

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: 83/2017

Јована З. Матић

**Прорачун и конструкција ланчаног редуктора
подизне платформе**

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 преносницима снаге,
- прикаже главне карактеристике ланчаних преносника,
- опише подизну платформу,
- изврши прорачун ланчаног редуктора подизне платформе и
- прикаже одговарајућу техничку документацију.

Препоручена 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] Каталог произвођача ланчаних преносника

Крагујевац, 25.02.2020.

ментор: др Блажа Стојановић, ванр.проф.

РЕЗИМЕ

Кроз овај завршни рад представљене су теоријске основе механичких и ланчаних преносника, као и прорачун и конструкција ланчаног редуктора. На почетку рада приказани су основни типови механичких преносника и њихове особине. У другом делу детаљно су приказани и објашњени различити типови ланчаних преносника и ланаца. У поглављу прорачуна и конструкције дат је опис подизне платформе на основу које је извршен прорачун ланчаног преносника. На крају рада приказани су модели и техничка документација ланчаника.

Кључне речи: преносници, ланац, подизна платформа, конструкција

SUMMARY

Through this final paper, the theoretical foundations of mechanical and chain transmitters were presented, as well as the calculation and construction of the chain reducer. At the beginning of the paper, the basic types of mechanical transmitters and their characteristics are displayed. The second section details and explains the different types of chain transmitters and chains. The chapter of calculation and construction provided a description of the sub-platform on which the chain carrier was calculated. At the end of the paper, models and technical documentation of the chains are displayed.

Key words: transmitters, chain, sub-platform, construction

Изјављујем да сам овај рад израдила самостално користећи стечена знања током студија и наведену литературу.

Захваљујем ментору, професору др. Блажи Стојановићу, на корисним саветима, примедбама и помоћи приликом писања овог рада.

И на крају, велико хвала мојој породици на несебичној подршци и разумевању.

Јована Матић 83/2017

САДРЖАЈ

1. УВОД	6
2. МЕХАНИЧКИ ПРЕНОСНИЦИ	8
2.1. ЗУПЧАСТИ ПРЕНОСНИЦИ	9
2.2. КАИШНИ ПРЕНОСНИЦИ	13
2.3. ФРИКЦИОНИ ПРЕНОСНИЦИ	16
3. ЛАНЧАНИ ПРЕНОСНИЦИ	18
3.1. ИСТОРИЈА ЛАНЧАНИХ ПРЕНОСНИКА	18
3.2. ОПШТЕ КАРАКТЕРИСТИКЕ И ПРИМЕНА	19
3.3. ПОДЕЛА ЛАНЧАНИХ ПРЕНОСНИКА	21
3.3.1. Ваљкасти ланци	21
3.3.2. Чаурасти ланци	23
3.3.3. Зупчасти ланци	23
3.3.4. Ланци са осовиницама	24
3.3.5. Специјални ланци	26
3.4. КОНСТРУКЦИОНО ИЗВОЂЕЊЕ ЛАНЧАНИКА	26
3.5. ПОДМАЗИВАЊЕ И ЗАТЕЗАЊЕ ЛАНЧАНИХ ПРЕНОСНИКА СНАГЕ	27
4. ПРОРАЧУН И КОНСТРУКЦИЈА ЛАНЧАНОГ РЕДУКТОРА ПОДИЗНЕ ПЛАТФОРМЕ	30
4.1. ПОДИЗНА ПЛАТФОРМА	30
4.2. ПРОРАЧУН ЛАНЧАНОГ РЕДУКТОРА	32
5. КОНСТРУКЦИЈА ЛАНЧАНИКА ПОДИЗНЕ ПЛАТФОРМЕ	43
6. ЗАКЉУЧАК	46
7. ЛИТЕРАТУРА	47

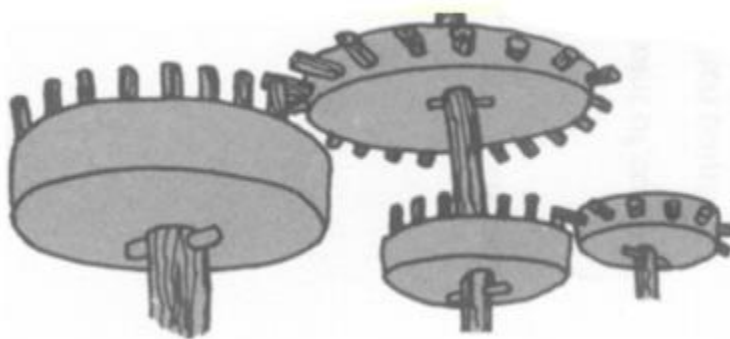
1.УВОД

Механички преносници служе за пренос механичке енергије. Пренос механичке енергије од погонске до радне машине врши се посредством трансмисионих вратила, спојница и преносника. За разлику од трансмисионих вратила и спојница, преносницима је могуће вршити трансформацију обртног момента, броја обртаја, а понекад и смер обртања. Механички преносници се деле на:

- ланчане преноснике,
- зупчасте преноснике,
- фрикционе преноснике,
- каишне преноснике,
- карданске преноснике,
- зупчasto каишне преноснике,
- навојне преноснике.

Радне машине раде при nižем броју обртаја у односу на погонске, при чему захтевају веће вредности бројева обртаја. У случају када се користи спороходна погонска машина која већ има број обртаја и обртни момент који одговарају захтевима радне машине, није потребна трансформација поменутих параметара. Међутим, брзоходна погонска машина заједно са преносником снаге има мање димензије, масу и цену у односу на одговарајућу спороходну погонску машину истих радних карактеристика.

Развој механичких преносника текао је упоредо са развојем машинства и индустрије. Елементи првих преносника пронађени су у Кини, Египту и Индији. Били су израђени од дрвета (слика 1). Коришћени су код: уређаја за наводњавање, млинова, уређаја за подизање терета...



Слика 1. Први зупчаници израђени од дрвета, [1]

Развојем аутомобила развила се и једна изузетно значајна област примене механичких преносника. Индустрија механичких преносника је у XX и XXI веку доживела праву експанзију. Најсавременији механички преносници поседују изванредне радне

карактеристике. Захваљујући њима, механички преносници и даље имају најширу примену у индустрији у односу на остале врсте преносника.

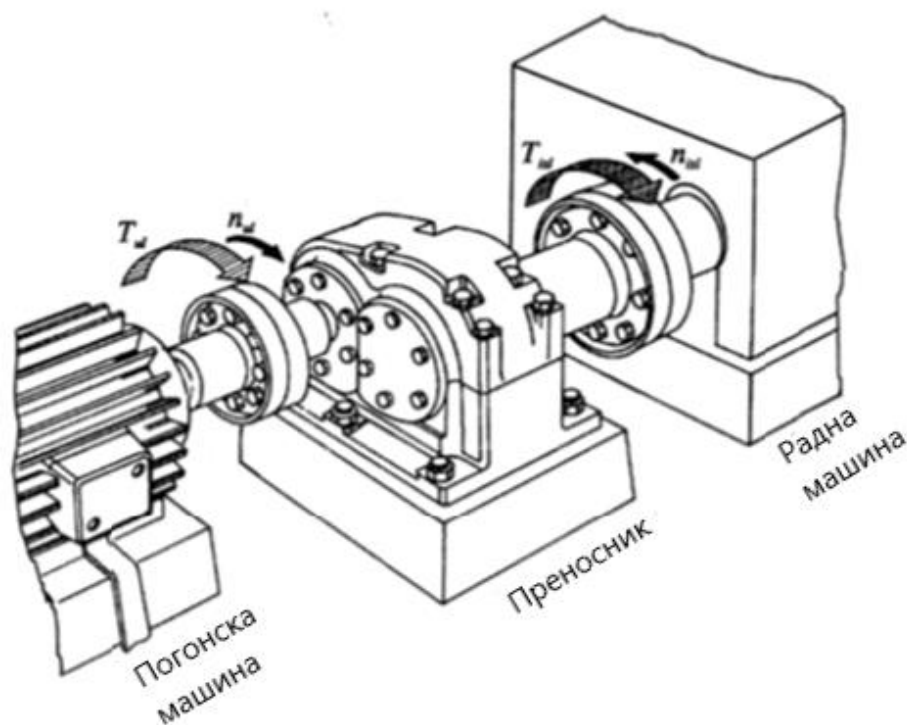
Ланчани преносници представљају преноснике сложене конструкције који имају улогу да преносе обртно кретање са погонске машине (електромотора) на гоњену (радну) машину. Пренос кретања и обртног момента остварује се помоћу везе обликом, слично као код преносника са зупчастим каишом.

Ланчани преносници су пронашли широку примену због својих карактеристика као што су висока чврстоћа ланца, висок степен искоришћења, једноставна замена ланца, немогућност проклизавања, рад у условима великих и малих брзина, итд. Најчешће се користе код: аутомобила, бицикала, пољопривредних машина, алатних машина, елеватора, конвејера, дизалица.

У зависности од примене и конструкције најзаступљенија врста ланчаних преносника су ваљкасти ланци. Ваљкасти ланци у својој конструкцији садрже спољашњу и унутрашњу ламелу, чауру, ваљак и осовиницу. Најчешће се користе код ланчаних преносника бицикала, због једноставне монтаже и демонтаже. Поред њих постоје и чаурасти ланци који не садрже ваљак, најчешће се примењују као теретни и транспортни ланци. Постоје још и ланци са осовиницама, зупчасти и специјални ланци, [1].

2. МЕХАНИЧКИ ПРЕНОСНИЦИ

Под машинским преносником подразумева се цела машина или машинска група која има за задатак да пренесе механичку енергију од погонске до радне машине, при чему се њима врши промена параметара, снаге, броја обртаја, обртних момената, сила или њених брзина. Ови преносници имају велику примену у машинству зато што погонске машине имају већи број обртаја од радне машине, па се помоћу механичких преносника треба извршити прилагођавање броја обртаја погонске за захтеве радне машине. На слици 2 приказана је повезаност погонског и радног дела помоћу преносника у оквиру машине, [1,2].



Слика 2. Повезаност погонског и радног дела помоћу преносника у оквиру машине, [2]

У пракси се највише користе:

- ланчани преносници,
- зупчасти преносници,
- фрикциони преносници,
- каишни преносници,
- кардански преносници,
- зупчasto-каишни преносници и
- навојни преносници.

Према начину преношења обртног момента, механички преносници се деле на:

- механичке - обртни момент се може преносити на два начина, обликом (непосредним или посредним додиром погонског и гоњеног елемента) и трећем површина у додиру,
- хидрауличне (најсавременије) – обртни момент се преноси помоћу течности,
- пнеуматске – обртни момент се преноси помоћу гасова,
- електричне и
- комбиноване.

Према томе да ли се преноси снага и кретање, или само кретање, разликују се:

- преносници снаге и
- преносници кретања.

Према променљивости преносног односа разликују се преносници:

- преносници са константним преносним односом,
- преносници са степенасто променљивим односом и
- преносници са континуално променљивим односом.

У зависности од величине радног преносног односа преносника (i), разликују се:

- редуктори ($i > 1$),
- мултипликатори ($i < 1$) и
- једноставни преносници ($i = 1$).

Основни типови механичких преносника:

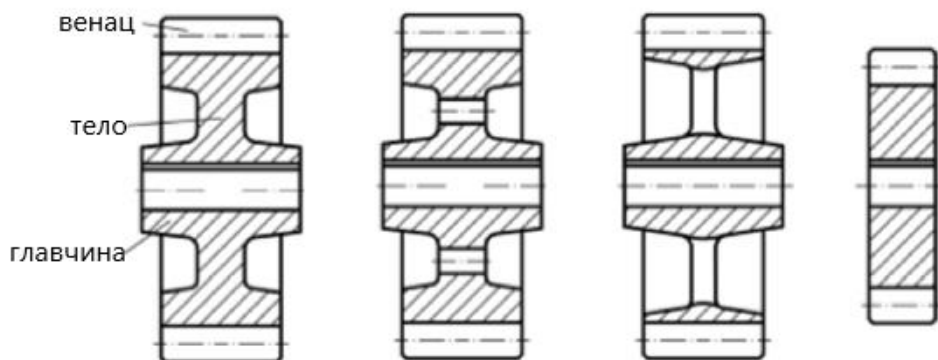
- зупчасти преносници,
- каишни (ремени) преносници,
- фрикциони преносници и
- ланчани преносници.

У следећим поглављима биће објашњени зупчасти, каишни и фрикциони преносници, док ће ланчани преносници бити објашњени у поглављу 3.

2.1. ЗУПЧАСТИ ПРЕНОСНИЦИ

Зупчасти преносници су машински елементи који преносе обртни момент са једног на друго вратило. При томе вратила могу да се секу, мимоилазе или буду међусобно паралелна. Зупчаник обавља своју функцију само када се налази у спрezi са другим зупчаником и када се заједно окрећу и преносе обртни момент са једног на друго вратило.

Састоји се од главчине која се налази на средини зупчаника, венца по ком су распоређени зупци и трупа који се налази између венца и главчине. Зупчаник може имати смањен труп, са отворима или паоцима, док мале димензије зупчаника немају изражену главчину и тело већ су изграђени као кружне плоче (слика 3).



Слика 3. Конструкциони облици зупчаника, [3]

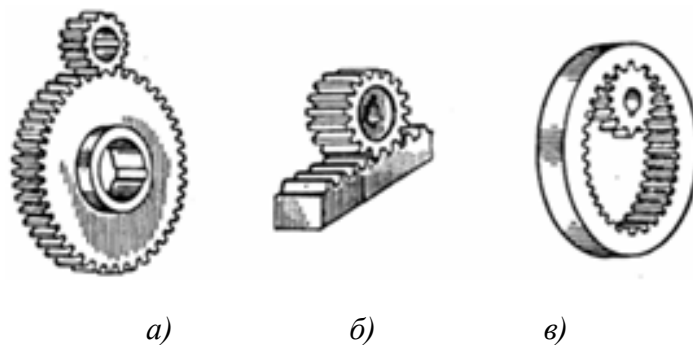
Према положају оса вратила зупчани преносници се деле на:

- цилиндричне зупчанике за паралелна вратила са спољашњим и унутрашњим озубљењем,
- цилиндричне зупчанике са равним озубљењем,
- коничне зупчанике код којих се осе вратила секу и
- хиперболоидне зупчанике за вратила која се мимоилазе.

Према облику зубаца, зупчаници могу бити са:

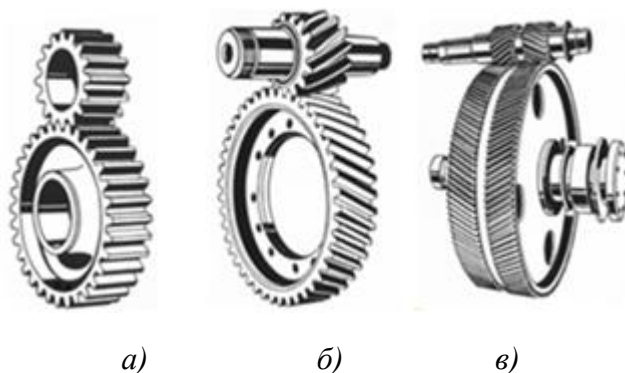
- правим,
- косим,
- стреластим и
- завојним зупцима.

Код цилиндричних зупчастих парова са спољашњим озубљењем (слика 4.а) зупчаници у спрези имају супротне смерове, док са унутрашњим озубљењем (слика 4.в) имају исте смерове. Равном зупчастом пару (слика 4.б) се обртно кретање претвара у праволинијско, јер је у спрези један зупчаник са зупчастом летвом.



Слика 4. Цилиндрични зупчасти парови: са спољашњим (а), равним (б) и унутрашњим (в) озубљењем, [3]

Цилиндрични зупчаници са косим (слика 5.б) и правим (слика 5.а) зупцима се користе за снаге и до 20000 kW и улазне бројеве обртаја до 100000 min^{-1} .



Слика 5. Цилиндрични зупчасти парови: са правим зупцима (а), са косим зупцима (б) и стреласти парови (в), [3]

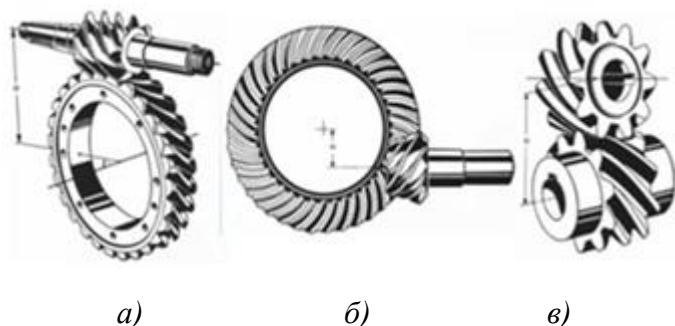
Конични зупчасти парови (слика 6) се користе за пренос обртног момента и кретања између вратила чије се осе секу под неким углом. Са правим зупцима се користе за обимне брзине до 6 (8) m/s . Код зупчаника са косим зупцима, зупци улазе и излазе из спреге, примењују се за обимне брзине до 50 m/s . Завојни зупчаници имају закривљене бочне линије, тако да се у току спрезања додирују конкавни и конвексни делови бокова зубаца, примењују се за брзоходне и високо оптерећене преноснике.



Слика 6. Конични зупчasti парови са: правим (а), косим (б) и завојним зупцима (в), [3]

Хипоидни зупчasti пар (слика 7) настаје када се два конична зупчаника са завојним зупцима налазе у спреси чије су осе на размаку за величину a да би се вратила мимоилазила.

Пужни пар се састоји од пужа и пужног кола чије се осе мимоилазе најчешће под углом од 90° , овај угао може бити и већи од 90° . Пужни преносник је погонски део преносника, при преносу кретања врши се редукција броја обртаја. Ретко се примењују као мултипликатори јер имају низак степен искоришћења. Пужни преносници се примењују за пренос снага од 100 до 150 kW.



Слика 7. Хиперболоидни зупчasti парови: пужни пар (а), хипоидни пар (б) и завојни (в), [3]

Од свих цилиндричних зупчаника најширу примену у пракси имају зупчаници са правим зубцима, зато што оптерећују вратило са обимном и радијалном силом, [4,5].

Предности зупчастих преносника:

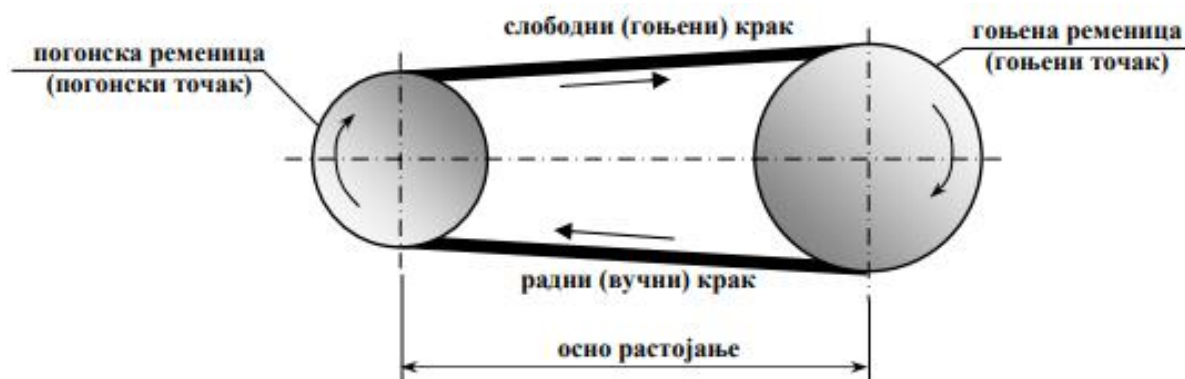
- једноставно извођење,
- тачан кинематски преносни однос,
- велика издржљивост и трајност у раду,
- мале димензије у односу на снагу и обртни момент који преносе и
- висок степен искоришћења (узимајући у обзир пужне преноснике), [6].

Недостаци зупчастих преносника:

- велика крутост у преношењу снаге,
- захтевају велику тачност израде,
- велика крутост система,
- вибрације и бука у току рада (захтевају еластичну спојницу на улазу или погон преко каишног преноса), [6].

2.2. КАИШНИ ПРЕНОСНИЦИ

Каишни преносници (слика 8) преносе механичку енергију и кретање између вратила која се могу налазити и на великим међуосним растојањима. Састоји се од два каишника и каиша који их обухвата, а може имати и затезач. Обртни момент се преноси трењем између каиша и каишника. Да би се остварило довољно трење потребно је да каиш буде добро затегнут. Уколико каиш није добро затегнут може доћи до загревања каиша, мањег преноса снаге и губитка механичких карактеристика, [4].

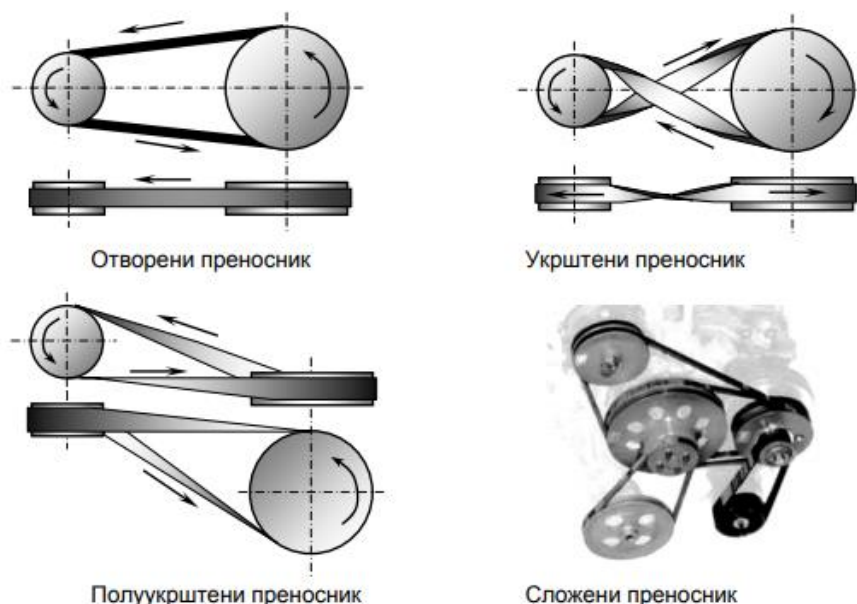


Слика 8. Основни елементи каишног (ременог) преносника, [7]

Према положају оса погонског и гоњеног каишника и потребном смеру обртања истих разликују се:

- отворени каишни преносници (могу бити са и без затезача, примењују се за вратила чије су осе паралелне, а смер обртања оба каишника исти),
- укрштени каишни преносници (омогућава супротне смерове обртања спрегнутих каишника),
- полуукрштени каишни преносници (омогућава пренос на мимоилазна вратила) и
- сложени каишни преносници.

На слици 9 приказани су каишни преносници према начину спрезања.



Слика 9. Каишници према начину спрезања, [7]

Према облику профила каиша каишни преносници се деле на:

- каишни преносник са плоснатим каишем,
- трапезни (ремени) каишни преносник и
- зупчасти каишни преносник.

Плоснати каишни преносник се користи за мање снаге и веће брзине обртаја. Попречни пресек плоснатог каиша је правоугаоног облика, а венац каишника је раван. Има мању масу од трапезног каишног преносника па се користи за веће обимне брзине, али се користи и за већа међуосна растојања каишника. Израђује се од тканина, коже, вишеслојних материјала.

Попречни пресек трапезног каишника (ремена) је трапез. Састоји се од вучног слоја, језгра и омотача. Трапезни каишни преносници се користи за пренос мањих брзина јер су ремени већих маса и већих снага у односу на плоснате. Широки трапезни каишеви су мање осетљиви на ударе и савитљивији су од узаних каишника.

За разлику од плоснатих и трапезних каишних преносника зупчасти каишници имају константан преносни однос и спадају у групу синхроних преносника. Зупчасти каиш преноси обртни момент и кретање својим обликом. Врсте каишних преносника приказане су на слици 10, [4,5,8].



Слика 10. Облици профила каиша, [1]

Предности примене каишних преносника:

- бешуман рад, могућност пријема и пригушења ударних оптерећења,
- једноставно конструкционо извођење, без захтева за високом тачношћу израде, тако да им је и цена ниска,
- неосетљиви су на краткотрајна преоптерећења, јер долази до проклизавања, чиме се систем штити од преоптерећења,
- могу да пренесу високу специфичну снагу у односу на тежину,
- могу да раде са великим обимним брзинама и
- омогућују спајање веома удаљених вратила и истовремени погон већег броја вратила, [8].

Недостаци примене каишних преносника:

- велико оптерећење вратила и лежаја,
- еластично клизање – до 2% - зависно од вредности обимне силе,
- код плоснатих и трапезних каишева не може се обезбедити константан преносни однос,
- висока осетљивост на утицај околине, што смањује коефицијент трења и носивост преносника,
- радна температура је ограничена,
- могућа појава статичког електрицитета и
- некомпактност конструкције у односу на ланчане и зупчасте преноснике, [8].

2.3 ФРИКЦИОНИ ПРЕНОСНИЦИ

Под појмом фрикциони точкови (слика 11) подразумевају се два точка, која су притиснута један уз други и преносе обртни момент са једног вратила на друго, захваљујући трењу на додирној површини. Најједноставнији фрикциони преносник се састоји од два фрикциона точка, погонског и гоњеног, који су улежиштени и притиснути одговарајућом силом.

Примењују се за преноснике чија се вратила секу или су паралелна, због претварања обртног кретања у завојно или праволинијско. Најчешће се користе као варијатори брзине или као редуктори. Представљају најједноставније средство за пренос снаге и кретања,[5,6].



Слика 11. Фрикциони точкови, [9]

Основна подела фрикционих преносника:

- фрикциони преносници са сталним преносним односом,
- фрикциони преносници са променљивим преносним односом и
- фрикциони преносници са могућношћу промене смера обртања.

Предности фрикционих преносника:

- једноставн и тачна израда радних површина фрикционих точкова,
- равномеран рад без промене преносног односа, па се користе и код великих угаоникх брзина,
- промена смера окретања без појаве зазора у преноснику,
- лако укључивање и искључивање у току рада,
- бешуман рад, нарочито ако су површине точкова израђене од мекших материјала,
- лака монтажа и демонтажа,
- континуална промена преносног односа и
- могућност осигурања система од преоптерећења, [6].

Недостаци фрикционих преносника:

- слабо пригушење ударних оптерећења,
- потреба за уређајем за остваривање одговарајуће нормалне силе,
- велики притисак између додирних површина, јер је нормална сила велика, а додирна површина мала, што има за последицу знатнохабање и
- велико оптерећење вратила и ослонаца (зависно од врсте материјала точкова, нормална сила је од 1,5...50 пута већа од обимне силе), [6].

3. ЛАНЧАНИ ПРЕНОСНИЦИ

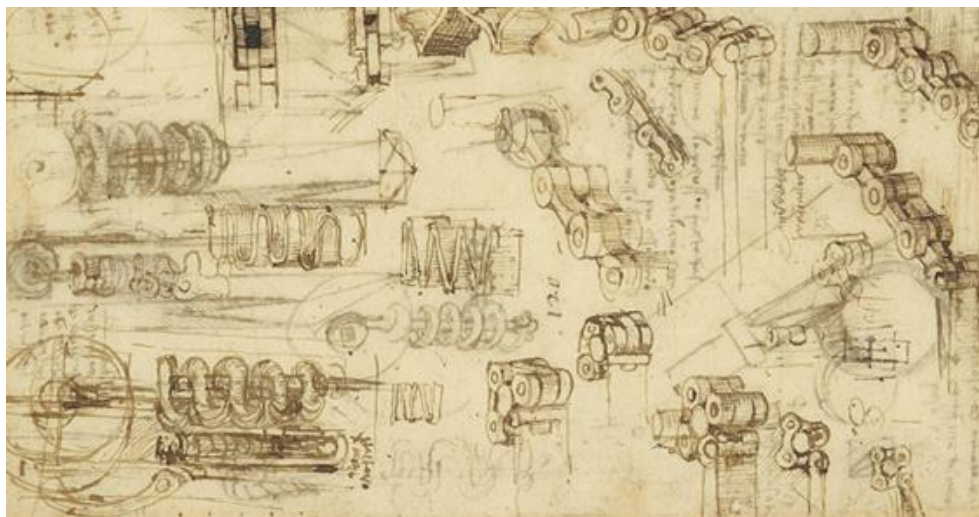
3.1 ИСТОРИЈА ЛАНЧАНИХ ПРЕНОСНИКА

Грчки инжењер Филон из Византије (Philon of Byzantium) описао је самоштрел који представља најстарији пример примене ланчаног преноса. Метални ланци су се у 2. веку нове ере користили за вађење воде из бунара. Конструкција ланца је била једноставна, а ниво воде у бунару се регулисао помоћу броја чланака ланца. После неколико векова кинески инжењер Су Сонг (Su Song, 1020. – 1101.) описао је ланчани преносник који се користи за управљање астрономског сата, приказан је на слици 12.



Слика 12. Ланац из XI века, [2]

Прве цртеже и конструкциона решења ланчаних преносника дао је Леонардо Да Винчи, који су објављени у Атланском кодексу, који су приказани на слици 13.



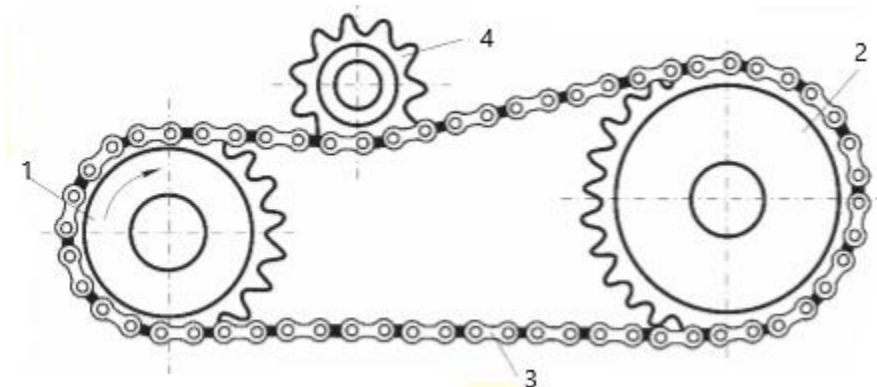
Слика 13. Прве скице ланчаних преносника, [10]

Широку примену ланчаници добијају откривањем парне машине. 1829. године Андре Гал (Andre Galle, 1761. – 1844.) је осмислио нову врсту ланаца која се назива Галов ланац. Ланац се састојао од унутрашње и спољашње ламеле и осовинице, у конструкцији није поседовао чауру.

Ханс Ренолд (Hans Renold, 1852. -1943.) је 1879. године увео чауру као саставни део ланца. Овом променом ланчани преносници су постали поузданији, а радни век доста дужи, [1,10].

3.2. ОПШТЕ КАРАКТЕРИСТИКЕ И ПРИМЕНА

Ланчани преносници представљају механичке преноснике код којих се пренос снаге остварује флексибилним елементима – ланцима. Припадају групи преносника код којих се оптерећење преноси зупцима. Најједноставнији ланчани пар (слика 14) се састоји од погонског (1), гоњеног ланчаника (2) и ланца који их обухвата (3). Поред ланчаника и ланца могу се наћи и уређаји за зетезање и подмазивање (4).

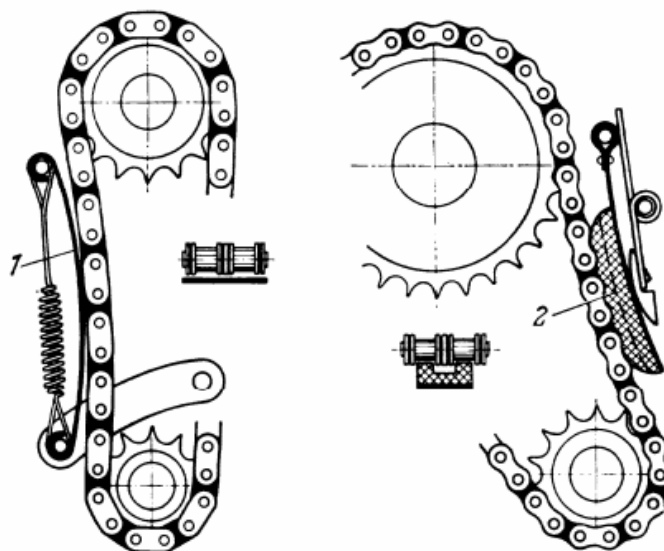


Слика 14. Ланчани преносник, [1]

Код ланчаних преносника препоручује се да вучни огранак буде са горње стране, у супротном је потребан затезни ланчаник. Најчешће имају хоризонтални или нагнути положај. Вертикални положај је неповољан, јер доводи до лошег захвата на доњем ланчанику. Зато је неопходна примена затезног ланчаника код вертикалног положаја и за угао нагиба ланца већег од 60° .

Примењују се за пренос снаге у широком опсегу до 1000 kW , за брзине ланца до $25(30) \text{ m/s}$ и преносне односе $i < 7$. Ланчани парови су погоднији за пренос већих обртних момената при мањим обимним брзинама.

Код вертикалног положаја ланца или код погона са ударним оптерећењима, долази до осциловања ланца и немирног рада. Због тога се уграђује пригушивач осцилација (слика 15), [1,5,9,11].



Слика 15. Пример ланчаних преносника са пригушивачем осцилација, [11]

Предности ланчаних преносника су:

- висока чврстоћа ланца,
- нема проклизавања,
- мање димензије ланца у односу на каиш, посебно ширина,
- лака и једноставна замена ланаца,
- релативно висок степен искоришћења,
- константан средњи преносни однос,
- могућност преношења снаге и кретања са једног вратила на друго,
- лако подешавање међуосног растојања,
- рад у условима како малих, тако и великих брзина,
- могућност повезивања вратила са великим међуосним растојањима и
- мање оптерећење лежаја вратила због одсуства претходног затезања, [1].

Недостаци ланчаних преносника:

- релативно велико хабање ланаца и ланчаника,
- неопходност правилне монтаже уз сталну контролу и обавезно подмазивање,
- појава шума и вибрација,
- потреба употребе затезних механизма због компензације издужења корака ланца и
- немогућност примене код вертикалних вратила, [1].

3.3 ПОДЕЛА ЛАНЧАНИХ ПРЕНОСНИКА

Због различите намене, широку област примене и велики број конструкција, ланчани преносници се могу класификовати на различите начине, [1,3].

Према основним карактеристикама ланчани преносници се деле на:

- погонске,
- вучне и
- теретне.

Погонски ланци преносе снагу и остварују кретање од извора енергије. Један погонски ланчаник може да погони више гоњених. Ови ланчаници имају најширу примену.

Вучни ланци користе се за транспорт и премештање терета код транспортних машина.

Теретни ланци служе за дизање, премештање и вешање терета код витла, дизаличних уређаја и других механизма периодичне примене. Имају веома ретку употребу код ланчаних преносника.

Према врсти погонског ланца на:

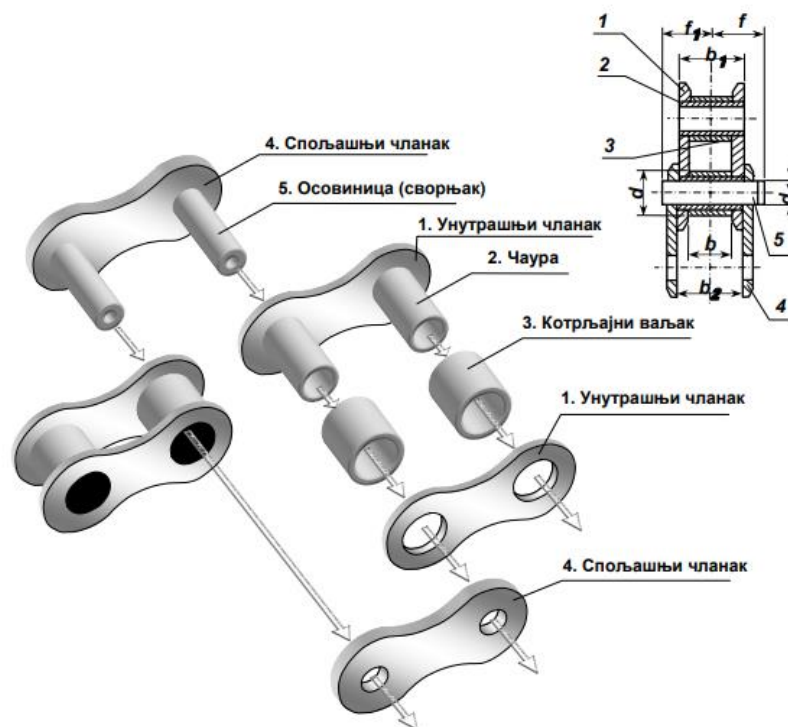
- ваљкасте,
- чаурасте,
- зупчасте,
- ланце са осовиницама и
- специјалне ланце.

Према положају гоњеног вратила на:

- хоризонталне,
- вертикалне и
- нагнуте.

3.3.1. Ваљкасти ланци

Ваљкасти ланци се због својих предности које поседују најчешће користе у пракси, али важе и за најскупља конструкциона решења зглобних ланаца. Ланац се састоји од пара унутрашњих и спољашњих ламела, осовинице, чауре и ваљка. Веза се остварује преко осовинице на коју је навучена чаура. Чаура је упресована у пар унутрашњих ламела, док је осовиница упресована у пар спољашњих ламела, и тако чине непокретну целину. Због заштите чауре од хабања преко ње се поставља ваљак. Основни делови ове врсте ланаца приказани су на слици 16.



Слика 16. Основни делови једноредног ланца, [12]

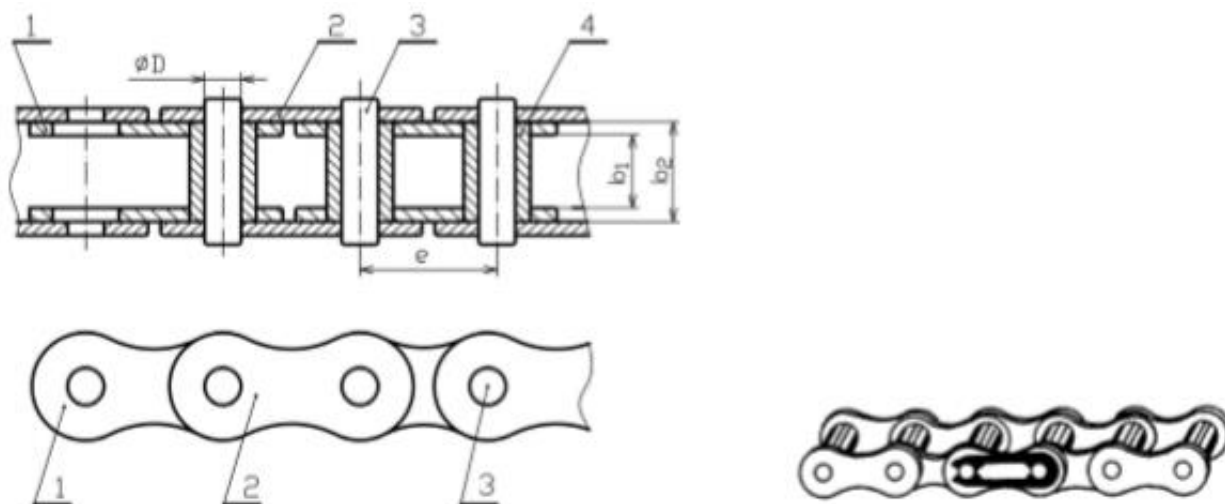
Према броју редова (слика 17) ваљкасти ланци се производе као једноредни, дворедни и троредни ланци. Поред ових ланаца постоје и ланци са дугим и кратким чланцима, са савијеним ламелама, као и ланци са чланцима посебног облика за примену код транспортних система, [11,12,13].



Слика 17. Ваљкасти ланци према броју редова, [13]

3.3.2. Чаурасти ланци

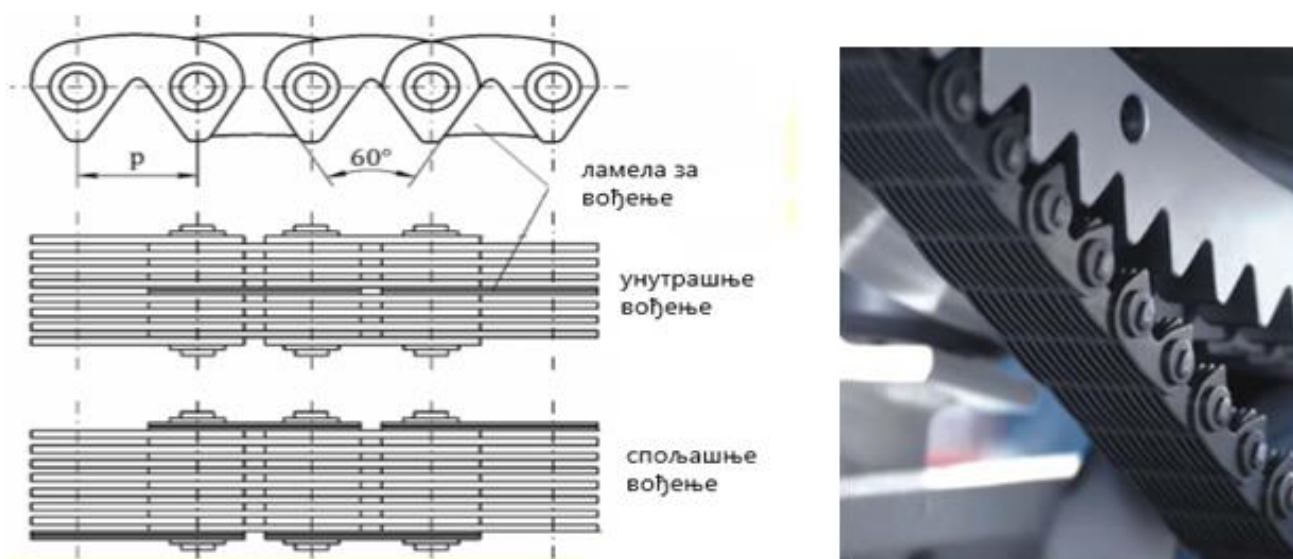
Ова врста ланаца у својој конструкцији не садржи ваљак, на овај начин је повећана носећа површина и смањен специфичан притисак између осовиница и чауре. Између осовине и чауре постоји зазор. Чаурасти ланци (слика 18) су мање тежине у односу на ваљкасте ланце, па је мања и центрифугална сила, а рад мање бучан. Карактерише их интензивно хабање, па се најчешће примењују за мање обимне брзине и користе се као теретни и транспортни ланци, [1,5].



Слика 18. Чаурасти ланац: 1. унутрашња ламела, 2. спољашња ламела, 3. осовиница, 4. чаура, [4]

3.3.3. Зупчасти ланци

Зупчасти ланци (слика 19) се састоје од низа ламела са зупцима које су повезане осовиницама. Свака ламела има два зупца чији спољашњи носећи бокови граде угао од 60° . Ламеле се израђују од челика за побољшање, да се при спрезању ланца са ланчаником не би појавило клизање. Носивост ланца се повећава уграђивањем већег броја ламела. Да би се избегло бочно померање у ланац се уграђују ламеле за вођење које немају зупце. Могу се поставити на средини (унутрашње вођење) или по две са стране (спољашње вођење). Унутрашње вођење се примењује код ширих ланаца, а спољашње код уских ланаца.



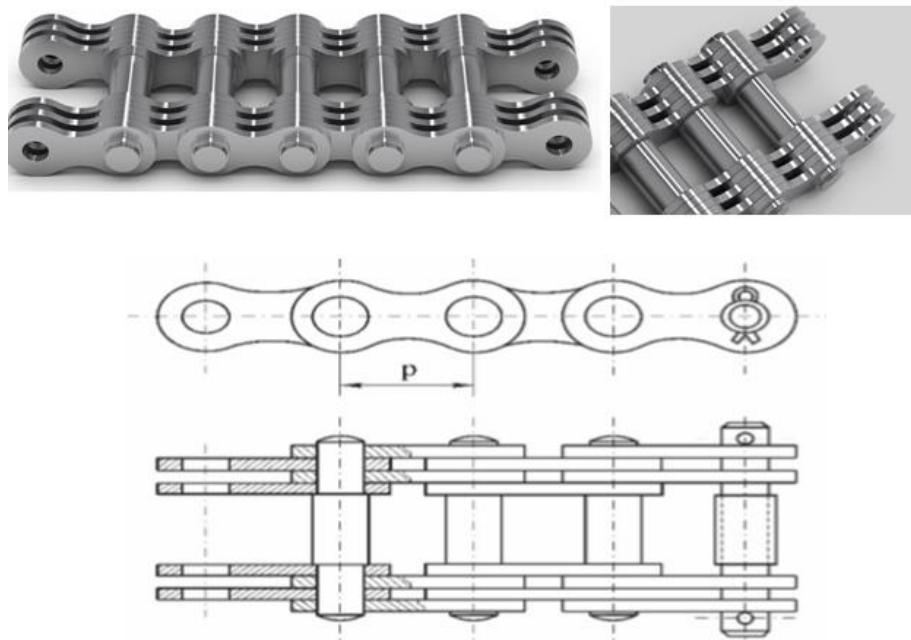
Слика 19. Ланци са зупцима, [1]

Ову врсту ланаца одликује мирнији рад, али су зато скупљи у односу на ваљкасте ланце, јер захтевају прецизнију израду и пажљивије одржавање. Примењују се код теретних возила и алатних машина. Зупчасти ланци се користе код великих брзина ланаца, али ако је обезбеђено добро подмазивање могу се примењивати и за брзине ланаца до 30 m/s , [1,5].

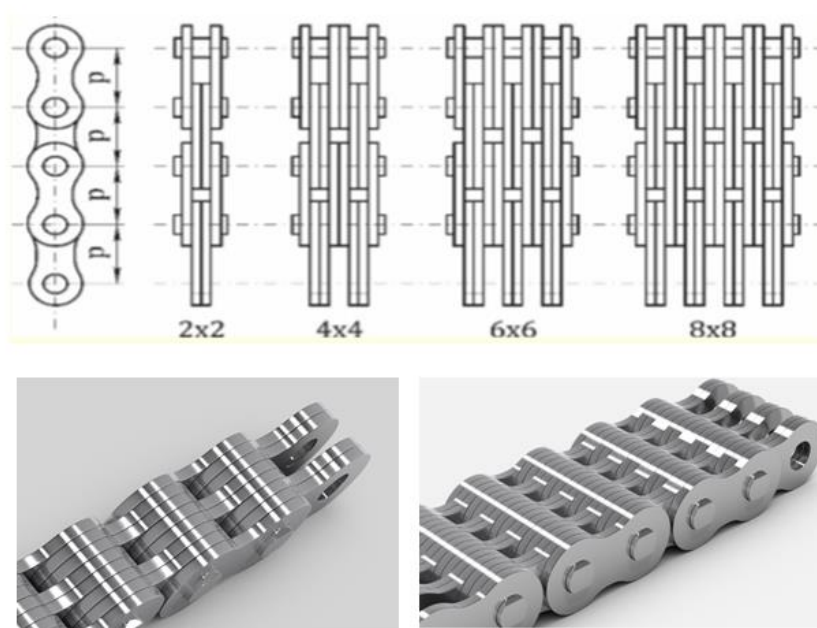
3.3.4. Ланци са осовиницама

Ова врста ланаца се не користи за пренос снаге већ се користе као теретни и вучни ланци. Ланци са осовиницама у својој конструкцији садрже спољашњу и унутрашњу ламелу и осовиницу. Израђују се од темпер лива и имају велику носивост. Користе се код пољопривредних машина, за транспорт и подизање терета са брзином до 2 m/s . У ову групу ланаца спадају: Галови и Флајерови (Flyer-ови) ланци.

Галови ланци (слика 20) у сваком зглобу имају по 4 окретљиве ламеле око осовиница. Примењују се код уређаја за подизање терета за брзине до $0,3 \text{ m/s}$.



Слика 20. Галови ланци, [1,14]



Слика 21. Флајерови ланци, [1,14]

Флајерови (Fleuer-ови) ланци (слика 21) састоје се само од ламела и осовиница. Ови ланци се не могу користити као погонски ланци већ се користе само као теретни ланци код дизалица и кранова, [11].

3.3.5. Специјални ланци

Специјални ланци (слика 22) се користе као теретни или транспортни ланци велике носивости и великог корака. Саставни елементи ланца су модификовани у зависности од намене ланца.



Слика 22. Специјални ланци, [15]

Овој групи ланаца спадају и ланци намењени погонима који раде на отвореном простору, [1].

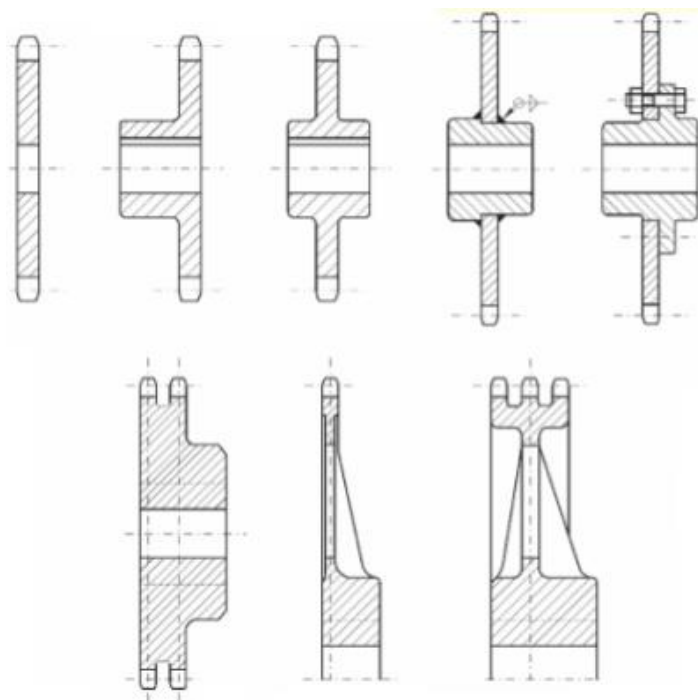
3.4 КОНСТРУКЦИОНО ИЗВОЂЕЊЕ ЛАНЧАНИКА

Према конструкционом извођењу тела ланчаника су иста, а облици венаца зависи од врсте ланца. Венац ланчаника са зупцима изводи се тако да ланац улази и излази из захвата без трења. Због издужења ланца за око 2% треба обезбедити миран и сигуран рад у току радног века.

Облик тела ланчаника зависи од снаге коју преносе и бројева зубаца ланчаника. Састоје се од венца и главчине. Мањи ланчаници се израђују из једног комада, док се код ланчаника већих димензија ланчаници израђују посебно, а спајају се заваривањем, закивцима и завртњевима. Код већих ланчаника тело и венац ланчаника се могу спајати паоцима.

Ланчаници се најчешће израђују са симетричним положајем главчине, зато што је при хабању једне стране бочног профила зубаца могуће закренути ланчаник за 180° и страну

која није радила увести у спрезање. Основна конструкциона решења ланчаника приказана су на слици 23.



Слика 23. Основна конструкциона решења ланчаника, [1]

Као материјал за израду ланчаника могу се користити различити материјали. При избору материјала води се рачуна да век трајања ланчаника треба да буде већи од века ланца. Метални ланчаници се најчешће израђују од челика. То су најчешће челици за побољшање и цементацију. Ланчаници великих димензија са великим бројем зубаца израђују се од сивог лива. Неметални ланчаници се израђују од полимера. Полимерни ланчаници су отпорни на корозију, примају ударна оптерећења и вибрације, штитећи ланац, обезбеђују тиши рад, [1,4,6,11].

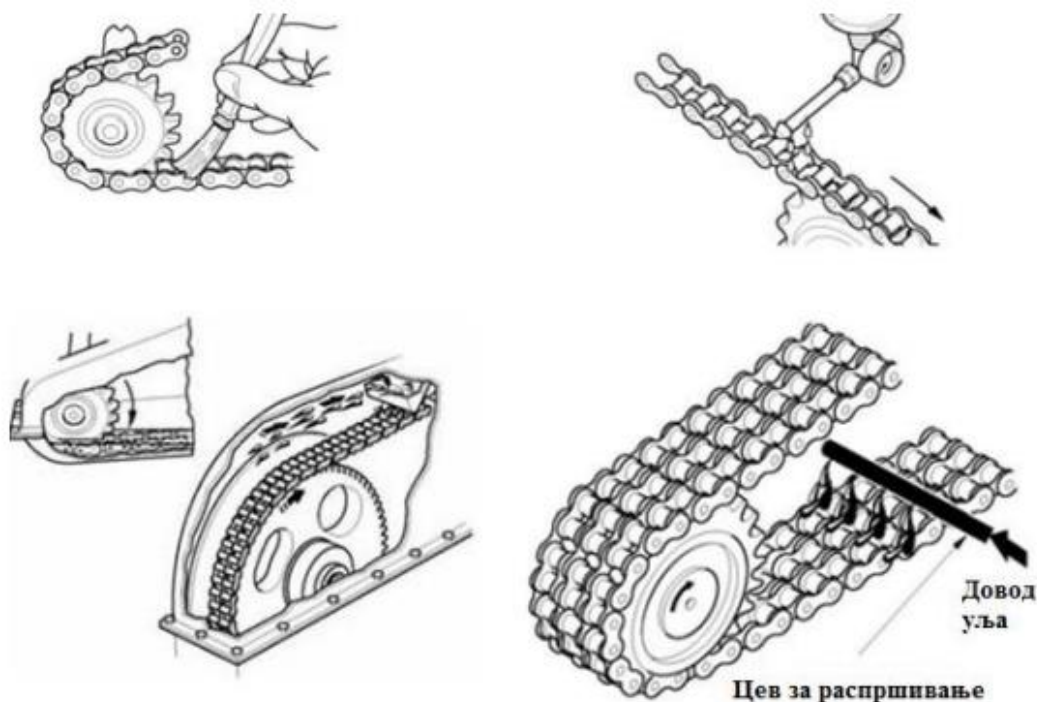
3.5 ПОДМАЗИВАЊЕ И ЗАТЕЗАЊЕ ЛАНЧАНИХ ПРЕНОСНИКА СНАГЕ

Подмазивање ланчаних преносника је неопходно и један је од основних услова за дуг радни период. Правилним подмазивањем смањује се шум ланчаника, трење и хабање, загревање ланчаних преносника, а повећава се степен искоришћења и период трајања ланчаника.

Подмазивање може бити повремено или непрекидно. Повремено подмазивање је ручно подмазивање четкицом или адекватном мазалицом, а користи се за подмазивање ланчаника малих брзина. Важно је пажљиво подмазивање, да мазиво допре до сваког

чланка ланца и зупца ланчаника. Подмазивање непрекидним капањем даје добре резултате. Користи се мазалица која је постављена на кућишту преносника, док су отвори усмерени на слободни огранак ланца.

При већим брзинама боље резултате даје картерско подмазивање, које се састоји у потапању ланца у мазиво до висине ламеле. Дубље потапање ланца изазива повећање температуре, пенушање уља и смањење степена искоришћења. Ланчаници који раде при максималним брзинама препоручује се циркуларно подмазивање под притиском. Уље непрекидно подмазује унутрашњу страну слободног огранка. На слици 24 приказано је одржавање и подмазивање ланчаних парова.



Слика 24. Одржавање ланчаних парова: а) чишћење, б), в) и г) подмазивање, [12]

Ланчане преноснике треба одржавати у чистом стању, треба их заштитити од спољних нечистоћа, прашине, песка. Пре сваког подмазивања, ланчани преносник треба очистити, опрати нафтом и након тога подмазати, јер се на тај начин смањује трење и спречава корозија. У периоду када се ланчани преносници не користе дужи период треба их растеретити или најбоље скинути, опрати у нафти и подмазати, [4,16].

Ланац треба да је довољно затегнут како би се правилно преносио обртни момент уз минимално могуће оптерећење ланца. Уколико је ланац претегнут отежан је наилазак чланака ланца на ланчаник, повећана је сила која истеже ланац, повећано је оптерећење вратила и лежаја, повећан специфичан притисак између делова ланца и зубаца ланчаника и смањен је радни век ланчаног преносника. У случају да је ланац недовољно затегнут долази до појаве вибрација, ударних оптерећења ланчаника и ланца, спадања ланца, све то

утиче на смањење радног века ланчаног преносника. На слици 25 приказано је затезање ланца.



Слика 25. Затезање ланца, [17]

Због присуства неравномерне брзине ланца и ланчаника, великог површинског притиска између ланца и ланчаника, после одређеног периода коришћења долази до хабања делова ланца и ланчаника, а посебно гоњеног ланчаника. Из тог разлога долази до истезања ланца, повећања корака и потребе за његовим сталним притезањем. За притезање ланца користи се затезач или аксијално померање једног ланчаника. Величина затезача не би требало да буде мања од погонског ланчаника.

Уређаји за затезање ланца (слика 26) постављају се на слободном огранку. Регулисање величине затезања врши се помоћу завојне или спиралне опруге, клизача, завртња 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 механизма, [1,4].



Слика 26. Уређаји за затезање ланца, [1]

4. ПРОРАЧУН И КОНСТРУКЦИЈА ЛАНЧАНОГ РЕДУКТОРА ПОДИЗНЕ ПЛАТФОРМЕ

4.1. ПОДИЗНА ПЛАТФОРМА

Подизне платформе су уређаји за вертикално подизање или спуштање терета. Поред подизања и спуштања терета на одговарајућу висину могу да садрже и уређаје за увођење, прихватање и позиционирање терета, а исто тако и изношење терета са платформе.

Подизне платформе можемо поделити на:

- подизне столове,
- претоварне платформе,
- радне платформе.

Механизми за подизање платформе:

- подизне платформе са зглобним паралелограмом,
- стубне платформе,
- подизне платформе са телескопским дохватом,
- подизне платформе са тракастим механизмом.

Постоје неколико начина остваривања подизања, од којих су најзначајнији:

- електромотор и механички преносници снаге,
- пнеуматски телескопски цилиндри,
- хидраулички цилиндар и пренос ланчаницима,
- равно деловање хидрауличног цилиндра.

На слици 27 приказана је подизна платформа са ланчаним преносом.



Слика 27. Подизна платформа са ланчаним преносом, [18]

Погонски уређај подизне платформе је електромотор. Предности електромоторних погона су доступност електричне енергије, једноставни прикључци, лагано и поуздано управљање. Недостатак овог погона је велика брзина окретања погонског мотора, јер захтева преноснике са великим преносним односом, што утиче на раст губитака у преносу.

У електромоторни погон подизних платформи најчешће се уграђују асинхрони мотори. За средње и велике снаге ($60kW$) користе се колутни асинхрони мотори, док се за мање снаге ($20kW$) користе кавезни асинхрони мотори.

Ланци који се најчешће примењују код подизних платформи су ваљкасти ланци. Њихова предност у односу на остале ланце је једноставна замена и монтажа, због тога што садрже спојни чланак, који омогућава лакше раздвајање ланца, [18].

4.2.ПРОРАЧУН ЛАНЧАНОГ РЕДУКТОРА

Задатак: За дату подизну платформу потребно је:

- извршити прорачун погонског и гоњеног ланчаника и
- приказати modele и дати техничке документације ланчаника.

Полазни подаци:

брзина дизања: $v = 1 \frac{m}{min} = 0,0167 \frac{m}{s}$

снага погонске машине (електромотора): $P_{EM} = 5,5 kW$

број обртаја електромотора: $n_{EM} = 1450 min^{-1}$

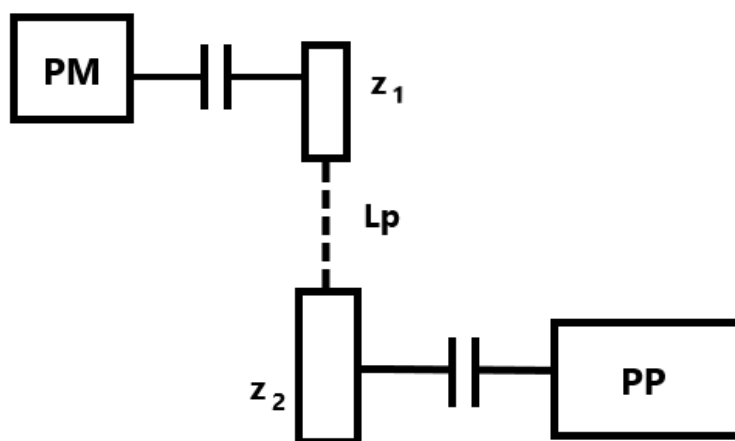
степен искоришћења: $\eta = 0,98$

радни век подизне платформе: $L_h = 18000h$

положај ланчаног преносника: вертикални

врста погонског ланца: ваљкасти

На основу полазних података може се извршити прорачун ланчаних преносника подизне платформе. Шема преносника приказана је на слици 28, на којој РМ представља погонску машину у овом случају електромотор, док РР представља подизну платформу.



Слика 28. Шема преносника

$$P_{EM} = P_1 = 5,5 kW$$

$$n_{EM} = n_1 = 1450 \text{ min}^{-1}$$

$$\omega_1 = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_1}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 1450}{60} = 151,8436 \text{ s}^{-1}$$

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{5,5 \cdot 10^3}{151,8436} = 36,2215 \text{ Nm}$$

Број зубаца погонског ланчаника: $z_1 = 23$

Број зубаца гоњеног ланчаника: $z_2 = 35$

$$\text{Преносни однос: } i_{LP} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{35}{23} = 1,52$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{LP} = 5,5 \cdot 0,98 = 5,39 \text{ kW} = P_{PP}$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{LP}} = \frac{1450}{1,52} = 953,9474 \text{ min}^{-1}$$

$$\omega_2 = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_2}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 953,9474}{60} = 99,8971 \text{ s}^{-1}$$

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{5,39 \cdot 10^3}{99,8971} = 53,9555 \text{ Nm}$$

$$\text{Коригована снага } P_O \text{ се добија: } P_O = \frac{C_A \cdot P_1 \cdot K_z}{K_a \cdot K_L \cdot K_x \cdot K_o \cdot K_t \cdot K_p} = \frac{1 \cdot 5,5 \cdot 0,8128}{0,9946 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,9410 \cdot 0,9} = 5,3072 \text{ kW}$$

- улазна снага на погонском ланчанику: $P_1 = 5,5 \text{ kW}$
- фактор радних услова: $C_A = 1$ (табела 3.4, стр. 62, равномерно оптерећени транспортери)
- фактор броја зубаца погонског ланчаника: $K_z = \left(\frac{19}{z_1}\right)^{1,085} = \left(\frac{19}{23}\right)^{1,085} = 0,8128$
- за осно растојање се користи вредност из опсега $a = (30 \div 50) \cdot p$, усваја се $a = 40 \cdot p$
- фактор осног растојања: $K_a = 0,45 \cdot \left(\frac{a}{p}\right)^{0,215} = 0,45 \cdot (40)^{0,215} = 0,9946$
- фактор врсте ланца: $K_L = 1$
- фактор броја ланчаника: $K_x = 1$
- фактор облика ланца: $K_o = 1$
- фактор радног века: $K_t = \left(\frac{15000}{L_h}\right)^{1/3} = \left(\frac{15000}{18000}\right)^{1/3} = 0,9410$
- фактор подмазивања: $K_p = 0,9$ (табела 3.5, страна 63, довољно подмазивање без прашине), [1].

На основу кориговане снаге P_o и броја обртаја погонског ланчаника n_1 са дијаграма носивости (слика 3.15, стр.63) усваја се једноредни ланац **Nr08B** са следећим карактеристикама (табела 3.1, стр. 46), [1]:

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

Провера степена сигурности ланца

$$\text{Обртни момент: } T_1 = \frac{9549 \cdot P_1}{n_1} = \frac{9549 \cdot 5,5}{1450} = 36,2203Nm$$

$$\text{Пречник подеоног круга погонског ланчаника: } d_1 = \frac{p}{\sin\left(\frac{180}{z_1}\right)} = \frac{12,7}{\sin\left(\frac{180}{23}\right)} = 93,2681mm$$

$$\text{Обимна сила: } F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 36,2203 \cdot 10^3}{93,2681} = 776,6921N$$

$$\text{Обимна брзина: } v = \frac{d_1 \cdot \pi \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{93,2681 \cdot \pi \cdot 1450}{60 \cdot 1000} = 7,0811m/s$$

$$\text{Центрифугална сила: } F_c = q \cdot v^2 = 0,70 \cdot 7,0811^2 = 35,0994N$$

$$\text{Приближна вредност осног растојања: } a = 40 \cdot p = 40 \cdot 12,7 = 508mm$$

$$\text{Угао нагиба вучног огранка: } \beta = \arcsin \frac{(z_2 - z_1) \cdot p}{2\pi \cdot a} = \arcsin \frac{(35 - 23) \cdot 12,7}{2\pi \cdot 508} = 2,7367^\circ$$

$$\text{Број чланака ланца: } Z = 2 \cdot \frac{a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2 \cdot \frac{p}{a} = 2 \cdot \frac{508}{12,7} + \frac{23 + 35}{2} + \left(\frac{35 - 23}{2\pi}\right)^2 \cdot \frac{12,7}{508} =$$

$$Z = 109,0477 \approx 110$$

$$\text{Стварна вредност осног растојања: } a = \frac{p}{4} \cdot \left[Z - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(Z + \frac{z_1 + z_2}{2}\right)^2 - 2 \cdot \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2} \right] =$$

$$a = \frac{12,7}{4} \cdot \left[110 - \frac{23 + 35}{2} + \sqrt{\left(110 - \frac{23 + 35}{2}\right)^2 - 2 \cdot \left(\frac{35 - 23}{2\pi}\right)^2} \right] = 513,7775mm$$

$$\text{Дужина праволинијског дела ланца: } L \approx a = 0,5137775m$$

$$\text{Сила затезања услед тежине слободног огранка: } F_G = q \cdot g \cdot L = 0,70 \cdot 9,81 \cdot 0,5137775 =$$

$$F_G = 3,5281N$$

- убрзање земљине теже: $g = 9,81 m/s^2$

Укупна сила затезања у вучном огранку:

$$F = C_A \cdot F_t + F_c + F_G = 1 \cdot 776,6921 + 35,0994 + 3,5281 = 815,3196N$$

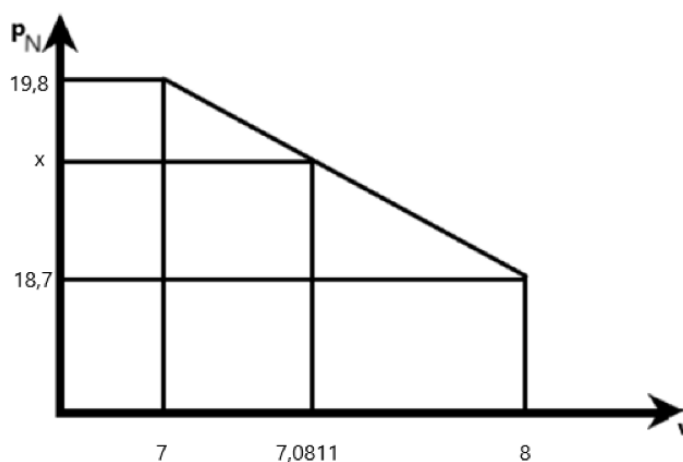
Степен сигурности против динамичког лома ламеле: $S = \frac{F_M}{F} = \frac{18,2 \cdot 10^3}{815,3196} = 22,3225$

$$S = 22,3225 > S_{F_{min}} = 5$$

Провера површинског притиска

Средња вредност површинског притиска: $p = \frac{F}{A} = \frac{815,3196}{50} = 16,3064N/mm^2$

На слици 29 приказана је интерполација.



Слика 29. Интерполација

Површинска издржљивост ланца: $p_N = 18,7892 N/mm^2$

$$\frac{19,8-18,7}{8-7} = \frac{x-18,7}{7,0811-7} \Rightarrow x = 18,7892 = p_N$$

$$\text{Фактор хабања: } K_h = \sqrt{\frac{226 \cdot i}{L_h} \cdot \left(\frac{a}{p} \cdot \frac{1}{i+1} + 4,75 \right)} = \sqrt{\frac{226 \cdot 1,52}{18000} \cdot \left(\frac{513,7775}{12,7} \cdot \frac{1}{1,52+1} + 4,75 \right)} = 0,6301$$

Дозвољени површински притисак:

$$p_d = p_N \cdot K_h \cdot K_p \cdot K_L \cdot K_x = 18,7892 \cdot 0,6301 \cdot 0,9 \cdot 1 \cdot 1 = 10,6551N/mm^2$$

$$p_d = 10,6551 \frac{N}{mm^2} < p = 16,3064 \frac{N}{mm^2}$$

Услов не задовољава.

Усваја се дворедни ланац **Nr08B** (слика 3.15, стр 63) са следећим карактеристикама (табела 3.1, стр. 46), [1]:

- корак ланца: $p = 12,7mm$
- маса јединичне дужине ланца: $q = 1,35 kg/m$
- сила разарања ланца: $F_M = 31,8kN$
- носећа површина зглоба: $A = 100mm^2$

$$T_1 = 36,2203Nm$$

$$d_1 = 93,2681mm$$

$$F_t = 776,6921N$$

$$v = 7,0811 m/s$$

$$F_c = q \cdot v^2 = 1,35 \cdot 7,0811^2 = 67,6917N$$

$$a = 508mm$$

$$\beta = 2,7367^\circ$$

$$Z = 110$$

$$a = 513,7775mm$$

$$L \approx a = 0,5137775m$$

$$F_G = q \cdot g \cdot L = 1,35 \cdot 9,81 \cdot 0,5137775 = 6,8042N$$

$$F = C_A \cdot F_t + F_c + F_G = 1 \cdot 776,6921 + 67,6917 + 6,8042 = 851,188N$$

$$S = \frac{F_M}{F} = \frac{31,8 \cdot 10^3}{851,188} = 37,3595 > 5 = S_{Fmin}$$

$$p = \frac{F}{A} = \frac{851,188}{100} = 8,5119N/mm^2$$

$$p_N = 18,7892 N/mm^2$$

$$K_h = 0,6301$$

$$p_d = p_N \cdot K_h \cdot K_p \cdot K_L \cdot K_x = 18,7892 \cdot 0,6301 \cdot 0,9 \cdot 1 \cdot 1 = 10,6551N/mm^2$$

$$p_d = 10,6551 \frac{N}{mm^2} > p = 8,5119 \frac{N}{mm^2}$$

Основне геометријске и кинематске величине ланчаника

➤ погонски ланчаник

$$\text{Пречник подеоног круга ланчаника: } d = \frac{p}{\sin\left(\frac{\tau}{2}\right)} = \frac{12,7}{\sin\left(\frac{15,6522}{2}\right)} = 93,2679mm$$

τ - угаони корак

$$\tau = \frac{360^\circ}{z_1} = \frac{360^\circ}{23} = 15,6522^\circ$$

$$\text{Пречник подножног круга ланчаника: } d_f = d - d_1 = 93,2681 - 8,51 = 84,7581mm$$

$$d_1 = 8,51mm - \text{пречник ваљка (табела 3.1 стр. 46), [1].}$$

$$\text{Пречник теменог круга ланчаника: } d_a = d \cdot \cos\frac{\tau}{2} + 0,8 \cdot d_1 =$$

$$d_a = 93,2681 \cdot \cos\frac{15,6522}{2} + 0,8 \cdot 8,51 = 99,2218mm$$

Максимална и минимална вредност теменог пречника ланчаника су:

$$d_{a_{max}} = d + 1,25 \cdot p - d_1 = 93,2681 + 1,25 \cdot 12,7 - 8,51 = 100,6331mm$$

$$d_{a_{min}} = d + \left(1 - \frac{1,6}{z_1}\right) \cdot p - d_1 = 93,2681 + \left(1 - \frac{1,6}{23}\right) \cdot 12,7 - 8,51 = 96,5746mm$$

$$\text{Усваја се } d_a = 98,6034mm$$

Полупречник међузубља:

$$r_{1_{min}} = 0,505 \cdot d_1 = 0,505 \cdot 8,51 = 4,2976mm$$

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

$$\text{Усваја се } r_1 \text{ из интервала } r_{1_{min}} \text{ до } r_{1_{max}} \Rightarrow r_1 = (4,2976 \div 4,438) = 4,3678mm$$

Полупречник главе зупца:

$$r_{2_{min}} = 0,12 \cdot d_1 \cdot (z_1 + 2) = 0,12 \cdot 8,51 \cdot (23 + 2) = 25,53mm$$

$$r_{2_{max}} = 0,008 \cdot d_1 \cdot (z_1^2 + 180) = 0,008 \cdot 8,51 \cdot (23^2 + 180) = 48,2687mm$$

$$\text{Усваја се } r_2 \text{ из интервала } r_{2_{min}} \text{ до } r_{2_{max}} \Rightarrow r_2 = (25,53 \div 48,2687) = 36,8994mm$$

Угао положаја полупречника заобљења r_2 :

$$\chi_{min} = 120^\circ - \frac{90^\circ}{z_1} = 120^\circ - \frac{90^\circ}{23} = 116,0869^\circ$$

$$\chi_{max} = 140^\circ - \frac{90^\circ}{z_1} = 140^\circ - \frac{90^\circ}{23} = 136,0869^\circ$$

Заобљење зупчастог венца у попречном правцу:

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

Ширина зупчастог венца ланчаника:

$$B_N = B_1 + (N - 1) \cdot e = 7,05 + (2 - 1) \cdot 13,92 = 20,97mm$$

$N = 2$ -број редована ланца

$e = 13,92mm$ -корак по ширини ланца

$$B_1 = 7,05mm$$

Пречник тела ланчаника:

$$d_s = p \cdot ctg \cdot \left(\frac{180^\circ}{z_1} \right) - 1,05 \cdot g_1 - 2 \cdot r_4 - 1 =$$

$$d_s = 12,7 \cdot ctg \left(\frac{180^\circ}{23} \right) - 1,05 \cdot 11,81 - 2 \cdot 0,95 - 1 = 76,9039mm$$

$$d_s = 77mm$$

$g_1 = 11,81mm$ –максимална висина ламеле

$r_4 = (0,3 \div 1,6) = 0,95$ –радијус (табела 3.3 стр. 58), [1].

➤ гоњени ланчаник

$$\text{Пречник подеоног круга ланчаника: } d = \frac{p}{\sin\left(\frac{\tau}{2}\right)} = \frac{12,7}{\sin\left(\frac{10,2857}{2}\right)} = 141,6791mm$$

τ - угаони корак

$$\tau = \frac{360^\circ}{z_2} = \frac{360^\circ}{35} = 10,2857^\circ$$

$$\text{Пречник подножног круга ланчаника: } d_f = d - d_1 = 141,6791 - 8,51 = 133,1691mm$$

$d_1 = 8,51mm$ – пречник ваљка (табела 3.1 стр. 46)

$$\text{Пречник теменог круга ланчаника: } d_a = d \cdot \cos \frac{\tau}{2} + 0,8 \cdot d_1 =$$

$$d_a = 141,6791 \cdot \cos \frac{10,2857}{2} + 0,8 \cdot 8,51 = 147,9167mm$$

Максимална и минимална вредност теменог пречника ланчаника су:

$$d_{amax} = d + 1,25 \cdot p - d_1 = 141,6791 + 1,25 \cdot 12,7 - 8,51 = 149,0441mm$$

$$d_{a_{min}} = d + \left(1 - \frac{1,6}{z_2}\right) \cdot p - d_1 = 141,6791 + \left(1 - \frac{1,6}{35}\right) \cdot 12,7 - 8,51 = 145,2885mm$$

Усваја се $d_a = 147,1663mm$

Полупречник међузубља:

$$r_{1_{min}} = 0,505 \cdot d_1 = 0,505 \cdot 8,51 = 4,2976mm$$

$$r_{1_{max}} = 0,505 \cdot d_1 + 0,069 \cdot \sqrt[3]{d_1} = 0,505 \cdot 8,51 + 0,069 \cdot \sqrt[3]{8,51} = 4,4384mm$$

Усваја се r_1 из интервала $r_{1_{min}}$ до $r_{1_{max}} \Rightarrow r_1 = (4,2976 \div 4,438) = 4,3679mm$

Полупречник главе зупца:

$$r_{2_{min}} = 0,12 \cdot d_1 \cdot (z_2 + 2) = 0,12 \cdot 8,51 \cdot (35 + 2) = 37,7844mm$$

$$r_{2_{max}} = 0,008 \cdot d_1 \cdot (z_2^2 + 180) = 0,008 \cdot 8,51 \cdot (35^2 + 180) = 95,54mm$$

Усваја се r_2 из интервала $r_{2_{min}}$ до $r_{2_{max}} \Rightarrow r_2 = (37,7844 \div 95,54) = 66,6622mm$

Угао положаја полупречника заобљења:

$$\chi_{min} = 120^\circ - \frac{90^\circ}{z_2} = 120^\circ - \frac{90^\circ}{35} = 117,4286^\circ$$

$$\chi_{max} = 140^\circ - \frac{90^\circ}{z_2} = 140^\circ - \frac{90^\circ}{35} = 137,4286^\circ$$

Заобљење зупчастог венца у попречном правцу:

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

Ширина зупчастог венца ланчаника:

$$B_N = B_1 + (N - 1) \cdot e = 7,05 + (2 - 1) \cdot 13,92 = 20,97mm$$

$N = 2$ -број редована ланца

$e = 13,92mm$ -корак по ширини ланца

$$B_1 = 7,05mm$$

Пречник тела ланчаника:

$$d_s = p \cdot ctg \cdot \left(\frac{180^\circ}{z_2}\right) - 1,05 \cdot g_1 - 2 \cdot r_4 - 1$$

$$d_s = 12,7 \cdot ctg \left(\frac{180^\circ}{35}\right) - 1,05 \cdot 11,81 - 2 \cdot 0,95 - 1 = 125,8081mm$$

$$d_s = 126mm$$

$g_1 = 11,81mm$ –максимална висина ламеле

$r_4 = (0,3 \div 1,6) = 0,95$ –радијус (табела 3.3 стр. 58), [1].

Прорачун за вратило на погонском ланчанику

Избор материјала вратила: усваја се материјал Č0545 (табела 11.2.1, стр.651 машински елементи В.Николић) са карактеристикама, [5]:

- затезна чврстоћа: $R_m = (500 \div 600) = 550MPa$
- увојна издржљивост: $\tau_{D(0)} = (170 \div 240) = 205MPa$
- фактор К: $K = (2 \div 2,4) = 2,4$ -са жлебом за клин (табела 6.5.6 стр. 440 машински елементи В.Николић)
- степен сигурности вратила: $S = (1,5 \div 2,5) = 2$ – (стр. 437 машински елементи В.Николић)

Дозвољена увојна издржљивост: $\tau_{doz} = \frac{\tau_{D(0)}}{K \cdot S} = \frac{205}{2,4 \cdot 2} = 42,7083MPa$

Торзиони момент: $T_t = F_t \cdot \frac{d_{z1}}{2} = 776,6921 \cdot \frac{93,2681}{2} = 36220,2982Nmm$

Пречник вратила: $d_{vr1} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_t}{\pi \cdot \tau_{doz}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 36220,2982}{\pi \cdot 42,7083}} = 16,2856mm$

Усваја се клин са димензијама (табела 6.8.1 стр. 455 машински елементи В.Николић):

$b = 5mm, h = 5mm, r = 0,2mm, l = 36mm, t = 2,9mm$

Стварни пречник вратила:

$d_{st} = d_{vr1} + t = 16,2856 + 2,9 = 19,1856mm$

Усваја се: $d_{st} = 20mm$ (табела 6.5.7 стр. 440 машински елементи В.Николић), [5].

Прорачун толеранције за вратило:

20H8

$T = 33\mu m = 0,033mm$

$EI = 0\mu m$

$T = ES - EI$

$ES = 33\mu m = 0,033mm$

Прорачун толеранције за клин:

6P8

$$T = 18\mu m = 0,018mm$$

$$ES = -12\mu m = -0,012mm$$

$$T = ES - EI \Rightarrow EI = ES - T = -0,012 - 0,018 = -0,030mm$$

$$EI = -30\mu m = -0,030mm$$

Прорачун за вратило на гоњеном ланчанику

Избор материјала вратила: усваја се материјал Č0545 (табела 11.2.1, стр.651 машински елементи В.Николић) са карактеристикама, [5]:

- затезна чврстоћа: $R_m = (500 \div 600) = 550MPa$
- увојна издржљивост: $\tau_{D(0)} = (170 \div 240) = 205MPa$
- фактор К: $K = (2 \div 2,4) = 2,4$ -са жлебом за клин (табела 6.5.6 стр. 440 машински елементи В.Николић)
- степен сигурности вратила: $S = (1,5 \div 2,5) = 2$ – (стр. 437 машински елементи В.Николић)

$$\text{Дозвољена увојна издржљивост: } \tau_{doz} = \frac{\tau_{D(0)}}{K \cdot S} = \frac{205}{2,4 \cdot 2} = 42,7083MPa$$

$$\text{Торзиони момент: } T_t = F_t \cdot \frac{d_{z2}}{2} = 776,6921 \cdot \frac{141,6791}{2} = 55020,5189Nmm$$

$$\text{Пречник вратила: } d_{vr1} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_t}{\pi \cdot \tau_{doz}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 55020,5189}{\pi \cdot 42,7083}} = 18,7209mm$$

Усваја се клин са димензијама (табела 6.8.1 стр. 455 машински елементи В.Николић), [5]:

$$b = 5mm, h = 6mm, r = 0,4mm, l = 40mm, t = 3,5mm$$

$$\text{Стварни пречник вратила: } d_{st} = d_{vr1} + t = 18,7209 + 3,5 = 22,2209mm$$

Усваја се: $d_{st} = 24mm$ (табела 6.5.7 стр. 440 машински елементи В.Николић), [5].

Прорачун толеранције за вратило:

24H8

$$T = 33\mu m = 0,033mm$$

$$EI = 0\mu m$$

$$T = ES - EI$$

$$ES = 33\mu m = 0,033mm$$

Прорачун толеранције за клин:

6P8

$$T = 18\mu m = 0,018mm$$

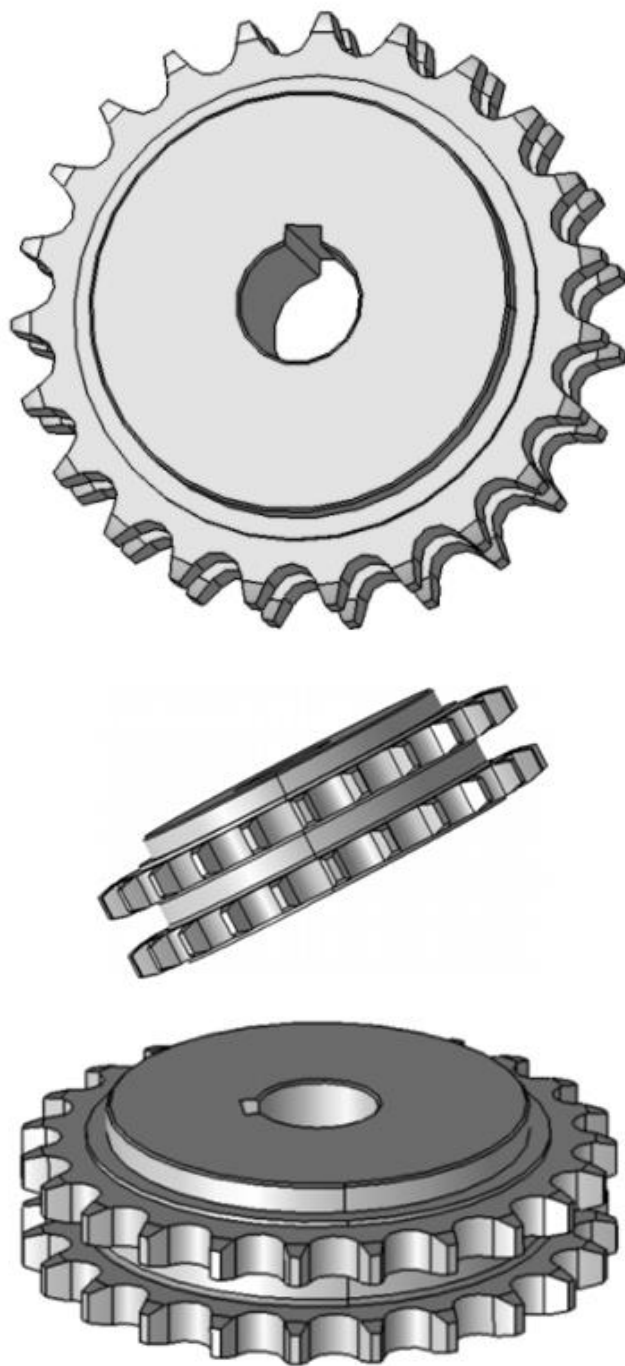
$$ES = -12\mu m = -0,012mm$$

$$T = ES - EI \Rightarrow EI = ES - T = -0,012 - 0,018 = -0,030mm$$

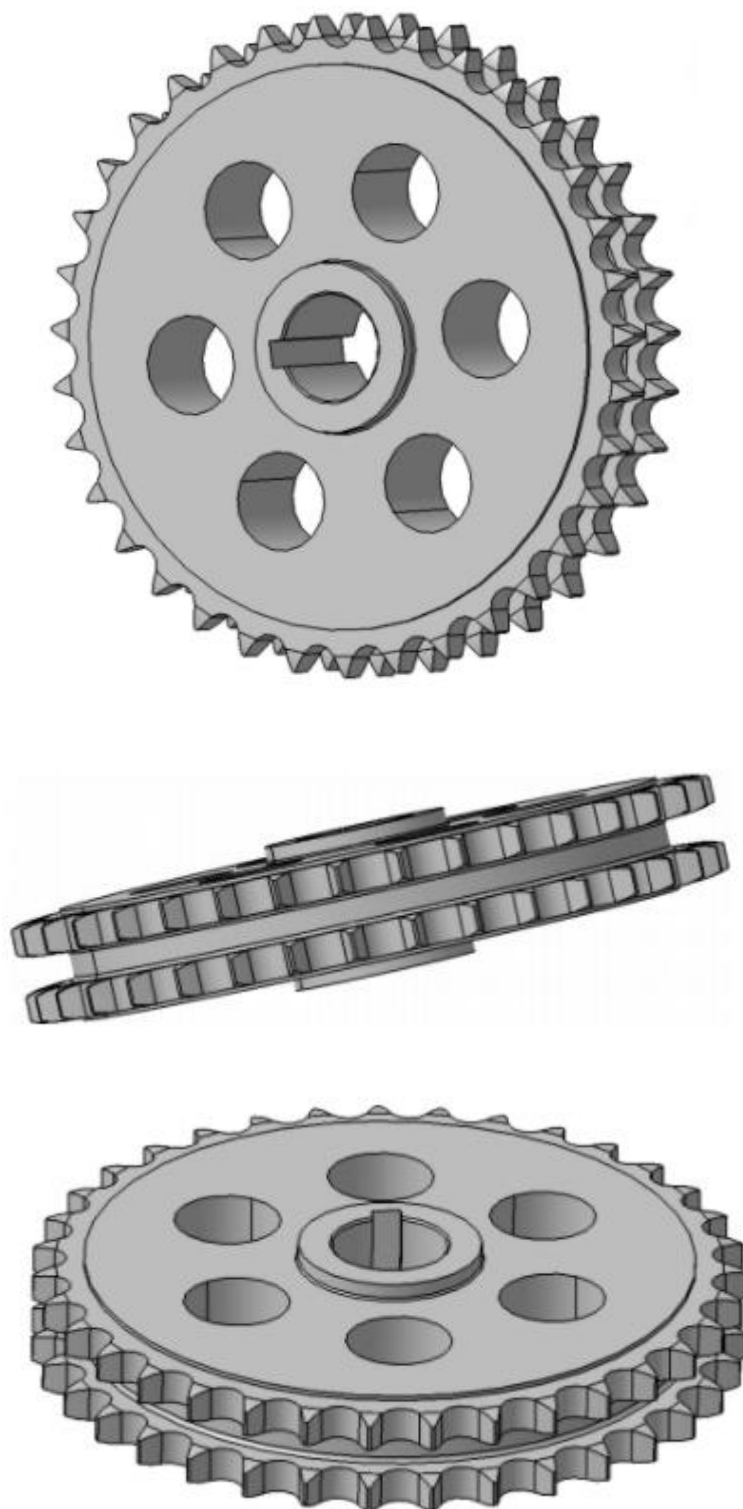
$$EI = -30\mu m = -0,030mm$$

5. КОНСТРУКЦИЈА ЛАНЧАНИКА ПОДИЗНЕ ПЛАТФОРМЕ

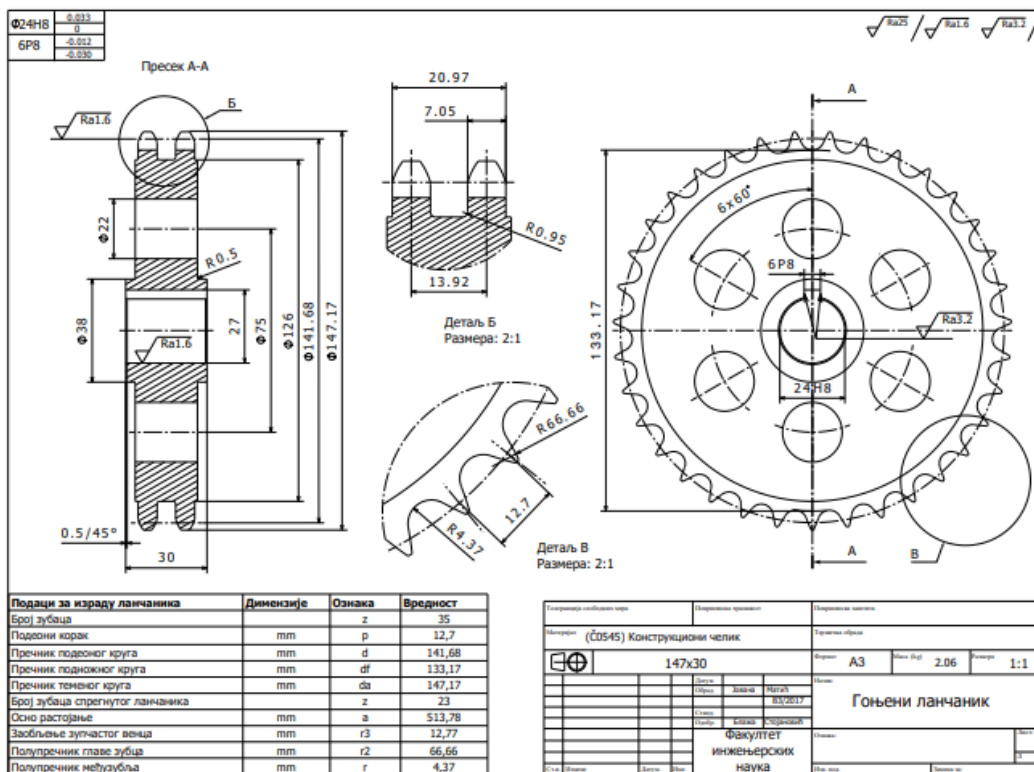
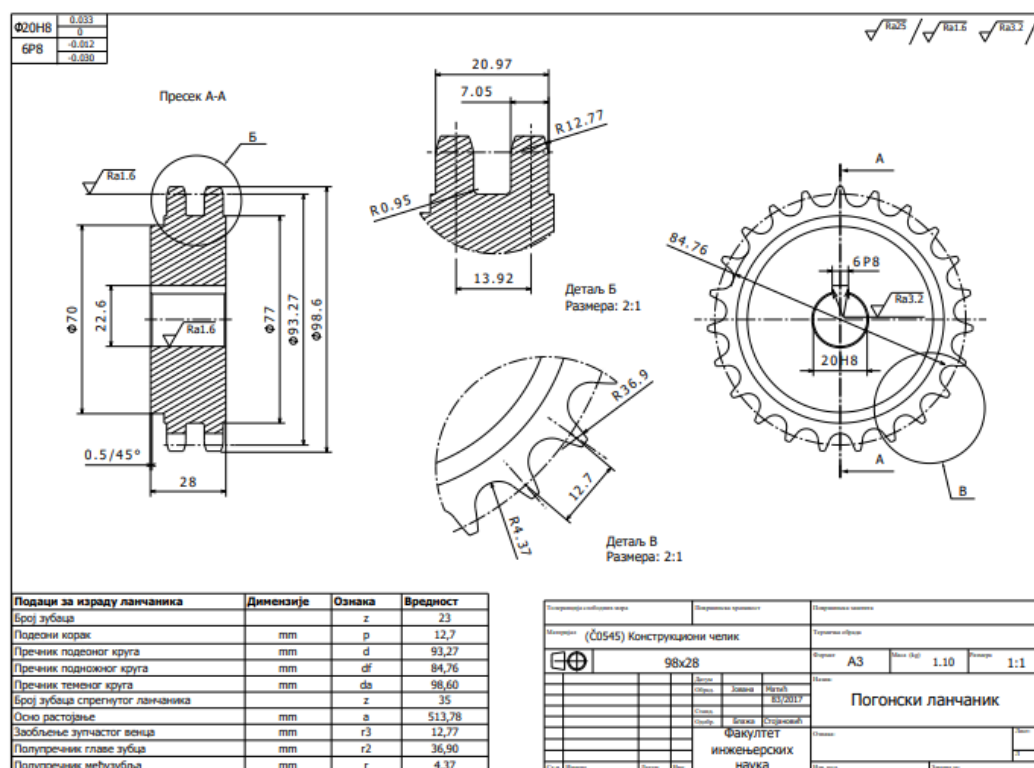
На сликама 30 и 31 приказани су модели погонског и гоњеног ланчаника док је техничка документација ланчаника приказана на слици 32.



Слика 30. Погонски ланчаник, [19]



Слика 31. Гоњени ланчаник, [19]



Слика 32. Техничка документација погонског и гоњеног ланчаника, [19]

6.ЗАКЉУЧАК

На почетку рада сликовито су приказани посредни и непосредни механички преносници, описана је њихова функција, дате су главне карактеристике, као и њихове предности и недостаци. Ланчани преносник, а самим тим и ланац важи за један од основних елемената ланчаних преносника, створен је да би олакшао потребе човека. Задатак ланца је да обавља своју функцију, преноси кретање и снагу са погонског на гоњени ланчаник. У поглављу за ланчане преноснике детаљно су објашњене врсте ланаца према врсти погонског ланца, приказани конструкциони облици, начин подмазивања и затезања ланца, као и историја и основне карактеристике.

Подизна платформа се користи за подизање и спуштање терета. Погонски уређај платформе је електромотор који помоћу ланчаних преносника подиже или спушта терет. За дужи радни век ланца потребно је редовно подмазивање и одржавање ланца.

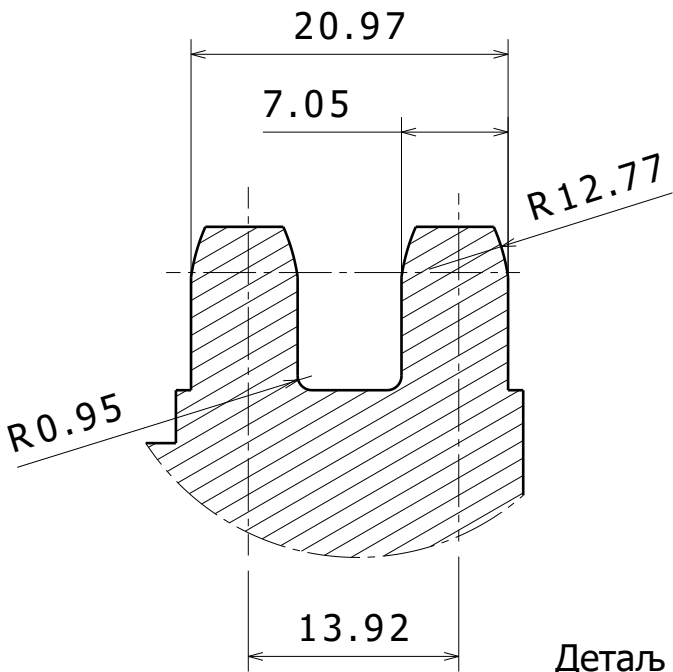
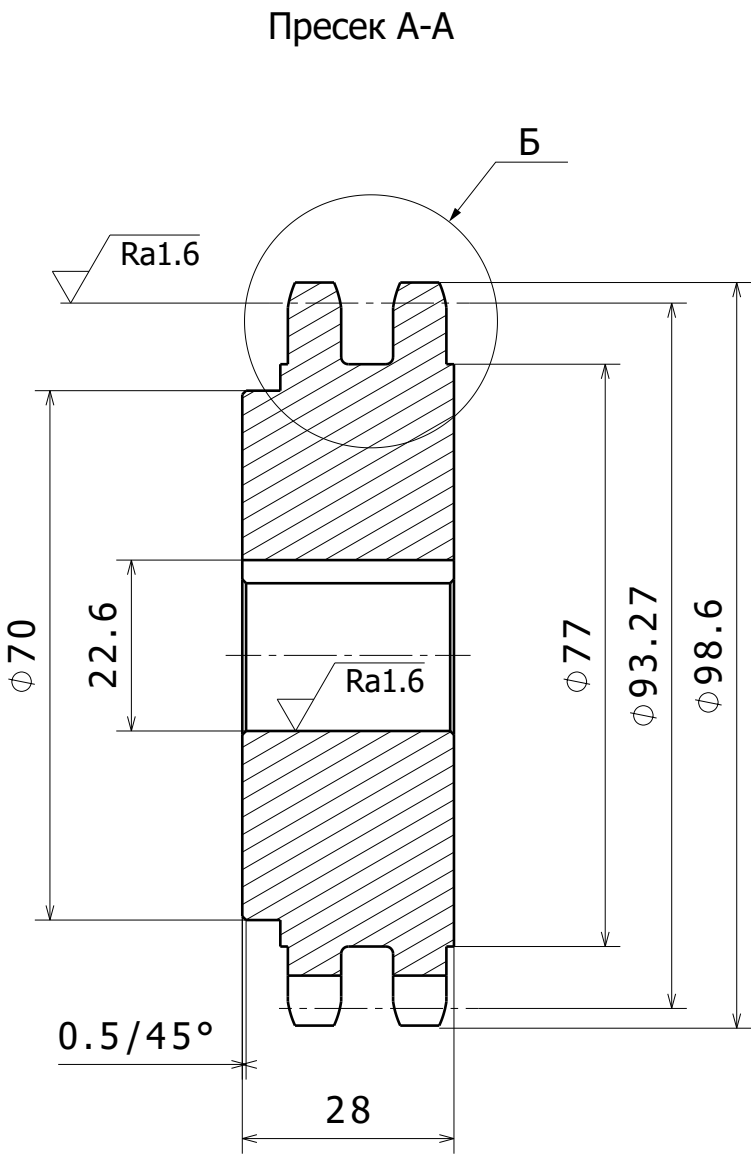
На основу полазних параметара погонске машине (електромотора) израчунати су сви параметри који су потребни за конструкцију ланчаника. На основу извршеног прорачуна израђени су 3D модели као и њихове техничке документације.

7. ЛИТЕРАТУРА

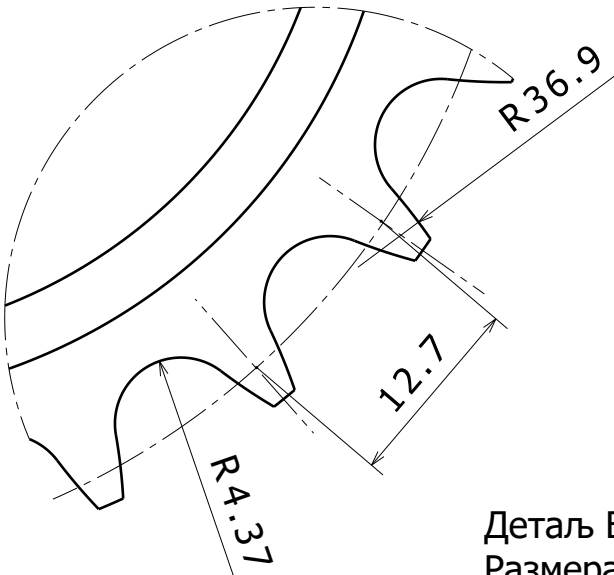
- [1] Б. Стојановић и М. Благојевић, *Механички преносници*, Факултет Инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, Крагујевац, 2015.
- [2] Интернет страница: <http://skr.rs/5Io> ,приступљено: април 2020.
- [3] Интернет страница: <http://skr.rs/5IC> , приступљено: април 2020.
- [4] Р. Глигорић, *Машински елементи*, Пољопривредни Факултет Универзитета у Новом Саду, Нови Сад, 2015.
- [5] В. Николић, *Машински елементи*, Машински Факултет у Крагујевцу, Крагујевац, 2004.
- [6] В. Вуковић, М. Вуковић, И. Кнежевић и М. Бојанић, *Основе машинства*, Универзитет за пословни инжењеринг и менаџмент Бања Лука, Бања Лука, 2015.
- [7] Интернет страница: <https://osjmtio.wordpress.com/> , приступљено: април 2020.
- [8] Интернет страница: file:///C:/Users/vladi/Downloads/www2_kaini_prenosnici.pdf , приступљено: април, 2020.
- [9] Интернет страница: <http://skr.rs/5I1> , приступљено: април 2020.
- [10] Интернет страница: <http://skr.rs/5Ih> , приступљено: април 2020.
- [11] Интернет страница: file:///C:/Users/vladi/Downloads/www2_lanani_prenosnici.pdf , приступљено: април 2020.
- [12] Интернет страница: <http://skr.rs/5IA> , приступљено: април 2020.
- [13] Интернет страница: <http://srednjastrucna-bar> , приступљено: април 2020.
- [14] Интернет страница: <http://skr.rs/5Ip> , приступљено: април 2020.
- [15] Интернет страница: <http://skr.rs/5I9> , приступљено: април 2020.
- [16] С.Танасијевић, *Механички преносници*, Машински Факултет у Крагујевцу, Крагујевац, 1994.
- [17] Интернет страница: <http://skr.rs/5I5> , приступљено: мај 2020.
- [18] Интернет страница: <http://skr.rs/5IP> , приступљено: септембар 2020.
- [19] Интернет страница: <https://www.lagerton.com> , приступљено: септембар 2020.

Φ20H8	0.033
	0
6P8	-0.012
	-0.030

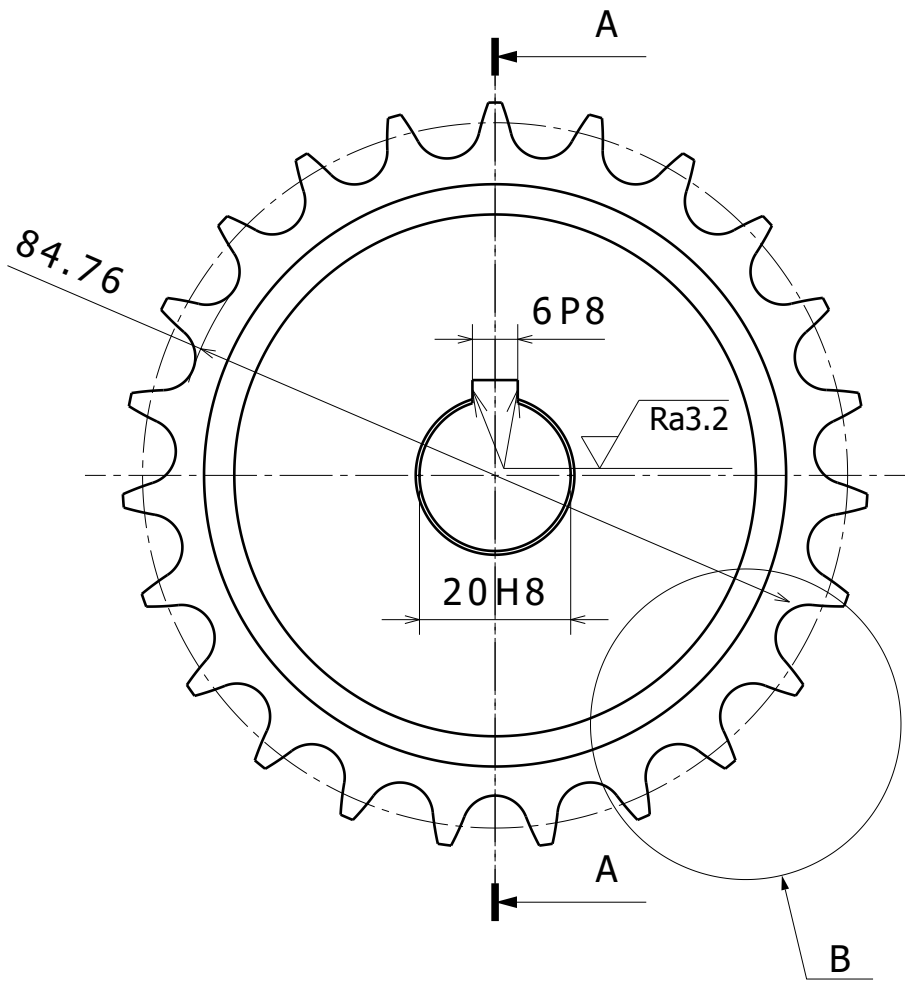
▽ Ra25 / ▽ Ra1.6 / ▽ Ra3.2



Детаљ Б
Размера: 2:1



Детаљ В
Размера: 2:1

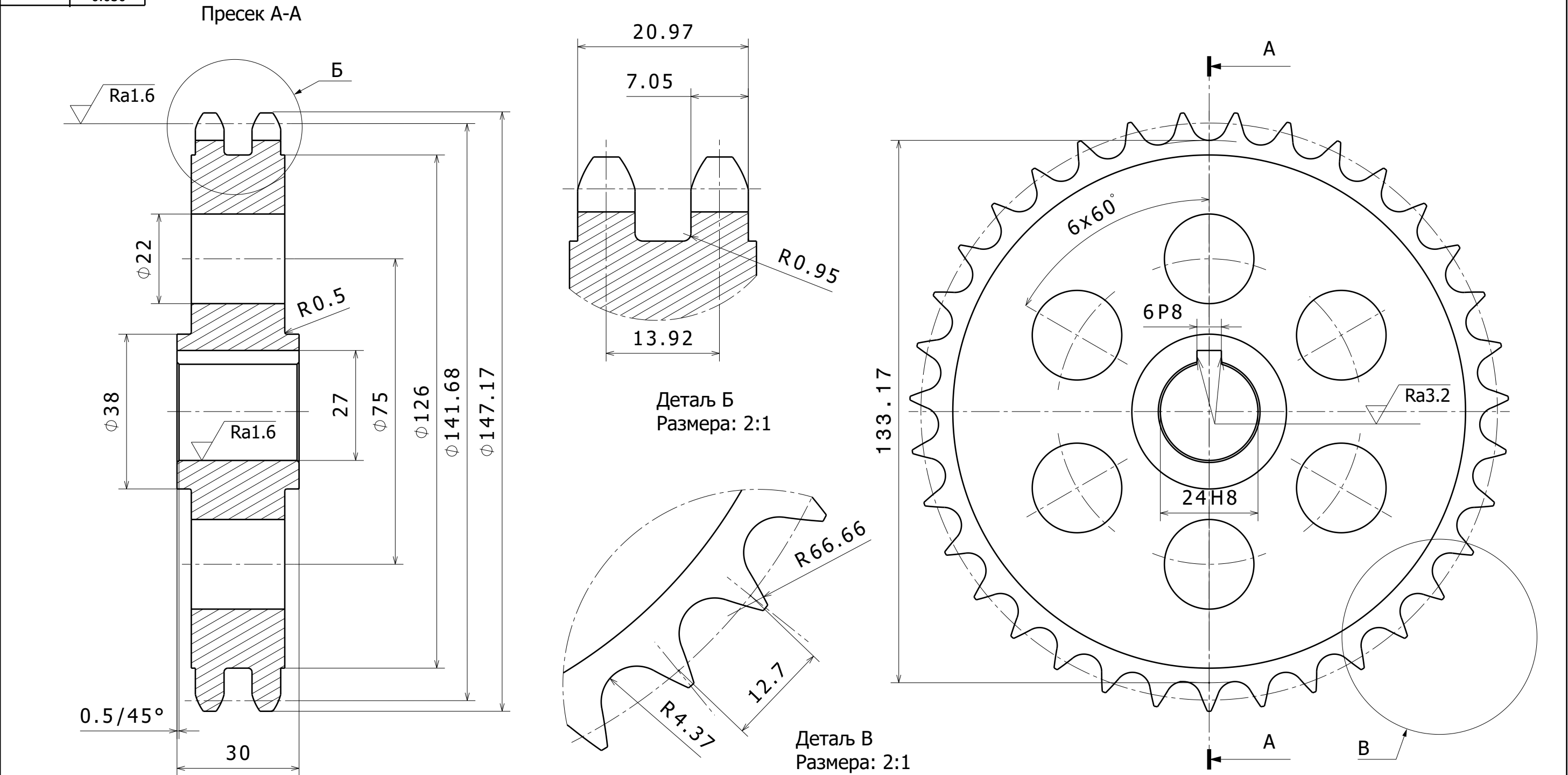


Подаци за израду ланчаника	Димензије	Ознака	Вредност
Број зубаца		z	23
Подеони корак	mm	p	12,7
Пречник подеоног круга	mm	d	93,27
Пречник подножног круга	mm	df	84,76
Пречник теменог круга	mm	da	98,60
Број зубаца спрегнутог ланчаника		z	35
Осно растојање	mm	a	513,78
Заобљење зупчастог венца	mm	r3	12,77
Полупречник главе зубаца	mm	r2	36,90
Полупречник међузубља	mm	r	4,37

Толеранција слободних мера				Површинска храпавост			Површинска заштита					
Материјал (Џ0545) Конструкциони челик							Термичка обрада					
		98x28					Формат	A3	Маса (kg)	1.10	Размера	1:1
					Датум			Назив: Погонски ланчаник				
					Обрад.	Јована	Матић					
							83/2017					
					Станд.							
					Одобр.	Блажа	Стојановић	Ознака: Лист: Л				
					Факултет инжењерских наука							
Ст.и.	Измене		Датум	Име	Изм. под.					Замена за:		

Φ24H8	0.033
	0
6P8	-0.012
	-0.030

✓ Ra25	✓ Ra1.6	✓ Ra3.2
--------	---------	---------



Подаци за израду ланчаника	Димензије	Ознака	Вредност
Број зубаца		z	35
Подеони корак	mm	p	12,7
Пречник подеоног круга	mm	d	141,68
Пречник подножног круга	mm	df	133,17
Пречник теменог круга	mm	da	147,17
Број зубаца спрегнутог ланчаника		z	23
Осно растојање	mm	a	513,78
Заобљење зупчастог венца	mm	r3	12,77
Полупречник главе зубаца	mm	r2	66,66
Полупречник међузубља	mm	r	4,37

Толеранција слободних мера				Површинска храпавост			Површинска заштита						
Материјал (Џ0545) Конструкциони челик							Термичка обрада						
		147x30					Формат	A3	Маса (kg)	2.06	Размера	1:1	
					Датум		Назив: Гоњени ланчаник						
					Обрад.	Јована							Матић
													83/2017
					Станд.								
					Одобр.	Блажа							Стојановић
					Факултет инжењерских наука			Ознака:			Лист:		
											Л		
								Изд. под.			Замена за:		
Ст.и.	Измене		Датум	Име									