланчаника:

$$\begin{aligned} d_s &= p \cdot \operatorname{ctg} \left(\frac{180^\circ}{Z} \right) - 1,05 \cdot q_1 - r_4 - 1 = 12,7 \cdot \operatorname{ctg} \left(\frac{180^\circ}{25} \right) - 1,05 \cdot 11,81 - 2 \cdot 0,95 - 1 \\ &= 85,23 \text{ mm} \end{aligned}$$

где су:

- g_1 – максимална висина ламеле
- r_4 – радијус (табела 3.3, страна 58) [1]

3.2.1.4 Основне геометријске и кинематске величине гоњеног ланчаника

Пречник подеоног круга ланчаника:

$$d = \frac{p}{\sin(\frac{\tau}{2})} = \frac{12,7}{\sin(\frac{180}{Z_2})} = \frac{12,7}{\sin(\frac{180}{99})} = 400,278 \text{ mm}$$
$$\tau = \frac{360^\circ}{Z_2} = \frac{360^\circ}{99} = 3,63^\circ$$

Пречник подножног круга:

$$d_f = d - d_1 = 400,278 - 8,51 = 391,768 \text{ mm}$$

где је:

- d_1 – пречник ваљка (табела 3.1, страна 46) [1]

Пречник теменог круга:

$$d_a \approx d \cdot \cos \frac{\tau}{2} + 0,8 \cdot d_1 = 400,278 \cos(3,69) + 0,8 \cdot 8,51 = 406,280 \text{ mm}$$

Максимална и минимална вредност теменог пречника ланчаника су:

$$d_{a\max} = d + 1,25 \cdot p - d_1 = 400,278 + 1,25 \cdot 12,7 - 8,51 = 407,643 \text{ mm}$$

$$d_{a\min} = d + (1 - \frac{1,6}{Z_2}) \cdot p - d_1 = 400,278 + (1 - \frac{1,6}{99}) \cdot 12,7 - 8,51 = 404,262 \text{ mm}$$

Полупречник међузубља:

$$r_{1\min} = 0,505 \cdot d_1 = 0,505 \cdot 8,51 = 4,297 \text{ mm}$$

$$r_{1\max} = 0,505 \cdot d_1 + 0,069 \cdot \sqrt[3]{d_1} = 0,505 \cdot 8,51 + 0,069 \cdot \sqrt[3]{8,51} = 4,438 \text{ mm}$$

Усвојити r_1 из интервала $r_{1\min}$ до $r_{2\max}$

Усвајам $r_1 = 4,367 \text{ mm}$

Полупречник главе зупца:

$$r_{2\min} = 0,12 \cdot d_1 \cdot (Z_1 + 2) = 0,12 \cdot 8,51 \cdot (99 + 2) = 103,141 \text{ mm}$$

$$r_{2\max} = 0,008 \cdot d_1 \cdot (Z_1^2 + 180) = 0,008 \cdot 8,51 \cdot (99^2 + 180) = 679,506 \text{ mm}$$

Усвојити r_2 из интервала $r_{2\min}$ до $r_{2\max}$

Усвајам: $r_2 = 679,506 \text{ mm}$

Угао положаја полупречника заобљења r_2 :

$$\chi_{\min} = 120^\circ - \frac{90^\circ}{Z_1} = 120^\circ - \frac{90^\circ}{99} = 119,09^\circ$$

$$\chi_{\max} = 140^\circ - \frac{90^\circ}{Z_1} = 140^\circ - \frac{90^\circ}{99} = 139,09^\circ$$

Заобљење зупчастог венца у попречном правцу:

$$r_3 = (1,3 \div 1,7) \cdot d_1 = 1,5 \cdot 8,51 = 12,765 \text{ mm}$$

Ширина зупчастог венца ланчаника:

$$B_n = B_1 + (N-1) \cdot e = 7,21 + (1-1) \cdot 13,92 = 7,21 \text{ mm}$$

где су:

- N – број редова ланца
- e – корак по ширини ланца

Вредност за B_1 и e дате су у табели 3.3 страна 58 [1]

Пречник тела ланчаника:

$$d_s = p \cdot \operatorname{ctg}\left(\frac{180^\circ}{Z}\right) - 1,05 \cdot q_1 - r_4 - 1$$

$$d_s = 12,7 \cdot \operatorname{ctg}\left(\frac{180^\circ}{99}\right) - 1,05 \cdot 11,81 - 2 \cdot 0,95 - 1 = 384,776 \text{ mm}$$

$$\approx 385 \text{ mm}$$

3.2.1.5 Одређивање димензија отвора за вратило и димензије клина за погонски ланчаник

Материјал вратила: Š0645 (E355) (табела 11.2.1, страна 651) [2]

$\tau_d = 220 \text{ MPa}$ (табела 11.2.1, страна 651) [2]

Фактор $K = 2,2$ (табела 6.5.6, страна 440) [2]

Степен сигурности: 2

$$\tau_{doz} = \frac{\tau_{d(0)}}{k \cdot s} = \frac{220}{2,2 \cdot 2} = 50 \text{ MPa}$$

Торзиони момент:

$$T_t = T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{1,1 \cdot 10^3}{151,843} = 7,244 \text{ Nm}$$

Пречник вратила:

$$d_{iz} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_{t1}}{\pi \cdot \tau_{doz}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 7,244}{\pi \cdot 50}} = 9,03 \text{ mm}$$

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_{EM}}{30} = \frac{\pi \cdot 1450}{30} = 151,843 \text{ s}^{-1}$$

Усвајање клина и стандардног пречника вратила:

Димензије клина (табела 6.8.1, страна 455) [2]:

Ширина: $b = 4 \text{ mm}$

Висина: $h = 4 \text{ mm}$

Радијус: $r = 0,2 \text{ mm}$

Стандардна дужина клина: $l = 40 \text{ mm}$

Мере жлеба на вратилу (табела 6.8.1, страна 455) [2]:

$$t_1 = 2,4 \text{ mm}$$

$$b = 4 \text{ mm}$$

Главчина:

$d_{vr} = d_{iz} + t = 9,03 + 2,4 = 11,43 \text{ mm}$, Усвајам $d_{vr} = 12 \text{ mm}$ (табела 6.5.7. страна 440)[2]

Усвајам t из табеле 6.8.1, страна 455 [2]

Пречник главчине: $d_g = (1,2 \div 1,6) \cdot d_{vr} = 1,4 \cdot 12 = 16,8 \text{ mm}$;

Усвајам 25 mm , усвојено према конструкционим препорукама, у односу на доступне скице из књиге [2].

Дужина главчине: $l_g = 1,5 \cdot d_{vr} = 1,5 \cdot 12 = 18 \text{ mm}$

Дубина клина у главчини (табела 6.8.1, страна 455) [2]:

$$t_1 = 1,3 \text{ mm}$$

$$b = 4 \text{ mm}$$

3.2.1.6 Одређивање димензија отвора за вратило и димензије клина за гоњени ланчаник

Материјал вратила: Š0645 (E355) (табела 11.2.1, страна 651) [2]

$\tau_d = 220 \text{ MPa}$ (табела 11.2.1, страна 651) [2]

Фактор $K = 2,2$ (табела 6.5.6, страна 440) [2]

Степен сигурности: 2

$$\tau_{doz} = \frac{\tau_{d(0)}}{k \cdot s} = \frac{220}{2,2 \cdot 2} = 50 \text{ MPa}$$

Торзиони момент: $T_{t2} = T_1 u_{1,2 \cdot \eta_{1,2}} = 7,244 \cdot 3,97 \cdot 0,97 = 27,895 \text{ Nm}$

Пречник вратила:

$$d_{iz} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_{t2}}{\pi \cdot \tau_{doz}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 27,895 \cdot 10^3}{\pi \cdot 50}} = 14,16 \text{ mm}$$

Усвајање клина и стандардног пречника вратила:

Димензије клина (табела 6.8.1, страна 455) [2]:

Ширина: $b = 5 \text{ mm}$

Висина: $h = 5 \text{ mm}$

Радијус: $r = 0,2 \text{ mm}$

Стандардна дужина клина: $l = 40 \text{ mm}$

Мере жлеба на вратилу (табела 6.8.1, страна 455) [2]:

$$t_1 = 2,9 \text{ mm}$$

$$b = 5 \text{ mm}$$

Главчина:

$$d_{vr} = d_{iz} + t = 14,16 + 2,9 = 17,06 \text{ mm}, \text{ Усвајам } d_{vr} = 18 \text{ mm} \text{ (табела 6.5.7. страна 440)} [2]$$

Усвајам t из табеле 6.8.1, страна 455 [2]

$$\text{Пречник главчине: } d_g = (1,2 \div 1,6) \cdot d_{vr} = 1,4 \cdot 18 = 25,2 \text{ mm};$$

Усвајам mm , усвојено према конструкционим препорукама, у односу на доступне скице из књиге [2].

$$\text{Дужина главчине: } l_g = 1,5 \cdot d_{vr} = 1,5 \cdot 18 = 27 \text{ mm}$$

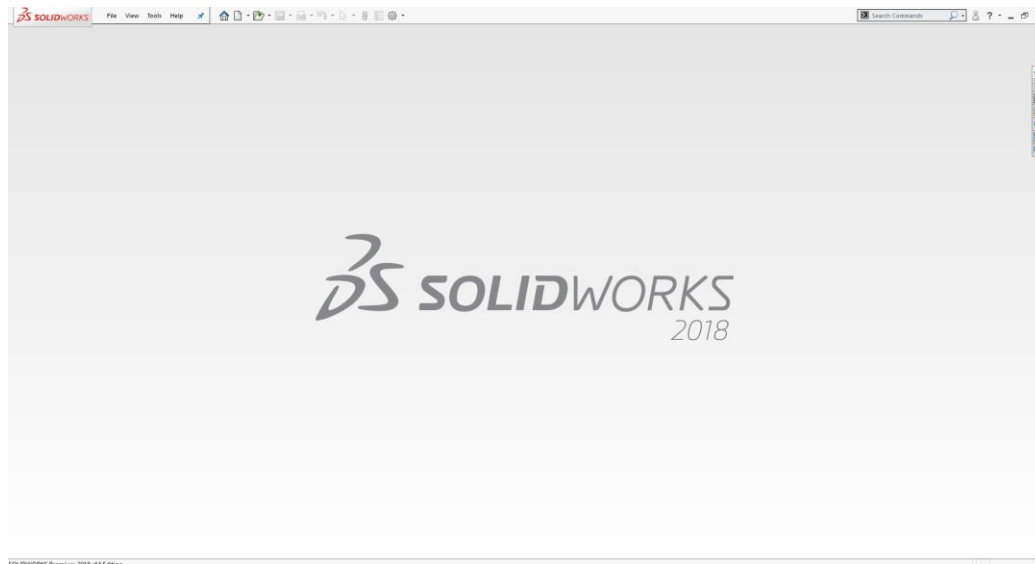
Дубина клина у главчини (табела 6.8.1, страна 455) [2]:

$$t_1 = 1,8 \text{ mm}$$

$$b = 5 \text{ mm}$$

4. Конструкција ланчаника

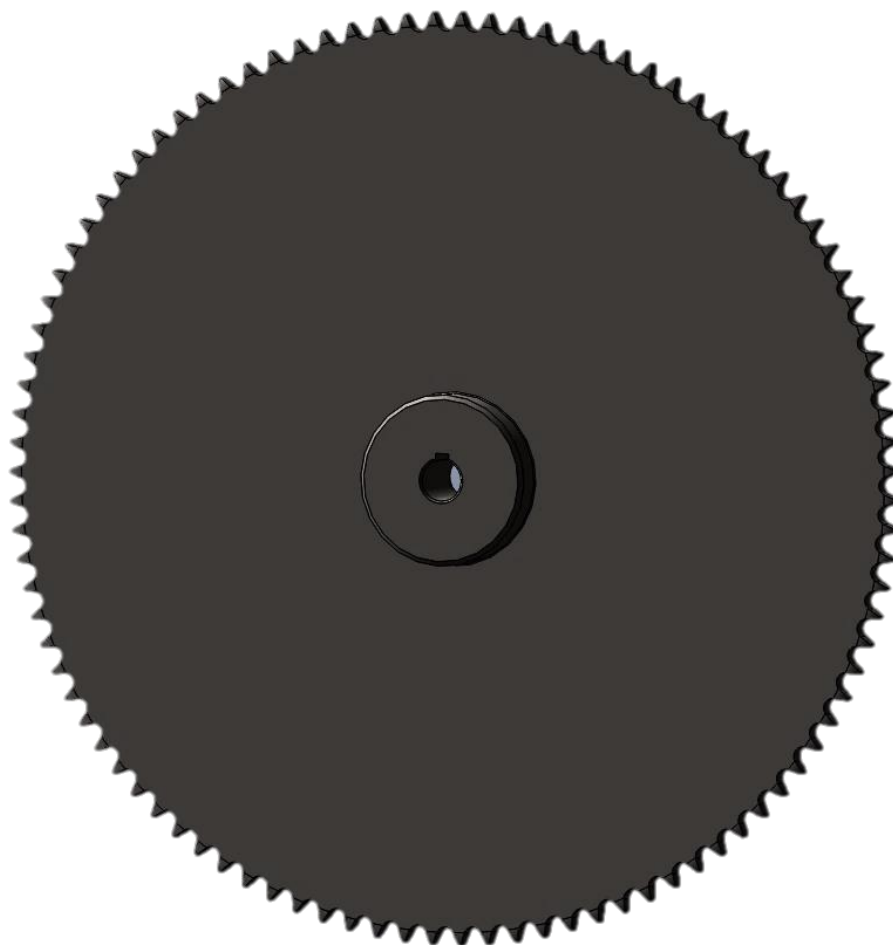
Моделирање ланчаника извршено је у софтверу *Solidworks 2018* (слика 34). У прилогу су дати технички цртежи погонског и гоњеног ланчаника. Материјал који се користи при изради ланчаника је конструкциони челик: Е335



Слика 34. *Solidworks 2018*



Слика 35. *Погонски ланчаник*



Слика 36. *Гоњени ланчаник*

5. Закључак

Тема дипломског рада је прорачун ланчаног редуктора. Током рада описани су механички преносници и извршена је њихова подела. Такође, приказани су различити типови ланаца који се користе у савременом машинству. Посвећена је пажња подмазивању и одржавању ланчаника, зависно од услова рада. Описан је и савремен начин затезања помоћу еластичног прстена, као и подмазивање помоћу самоподмазујућег материјала намењеног специјалним условима рада. Приказани су модели ланчаника који су израђени у софтверу Solidworks. Прорачун ланчаног редуктора рађен је помоћу литературе 1.

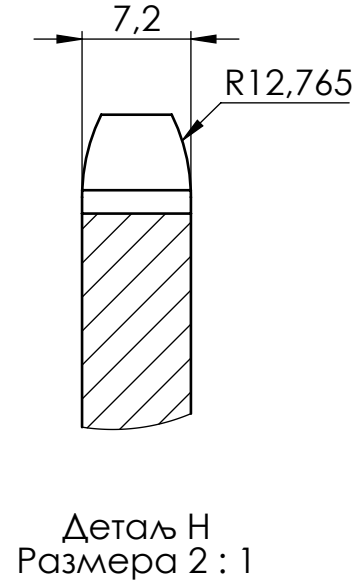
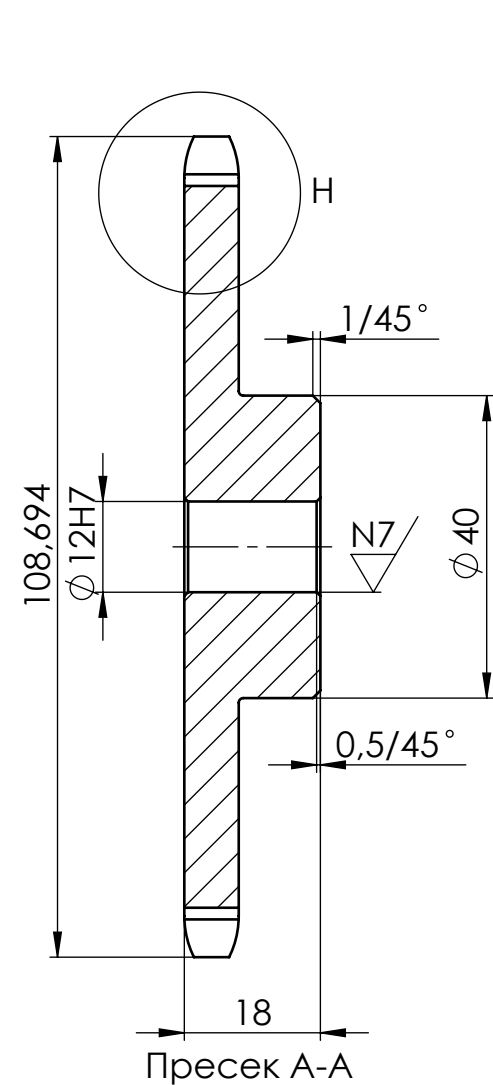
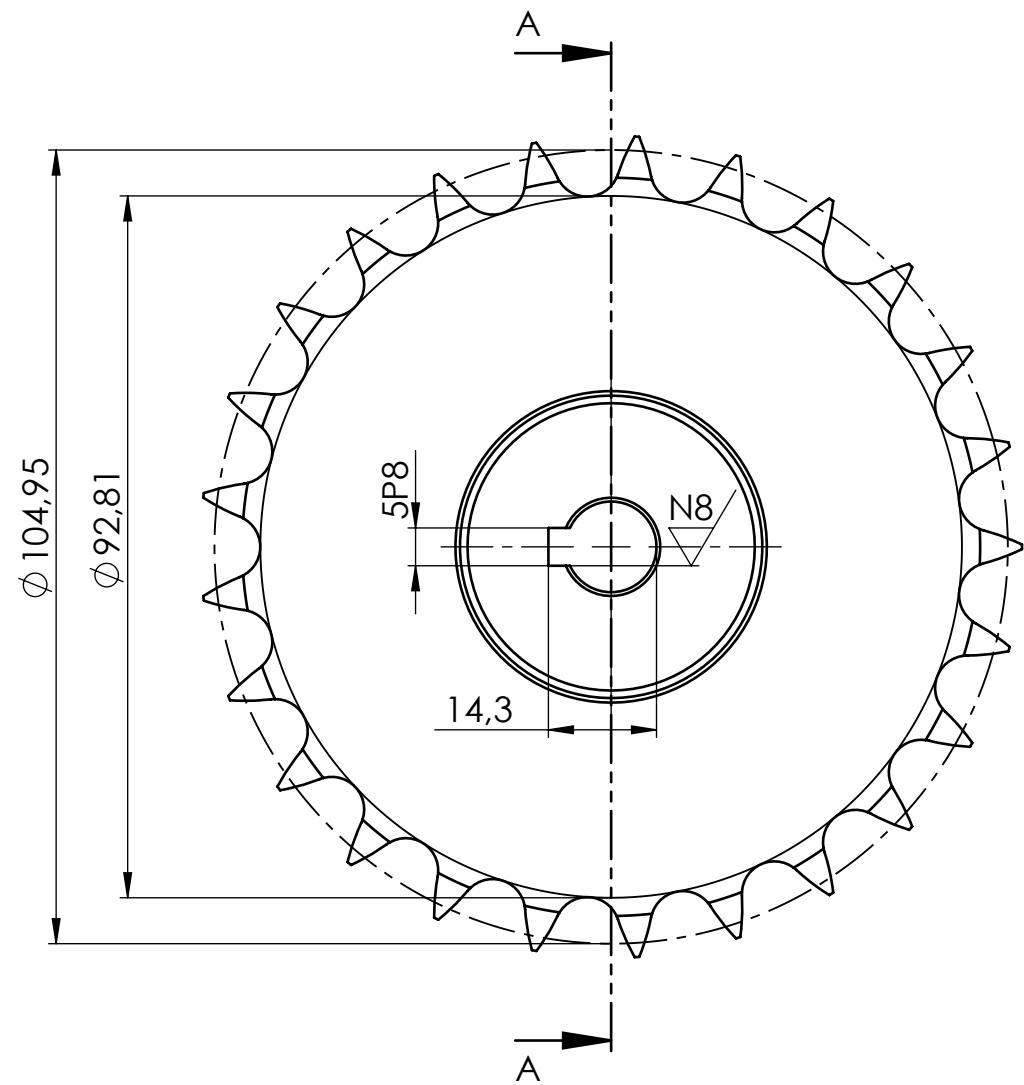
Након извршеног прорачуна, добијени су резултати који указују да усвојени ланац може у потпуности да задовољи потребе преносника. Извршена је провера степена сигурности, као и провера површинског притиска ланца. Прорачуном су добијене све геометријске мере неопходне за израду ланчаника.

За будућа истраживања која би повећала поузданост и тачност прорачуна резултати се могу упоредити са резултатима из постојећих програма за прорачун ланчаних преносника. Додатно, може се урадити напонско-деформациона анализа делова ланчаног редуктора методом коначних елемената у циљу провере сигурности конструкције и евентуалног смањења масе редуктора.

6. Литература

- [1] Б. Стојановић и М. Благојевић, *Механички преносници*, Факултет Инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, Крагујевац, 2015.
- [2] В. Николић, *Машински елементи*, Машински факултет у Крагујевцу, Крагујевац, 2004.
- [3] М. Тица, <https://bit.ly/2Ei9GU6>, приступљено 20.08.2018 године.
- [4] Р. Глигорић, *Машински елементи*, Пољопривредни Факултет Универзитета у Новом Саду, Нови Сад, 2015.
- [5] Техничко и информатичко образовање, <https://osjmtio.wordpress.com>, приступљено 16.09.2018 године.
- [6] Преносници снаге и кретања, <https://bit.ly/2A5TOzH>, приступљено 10.09.2018 године.
- [7] Каишни преносници, <https://bit.ly/2OibocB>, приступљено 09.09.2018 године.
- [8] З. Милијановић, <https://bit.ly/2QIRhAY>, приступљено 15.09.2018 године.
- [9] Каталог затезача, <http://www.satispa.com/catalog/tensioners/>, приступљено 20.09.2018 године
- [10] С. Дедијер, *Транспортни уређаји I*, Универзитет у Београду, Машински факултет, Београд, 1986.
- [11] Лифам М, <http://www.lifam-m.com/index.php>, приступљено 05.09.2018 године.
- [12] М. Трбојевић, *Редуктори*, Научна књига Београд, Београд, 1983.
- [13] С. Тошић, *Транспортни уређаји - механизација транспорта*, Машински факултет институт за механизацију, Београд, 1999.

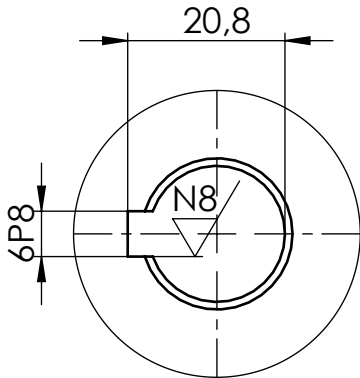
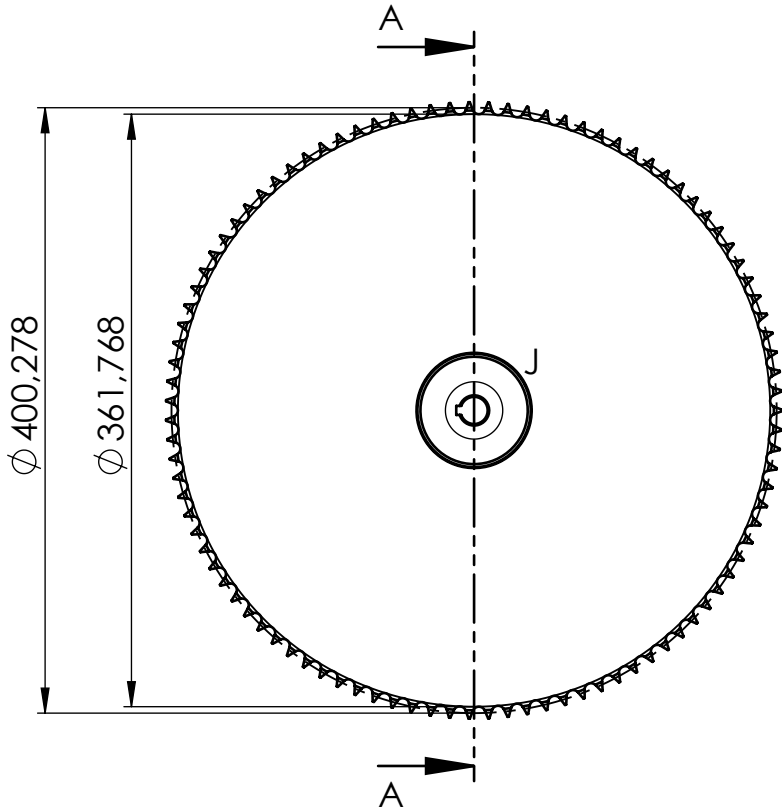
Ø 12H7	0.018
	0
5P8	-0.012
	-0.030



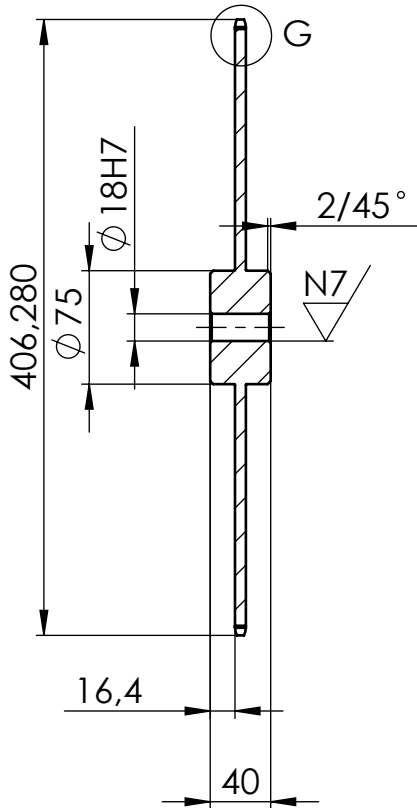
Карактеристике ланчаника	Јед.	Ознака	Вредност
Корак ланчаника	mm	p	12.7
Број зубаца	-	z1	25
Тип ланчаника	Nro8B-1		
Пречник подеоног круга	mm	d	101,33
Пречник подножног круга	mm	df	92,81
Пречник теменог круга	mm	da	104,953
Пречник тела ланчаника	mm	ds	85,23
Полупречник међузубља	mm	r1	4,43
Полупречник главе зупца	mm	r2	41,188
Заобљење венца у попречном правцу	mm	r3	12,765
Ширина зупчастог венца	mm	b	7,21

Толеранције слободних мера:				Површинска храпавост:				Површинска заштита:											
Материјал:								Термичка обрада:											
												Маса:		Размера: 1:1					
				Датум				17.10.2018				Назив: Ланчаник 1							
				Обрадио															
				Цртао				Н. Бојовић											
				Ускл.са СРПС															
				Оверио															
								Факултет Инжењерских наука				Ознака:				Лист:			
																Л			
Ст. и		Измене		Датум		Име						Изд. под.				Замена за:			

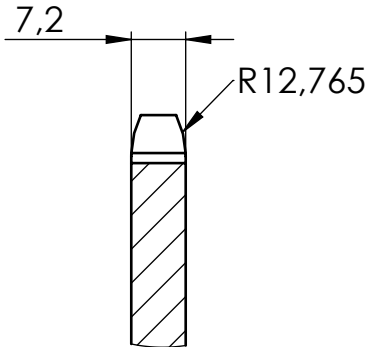
Ø 18H7	0.018
	0
5P8	-0.012
	-0.030



Детаљ J



Пресек А-А
Размера 1 : 5



Детаљ G

Карактеристике ланчаника	Јед.	Ознака	Вредност
Корак ланчаника	mm	p	12.7
Број зубаца	-	z2	99
Тип ланчаника	Nro8B-1		
Пречник подеоног круга	mm	d	400,278
Пречник подножног круга	mm	df	361,768
Пречник теменог круга	mm	da	406,280
Пречник тела ланчаника	mm	ds	385
Полупречник међузубља	mm	r1	4,36
Полупречник главе зупца	mm	r2	679,506
Заобљење венца у попречном правцу	mm	r3	12,765
Ширина зупчастог венца	mm	b	7,21

Толеранције слободних мера:				Површинска храпавост:				Површинска заштита:							
Материјал:								Термичка обрада:							
										Маса:		Размера: 1:5			
				Датум	17.10.2018			Назив: Ланчаник 2							
				Обрадио											
				Цртао	Н. Бојовић										
				Ускл.са СРПС											
				Оверио											
				Факултет Инжењерских наука				Ознака:				Лист:			
												Л			
Ст. и.	Измене	Датум	Име									Изд. под.		Замена за:	