

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: 1/2013

Стеван М. Јанковић

Прорачун и конструкција зупчастог каиша млина за камен

завршни рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. др Блажа Стојановић; ванр. проф.
2. _____
3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

Садржај

1. Увод.....	1
1.1 Историјски развој механичких преносника.....	1
2. Механички преносници.....	3
3. Зупчasto каишни преносници.....	8
3.1 Историјат зупчастих каишних преносника.....	9
3.2 Делови зупчастог каиша.....	9
3.3 Подела зупчастих каишева.....	10
3.4 Затезање каиша.....	12
3.5 Иновативна решења зупчастих каишева.....	12
3.6 Избор оптималних материјала.....	17
3.7 Основни закон спрезања.....	17
4. Прорачун и конструкција зупчастог каиша млина за камен.....	18
4.1 Опис млина за камен.....	18
4.2 Прорачун зупчастог каиша млина за камен.....	20
5. Израда техничког цртежа.....	24
6. Закључак.....	29
7. Литература.....	30

У оквиру овог завршног рада кандидат треба да:

- Да опис и поделу механичких преносника,
- Изврши класификацију зупчасто - каишних преносника,
- Изврши прорачун и конструкцију зупчасто каишног преносника млина за камен,
- Прикаже радионичке цртеже зупчасто - каишног преносника.

Препоручена литература:

[1] Б. Стојановић, М. Благојевић: Механички преносници, Факултет инжењерских наука, Крагујевац, 2015.

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

[3] Каталог произвођача зупчастих каишева.

Крагујевац, октобар, 2019

Ментор:

др Блажа Стојановић; ванр. проф.

Резиме

Зупчасти каишни преносници представљају еластичне преноснике снаге. Ови механички преносници су једноставне конструкције и преносе снагу и кретање између вратила. Преносници овог типа се састоје од два (или више) каишника и каиша, који је обавијен око њих. У оквиру рада извршена је подела механичких преносника снаге, са посебним освртом на зубчасте каишне преноснике.

У теоријским основама објашњени су и приказани различити типови механичких преносника, извршена њихова подела, објашњена метода затезања, дат предлог о новим решењима и објашњен избор материјала зубчастих каишева, како они представљају централни део рада.

У поглављу прорачуна и конструкције укратко је дат опис радне машине млина за камен за коју се ради прорачун зубчастог каиша и дати су параметри машине који су коришћени као улазни подаци за извршени прорачун.

На крају рада извршена је израда техничке документације, на основу прорачуна који је приказан претходно у раду.

Кључне речи: механички преносници, млин за камен, каиш, зубасто – каишни преносник

Summary

Timing belt transmissions are flexible power transmissions. This mechanical transmissions are simple construction and transmit power and motion between shafts. Transmissions of this type consist of two (or more) pulleys and belt that is enveloped around them. In the framework this division of mechanical power transmission, with a special emphasis on timing belt transmissions.

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, proposed new solutions and explained the choice of timing belt materials as they are a central part of the work.

In calculation and construction chapter brief description of the stone mill is given for which calculation of the timing belt is performed and parameters of the machine that are used as the input data for performed calculations.

At the end of the work the preparation of technical documentation was made, based on the calculation presents earlier in the work.

Keywords: mechanical transmissions, stone mill, belt, timing belt

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

Стеван Јанковић 1/2013

1. Увод

Погонски системи имају веома значајну улогу у машинској индустрији. Захваљујући веома обимним истраживањима и искуствима, данас је могуће извршити оптимални избор погонске машине као и начин њеног прилагођавања радној машини. Зато је неопходно изузетно добро познавање конструкционих карактеристика погонских елемената. У савременом машинству у употреби су различите врсте погона: механички, електрични, топлотни, хидраулични, пнеуматски као и њихове различите комбинације. За правилан избор погонске машине потребно је добро познавати утицај појединих погонских елемената на преносне величине. Свакако, у обзир треба узети захтеве који се односе на начин управљања и регулације. Пренос механичке енергије од погонске до радне машине врши се посредством трансмисионих вратила, спојнице и преносника. За разлику од трансмисионих вратила и спојница, преносницима је могуће вршити и трансформацију броја обртаја, обртног момента, а понекада и смера обртања. Радне машине у главном раде при нижем броју обртаја у односу на погонске, при чему захтевају знатно веће вредности обртних момената. У случају да се користи спороходна погонска машина која већ има обртни момент и број обртаја 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. Такође, понекад је неопходно једном погонском машином погонити више радних машина. Код неких погона код транспортних система, положај оса вратила погонске и радне машине се мења у току експлоатације, као и њихово међусобно растојање. У неким случајевима неопходна је и промена броја обртаја радне машине у самом процесу експлоатације. Из наведених разлога преносници имају изузетно велику примену у савременој машиноградњи [1].

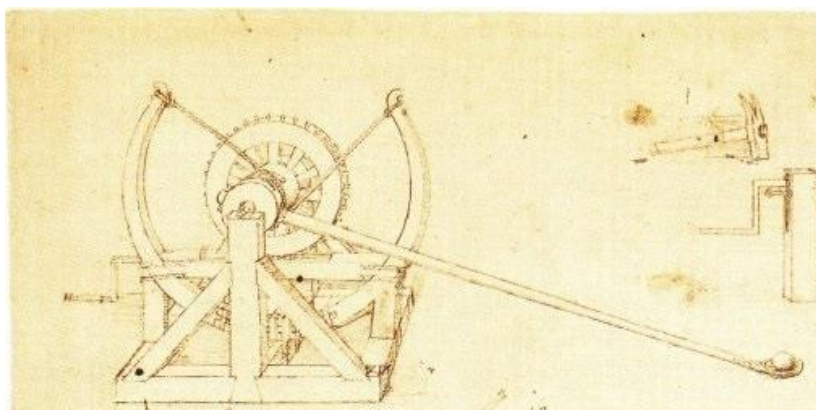
1.1 Историјски развој механичких преносника

Развој механичких преносника текао је упоредно са развојем машинства и индустрије. Елементи првих преносника пронађени су у Кини, Индији, Месопотамији и Египту. Били си израђени од дрвета (сл. 1). Коришћени су код: уређаја за наводнавање, млинова, механизма врата на храмовима и пећинама, уређаја за подизање терета... Први писани трагови о зупчаницима потичу још из старе Грчке и Рима. Први зупчаник се вероватно појавио око 350 год. п.н.е. Архимед се сматра стварним оснивачем механике [1].



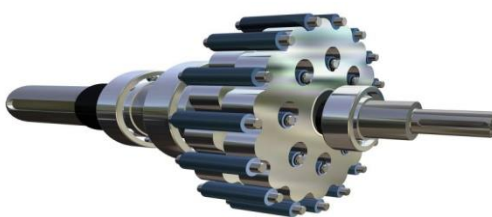
Сл. 1 – Дрвени зупчаник [2]

Обзиром да је живео у доба ратова, његови изуми су углавном имали војну примену (катапулт). Код Архимедовог витла у првом степену преноса користи се пужни пар, Ктесибус је око 150 год п.н.е. применио зупчанике код воденог часовника. На тројановом стубу подигнутом у Риму око 114 год. налазе се угравирани зупчаници. Један од најблиставијих умова савремене цивилизације је свакако италијански сликар, вајар, архитекта, инжењер и проналазач Леонардо Да Винчи. Обележио је доба ренесансе својим генијалним ремек делима. Његове скице (сл. 2) зупчастих преносника, кранова, транспортних система, хеликоптера, пољомашина, навојних преносника, спојница, кочница, подизача, опруга, мерних уређаја, бродова, алатних машина претеча су највећих достигнућа савременог доба [1].



Сл. 2 – Скица катапулта [3]

Прву парну машину направио је енглески инжењер Томас Савери. Била је намењена испумпавању воде из поплавлених рудника, али никада није употребљена у пракси. Други енглески инжењер Томас Њукамен је 1712 год. саградио такође исту машину као Савери, иако је трошила велике количине угља успешно је коришћена у рудницима. Џејмс Ват, шкотски инжењер знатно је усавршио постојећа решења парне машине и своју верзују патентирао 1769 год. Нова парна машина је била основни покретач прве индустријске револуције у Великој Британији тако и у свету. У себи је садржала и планетарни преносник. Планетарни зупчаник се уз помоћ ремена окретао двоструко већим бројем обртаја у односу на број обртаја курбле. Франц Ролекс је у својој књизи „Теоријска кинематика“ је описао најједноставнији планетарни преносник који се састоји од једног сателита и који се обрће око централног зупчаника. Индустрија механичких преносника је у 20 и 21 веку доживела праву експанзију, као продукт тога настали су таласни и циклоредуктори (сл. 3) [1].



Сл. 3 – Циклоредуктор [4]

2. Механички преносници

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 преносника и радна машина чине целину, нпр. код моторних возила, локомотива, авиона и сл. Блок шема ове ситуације дата је на слици (сл. 4).



Сл. 4 – Шема постављања механичког преносника

У техници уопштено, као и у машинству преносници се могу поделити на више аспеката. Према начину преноса обртног момента могу се поделити на [5]:

- механички преносници – пренос момента механичким путем на два начина трењем и обликом (посредно и непосредно),
- хидраулични преносници – пренос момента уз помоћ течности,
- пнеуматски преносници – пренос момента уз помоћ гасова.

Према променљивости преносног односа разликују се преносници [1]:

- са константним преносним односом и
- са променљивим преносним односом.

Према томе да ли доминира пренос снаге и кретања или само кретања разликују се [1]:

- преносници снаге и
- преносници кретања.

Увођење преносника као посредника између погонске и радне машине диктирано је условима рада како радне тако и погонске машине. На првом месту, потребна угаона брзина радне машине врло ретко одговара најпогоднијој угаоној брзини погонске машине (обично је много мања).

Чест је случај да угаону брзину главних делова радне машине треба мењати независно од угаоне брзине погонске машине, јер промена угаоне брзине погонске машине у ширим границама или је врло неекономично или чак и немогуће.

Погонске машине имају обично константну или приближно константну угаону брзину, уз константан обртни моменат. Веће смањење минутног броја обрта код погонске машине у већини случајева доводи и до смањења обртног момента, што је врло неповољно за радну машину, јер она захтева велике обртне моменте при малим брзинама. Бројеви обртаја погонских машина обично су велики, а обртни momenti мали, дакле одређена снага постиже се великим угаоним брзинама а малим обртним моментима.

Радна машина захтева у већини случајева мале бројеве обртаја, а велике обртне моменте, и то било у току режима рада, било само у извесним периодима. Преносници омогућују грађење погонских машина са великим бројевима обрта а малим обртним моментима, јер они врше повећање обртног момента на рачун смањења угаоне брзине.

Брзоходна погонска машина заједно са преносником има мање димензије и мању тежину него спороходно погонска машина употребљива без преносника. Преносником се у извесним случајевима савлађује и растојање између радне и погонске машине, ако је из неких разлога потребно радну машину удаљити од погонске.

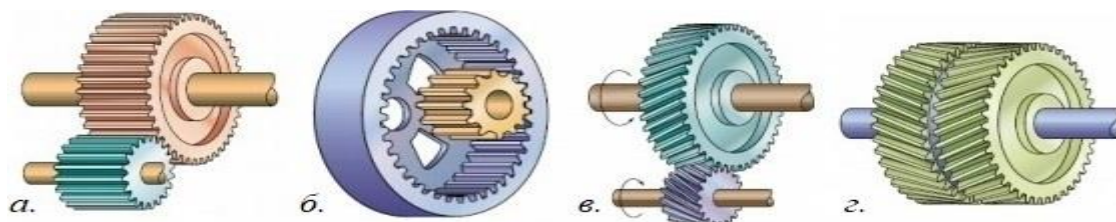
Код механичких преносника механичка енергија се преноси преко механичких делова, међусобним додиривањима. Механички преносници могу преносити енергију односно мењати обртни момент и угаону брзину било пријањањем, било зупцима, и то или непосредном додиривањем погонског или гоњеног елемента, било преко посредника.

Главни типови механичких преносника су [5]:

1. фрикциони преносници,
2. каишни преносници,
3. ланчани преносници и
4. зупчасти преносници.

Фрикциони пренос на сваком вратилу има чврсто заглављен по један фрикциони точак који се међусобно додирују и притискују. Код ових преносника услед међусобног притискавања 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 пренос се примењује за преноснике чија се вратила секу или су паралелна, за претварања обртног момента кретања у праволинијско или за претварања обртног кретања у завојно. Ови преноси могу да се израђују са чврстим фрикционим телима и са елементима еластичне везе [6]. Најчешће се користе као редуктори или као варијатори брзина. У случају тврдог спаривања фрикционих тела може се појавити и већа бука [6].

Зупчасти пренос има, на сваком вратилу чврсто наглављен по један зупчаник, чији зупци су међусобно спрегнути. Обима сила се преноси принудно притискивањем зубаца једног зупчаника на зубце другог зупчаника. Најраспрострањенији механички преносници су управо зупчасти преносници. Они се примењују за широко поље оптерећења и дијапазон брзина. Преношење снага врши се готово без губитака, имају дуг век трајања и велику сигурност погона. Дозвољавају преоптерећења, не захтевају велике трошкове одржавања, а стални преносни однос не зависи од 3 величине оптерећења. Ови преносници се користе за рад између вратила која су паралелна, која се секу, и вратила која се мимоилазе (сл. 5) [6].



Сл. 5 – а. Прави зупци (спољно озубљење), б. Прави зупци (унутрашње озубљење), в. Коси зупци, г. Стреласта зупци [6]

Каишни пренос на сваком вратилу има чврсто наглављен по један каишник, преко којих је претегнут каиш тако да се међусобно додирују и притискају (сл. 6). Величина обимне силе коју треба пренети трењем од каишника на каиш и обратно, једнака је разлици сила која се јављају при раду у радном и слободном огранку ремена. Преноси каишем се примењују за већа осна растојања, како за паралелна тако и за мимоилазна вратила. Једноставне су израде, пригушују вибрације, омогућавају еластичан пријем удараца погонске машине, а са друге стране великих су габарита, јавља се клизање и веће оптерећење вратила и ослонаца. Код вишеременског клинастог преноса постоје могућности преноса великих снага, али постоје проблеми расподеле оптерећења по ширини [6].



Сл. 6 – а. Пљоснати каиш, б. Трапезни каиш, в. Зупчасти каиш [6]

Ланчани пренос има, на сваком вратилу чврсто наглављен по једна ланчаник, преко којих је постављен одговарајући ланац тако да се међусобно спрежу (сл. 7). Величина обимне силе се преноси принудно, притискивањем зубаца ланчаника на делове ланца и обратно. Преноси ланцем се примењују за већа осна растојања и за паралелна вратила, као и за преносне односе $6 \dots 8(10)$ [6].

Погодни су за пренос на више вратила јер имају мала оптерећења вратила и ослонаца. За разлику од каишних преноса код њих се не јавља клизање, али зато долази до истезања ланца и потребан је посебан уређај за затезање [6].

Код ове врсте преносника постоји могућност развода снаге (више гоњених машина са једним погонским ланцем), једноставни су за монтажу и демонтажу, али имају велики број делова, век им је ограничен хабањем зглобова и потребно је подмазивање и заштита од лоших околних услова [6].



Сл. 7 – Приказ спрежања ланца и ланчаника [6]

Преносници могу бити једностепени и вишестепени.

Посматрајући преносник као целину, разликују се погонско или улазно вратило и гоњено или излазно вратило. Погонско вратило је оно вратило преко кога је преносник везан за погонску машину. Гоњено или излазно вратило је оно вратило преко кога је преносник везан за радну машину.

Према међусобном положају оса улазног и излазног вратила, преносници могу бити са паралелним, укрштеним и мимоилазним осама вратила. Паралелне осе улазног и излазног вратила преносника могу бити у хоризонталној и вертикалној или косој равни.

Осим тога, поред преносника са једним улазним и једним излазним вратилом, постоје и преносници са више улазних и више излазних вратила.

Главне карактеристике преносника [1-5]

С обзиром на функцију преносника да пренесе кретање, код преносника код којих се преноси обртно кретање, снага се израчунава као $P = T \cdot \omega$. На основу овог израза следи да је обртни момент $T = \frac{P}{\omega}$ (1)

Ако се изрази угаона брзина преко минутног броја вратила $\omega = \frac{\pi n}{30} \text{ s}^{-1}$, (2)

а снага P у kW, добија се израз за одређивање номиналног обртног момента T_n у Nm

Код преносника код којих се преноси праволинијско кретање, снага се израчунава као $P = F \cdot v$. (3)

Радни преносни однос преносника је однос угаоне брзине погонског (улазног) вратила према угаоној брзини (излазног) вратила:

$$i = \frac{\omega_{ul}}{\omega_{iz}} = \frac{n_{ul}}{n_{iz}} \quad (4)$$

Ако је радни преносни однос већи од јединице ($i > 1$) преносник врши смањење броја обрта а повећање обртног момента, идући од улазног ка излазном вратилу, такав преносник назива се редуктор.

Ако је преносни однос ($i < 1$) преносник врши повећање броја обрта а смањивање обртног момента, идући од улазног ка излазном вратилу, такав преносник назива се мултипликатор. Спајањем излазног вратила једног преносника са улазним вратилом другог преносника, преносници се могу комбиновати. У том случају укупни радни преносници однос комбинованог преносника једнак је производу радних преносних односа појединих преносника:

$$i = \frac{n_{ul1}}{n_{iz1}} = \frac{n_{ul1}}{n_{iz1}} \cdot \frac{n_{ul2}}{n_{iz2}} = i_1 \cdot i_2 \quad (5)$$

Обично механички преносници раде само са једним одређеним радним преносним односом, који је са дати преносник непроменљив.

Ако је преносник такве конструкције да омогућава рад са неколико различитих радних преносних односа, који се по жељи могу укључивати, онда се такав преносник назива "мењач брзина". Ако преносник омогућава у току рада континуалну промену радног преносног односа у одређеном интервалу регулисања онда се такав преносник назива варијатор.

Кинематски преносни однос u је однос кинематских пречника великог и малог зупчаника.

$$u = \frac{d_{w2}}{d_{w1}} = \frac{z_1}{z_2} \quad (6)$$

У случају да постоји проклизавање (код фрикционих каишних преносника)

$$i = \frac{u}{\xi_p} \quad (7)$$

где је ξ_p фактор проклизавања

У случају да не постоји могућност проклизавања (зупчасти и зупчasto каишни преносници): $i = u$

3. Зупчасто каишни преносници

Зупчасти каиш преноси обртни момент обликом. Са унутрашње стране зупчасти каишеви имају равномерно распоређене зупце у чија међузубља долазе зупци каишника и на тај начин спрезањем се остварује веза каиша са каишником и преноси обртни момент. Сам каиш се састоји из вучног дела који чини по целој ширини каиша распоређена арматура од челичне жице, обложена синтетичким каучуком или полиуретаном. Са унутрашње стране зупци су заштићени тканином од полиамида, а по облику могу бити трапезни или приближно полукружни. Зупци полукружног облика имају повољнију расподелу оптерећења, па се користе за пренос већих обртних момената код мањих угаоних брзина. За случај да се спрезање врши са обе стране каиша при наизменичном обавијању око каиша, израђују се каишеви са зупцима са обе стране.

У односу на плоснате и трапезасте каишеве, зупчасти каишеви имају знатне предности али и недостатке. Предности су тачан кинематски однос ($i=\text{const}$), врло висок степен искоришћења ($\eta=0,99$) мање оптерећење вратила и ослонца. Могуће је и пренос снаге на већи број вратила истовремено. Недостатци су скупља израда, осетљивост на продор страних тела, нешто су бучнији и осетљивији на преоптерећења, па може да дође до прескакања зубаца каиша и каишника. Да би се спречило спадање каиша са озубљеног каишника, постављају се најмање два гранична прстена за вођење и то наизменично на оба каишника по један, или само на малом каишнику али са обе стране.

Главне предности зупчастих каишева [1]:

- мало клизање,
- константна брзина,
- јефтино одржавање (јер не долази до додиривања метала па самим тим нема потребе за подмазивањем),
- могућност преношења већих снага до 400 kW,
- мало оптерећење лежаја вратила,
- широк опсег брзина (од 0,5 m/s до 70 m/s),
- компактност конструкције,
- могућност преношења снаге на већи број вратила истовремено,
- мало загревање,
- миран рад у периоду уходавања,
- мала маса конструкције,
- сталан кинематски преносни однос,
- низак ниво шума,
- висок степен искоришћења.

Док су недостаци [1]:

- скупа израда,
- осетљивост на продор страних тела,
- могућност прскања каиша.

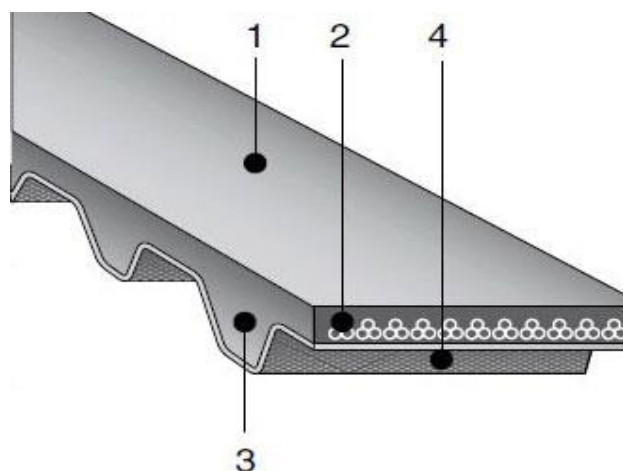
3.1 Историјат зупчастих каишних преносника [1]

Зупчасти каишни преносник је млад преносник који је конструисан од стране инжењера Ричарда Кејса 1946 године, где је имао основну намену за машину за шивење. Док је прва фабрика у производњи ове врсте каишева била америчка фабрика Uniroyal, која их је производила од каучука.

Током 20-тог века зупчасти каишеви почињу да се праве и у Европи и тако почиње прва примена у аутомобилској индустрији. А премијеру је доживео на сајму у Франкфурту 1961. год. а масовна примена је кренула у шездесетим и седамдесетим годинама на фијатовим и фолцвагеновим моделима.

3.2 Делови зупчастог каиша (сл. 8) [5]:

- **леђна површина (1)**
(прави се изједна са зупцима и затвара намотано уже. Задатак је да штити вучни елемент),
- **вучни елемент (2)**
(основни елемент који је у ствари намотано уже одређеног корака које преноси снагу),
- **зубци (3)**
(део каиша који захтева највећу прецизност приликом израде, а оптерећен је на смицање),
- **омотач (4)**
(прекрива зупце и повећава им отпорност на хабање).



Сл. 8 – Делови зупчастог каиша [2]

3.3 Подела зупчастих каишева

Према намени [7]:

- **за енергетске машине**
(бесконачни каишеви са спиралним вучним елементом, користе се за пренос снаге између вратила),
- **каишеви за трансмисије**
(користе се за реализацију линеарног померања а вучни елементи су им распоређени паралелно са бочним ивицама),
- **специјални каишеви**
(користе се за специјалне услове).

Према технологији израде [7]:

- **добијени ливењем под притиском**
(овакви каишеви се састоје из две компоненте и оптерећени су на истезање),
- **добијени вулканизацијом**
(израђују се са вучним елементом који је затворен у тело каиша, овај састав треба да буде чврст као и мали коефицијент трења између зуба),
- **добијени еструдирањем**
(у овом случају се добијају одсеци каиша чији се крајеви могу спајати међу собом и при томе се може добити каиш било које дужине).

Према мерним јединицама [7]:

Зупчасти каишеви су дати у две димензије: милиметри и инчи
Обе врсте каишева нису компатибилне између себе.

Према врсти материјала [7]:

Најчешћи коришћени материјали: природни каучук, неопрен, полиуретан.

Већина ових зупчастих каишева се прави у двостраној конструкцији, са зупцима са обе стране каиша.

Према положају оса [5]:

- отворени каишни преносник,
- укрштени каишни преносник,
- полуукрштени каишни преносник,
- степенасти каишни преносник,
- итд.

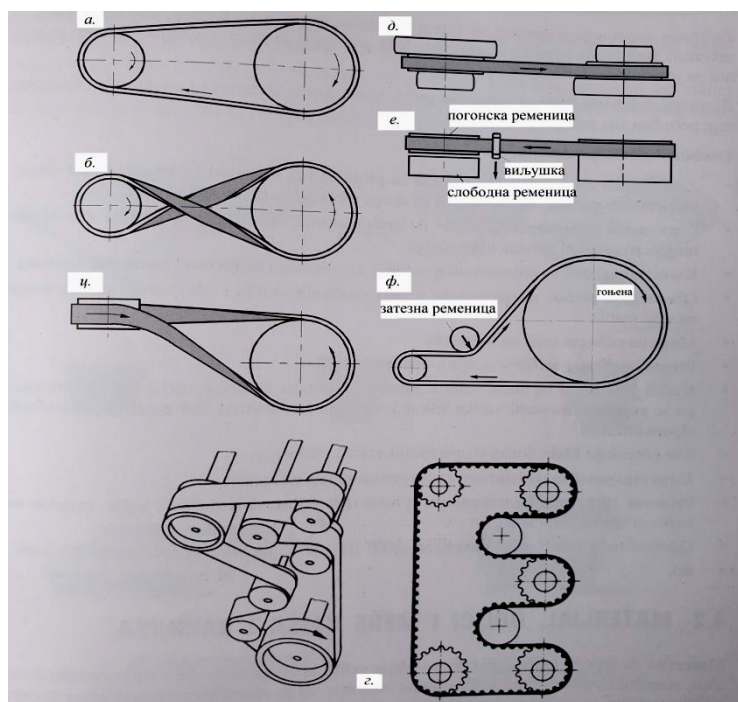
Отворени каишни преносници (сл. 9а и ф), користе се за остваривање истих смерова обртања погонског и гоњеног вратила. Могу бити хоризонтално, косо, и вертикално постављени, а осе вратила су међусобно паралелне [5].

Код укрштених каишних преносника (сл. 9б) остварују се супротни смерови обртања погонског и гоњеног вратила. Обвојни углови су веће вредности. Каиш се брже троши због повећаног трења, савијања и увијања. Каиш укрштених каишних преносника има мању ширину. Укрштени каишни преносници се примењују за мања осна растојања и мање брзине [5].

Полуукрштени каишни преносник се примењује када се осе погонског и гоњеног вратила мимоилазе. При распореду каишника 1 и 2 (сл. 9ц) потребно је да средња линија наилазног огранка каиша лежи средњој равни каишника (у супротном, каиш може већ на почетку рада да спадне са каишника) [5].

Код степенастог каишног преносника (сл. 9д) каишници су степенастог облика (као да је каишник састављен од више каишника различитих пречника). Основна намена им је промена преносног односа односно броја обртаја гоњеног вратила. То се постиже пребацивањем каиша са једног пара каишника на други (са једне степенице на другу). При томе мора бити испуњен услов да се каишем исте дужине могу обухватити сви парови каишника [5].

Вишеструки каишни преносник обезбеђује истовремени пренос снаге и кретања са једног погонског на више гоњених вратила (сл. 9г) [5].



Сл. 9 – Врсте каишних преносника [5]

а. отворени, б. укрштени, в. полуукрштени, д. степенести, е. са погонским и слободним каишником, ф. са затезним каишником, г. вишеструки

Према облику профила зубаца [5]:

- Трапезни,
- Полукружни (криволинијски),
- Полукружни са равним врхом,
- Троугласти
- Каиш са оптимизовано заобљеним профилем итд.

3.4 Затезање каиша [5]

Остварује се:

- сопственом тежином,
- помоћу котура затезача,
- зглобним ослањањем мотора,
- еластичним издужењем каиша,
- итд.

Затезањем каиша обезбеђује се сила притиска на додиру каиша и каишника, а тиме и потребна вредност силе трења за пренос снаге.

Затезање сопственом тежином, могуће само код великих међуосних растојања ($a \geq 5 \text{ m}$) јер тада каиш (због велике дужине) има велику тежину.

Затезање каиша помоћу котура затезача се често примењује. Котур се поставља са спољашње стране каиша и затеже га. Сила притиска се остварује уз помоћ тега, опруге и др.

Зглобним ослањањем мотора, на чијем се вратилу налази мали каишник, затезање каиша се остварује реактивним обртним моментом. Сила притезања је пропорционална обртном моменту па је остварена аутоматска регулација.

Еластично издужење каиша се остварује повећањем основног растојања и на тај начин се остварује потребна сила притезања.

3.5 Иновативна решења зупчастих каишева [7]

Временом је долазило до промене носивости, смањењу шума и продужењу радног века каиша. Значи да се временом долазило до промене каишева, тачније облика зубаца и употребом нових материјала у самом процесу израде.

Савремени каишеви се састоје из две компоненте полиуретана и вучног елемента. Тиме је добијено да каишеви имају високу чврстоћу на смицање а мало еластично издужење.

Према облику профила разликујемо следеће зупчасте каишеве [1]:

- АТП зупчасти каишеви,
- БАТ зупчасти каишеви са кривим зупцима,
- АТ зупчасти каишеви,
- Т зупчасти каишеви,
- СФАТ зупчасти каишеви са помереним зупцима,
- АТК/ТК комбиновани зупчасти каишеви,
- К тестерасте зупчасти каишеви.

АТП зупчасти каишеви [8]

Захтеви тржишта за побољшање карактеристика, смањењем буке и продуженог радног века каиша довела је до развоја АТП зупчастог каиша 1993 год. (сл. 10). У то време главна пажња је била сконцентрисана на изгледу зуба. Основни концепт новог АТП каиша је био на подели трапезног зуба на два независна носећа зуба.

Огромна предност у карактеристикама је постигнута комбинацијом малог истезања и отпорности на замор затегнутих челичних чланова и полиуретанског материјала.



Сл. 10 – АТП зупчасти каиш [8]

Повећање перформанси за више од 60%, смањење буке за више од 10dbL и продужетак дуговечности су:

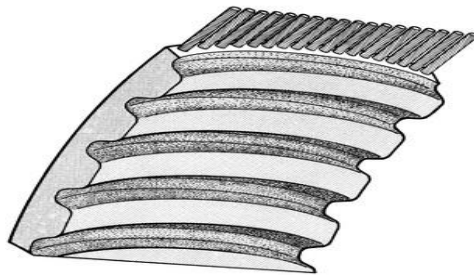
- површина зуба се смањује за 70%,
- расподела једнаког оптерећења,
- побољшање распоређене снаге,
- смањен ефекат многоуглова,
- мала конструкцијска ширина,
- оптимална мрежа зуба.

БАТ криви зуби [8]

Као логички исход смањења ширења буке профил је пронађен 1977 године, који је радио без прописаног ефекта многоугаоника (сл. 11). У додатку његових мало бучних особина овај профил нуди самовођење.

Приоритетно коришћење:

- специјални захтеви што се тиче равних кретања,
- ограничен обим у инсталацији,
- транспортни и преносни задаци.



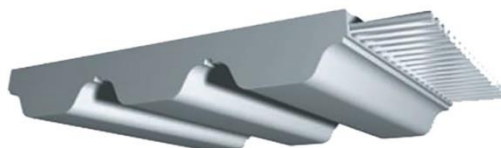
Сл. 11 – БАТ зупчасти каиш са кривим зубима [8]

АТ зупчасти каиш[8]

Даљи развој Т профила резултирао је АТ профил (сл. 12). Ту врсту каишева карактеришу већи зуби који распоређују оптерећење. Користе се код преносника где је потребан прецизан пренос обртног момента, и код преносника са линеарним померањем где је потребно тачно позиционирање. Израђују се са кораком од 3,5,10 и 20 mm.

Предности:

- погодна мрежа зуба,
- јача затегнутост елемената,
- побољшање извршења 50% у односу на Т профил,
- прецизан пренос кретања у вези са синхронизованим ременицама ,
- смањење мрежног судара и потреса.



Сл. 12 – АТ зупчасти каиш [8]

Т зупчасти каиш [8]

Зупчасти каиш са трапезним профилем усаглашен по ДИН - у 7721 односи се на класичне стандардне зупчасте каишеве (сл. 13). Израђује се у двостраној конструкцији.

Коришћење:

- за стандардне трансмисионе задатке,
- трансмисиони задаци са двоструко озубљеним каишем,
- када је у захтеву наглашено високо савијање,
- захтеви са контрасавијањем.

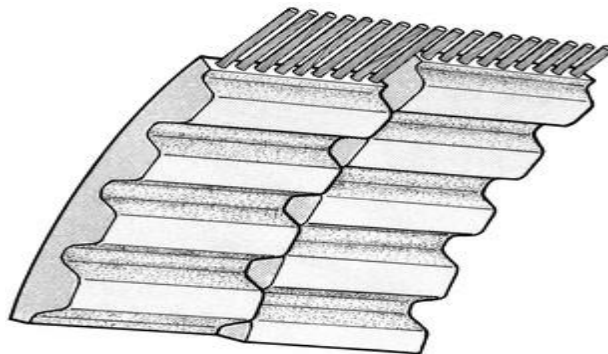


Сл. 13 – Т зупчасти каиш[8]

СФАТ зупчасти каиш [8]

АТ профил са метарским величинама и трапезним зубима са два зупчаста колосека представља СФАТ каиш (сл. 14). Ти зупчасти колосеци су смакнути за половину величине зуба и међусобно су повезани. У комбинацији са пропратним ременицама самовођење ће чинити да каиш иде равномерно. Не захтевају фланшу на ременици.

Суштина код оваквих каишева је да не производе велику буку



Сл. 14 – СФАТ зупчасти каиш [8]

АТК/ТК комбиновани зупчасти каишеви [8]

Самовођени каиш је комбинована конструкција синхронизованог каиша и клинастог каиша са карактеристикама праволинијског кретања (сл. 15). Оваква конструкција каишева не захтева употребу обдних прстенова код зупчастих каишника. Израђује се само са кораком од 10 mm.

Коришћење:

- где се тражи велика периферна сила,
- кретање по ременици без фланшне.



Сл. 15 – АТК/ТК зупчасти каиш [8]

К тестерасти зупчасти каишеви [8]

Засечен профил са метарским величинама (сл. 16). Угао профила је 70%. Израђује се са корацима 1 mm и 1,5 mm. Користи се код механичке технологије која захтева мале димензије (штампач, фотоапарат, радио и видео уређаји).

Особине:

- мала маса,
- велика отпорност на хабање,
- велика флексибилност,
- добра отпорност на уља,
- јефтино одржавање.



Сл. 16 – К зупчасти каиш [8]

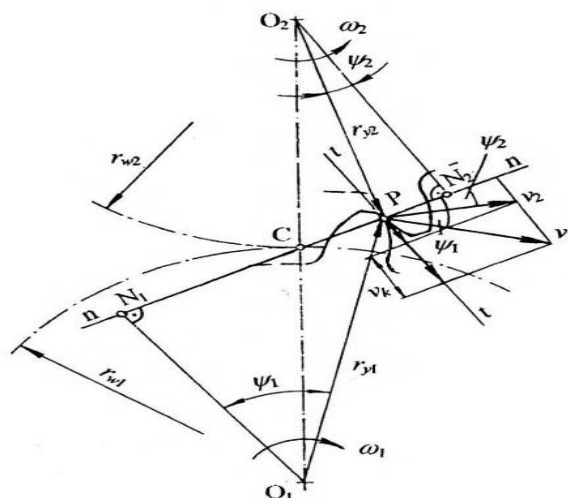
3.6 Избор оптималних материјала [9]

За израду каишника може се користити велики број различитих материјала почев од сивог лива, челичног лива, нодуларног лива преко конструкционих и побољшаних челика па све до челика за цементацију и нитрирање. Основни критеријуми за избор материјала за каишнике су механичке карактеристике, пре свих динамичке издржљивости бокова и подножија зубаца и тврдоћа зубаца, могућности и трошкови израде, цена и могућност набавке, итд.

Општа тенденција за што мањим мерама каишних парова, што даје читав низ позитивних ефеката довела је до широке примене челика за цементацију. Каишници већих мера се брусе после цементације, а каишници мањих мера (до 120 mm) се обрађују љуштењем (бријањем) и не брусе се после термичке обраде. Мању примену имају каишници каљени загревањем индукцијом или пламеном због великог расипања карактеристика. Примена нитрираних челика је рационална ако се обезбеди висок квалитет материјала, механичке и термичке обраде. Због мале дебљине отворднутог слоја каишници од ових челика се не брусе.

3.7 Основни закон спрезања [5]

Основни закон спрезања дефинише међусобну зависност спрегнутих профила и услове које треба задовољити да преносни однос u буде константан у току додира зубаца. Бокови зубаца су тако обликовани да, при међусобном котрљању кинематских кругова, пренос обртног кретања буде равномеран и континуалан. Ако је $u = \text{const}$, то значи да нема убрзавања или успоравања гоњеног зупчаника при равномерном обртању погонског. Да би овај основни кинематички услов био испуњен, нормала, повучена на тангенту у тренутној тачки додира спрегнутих профила, мора да пролази кроз кинематски пол. С друге стране, нормала у тренутној тачки додира профила сече праву која спаја осе обртања зупчаника (сл. 17). Овај услов представља основни закон спрезања [5].



Сл. 17 – Основни закон спрезања [5]

4. Прорачун и конструкција зупчастог каиша млина за камен

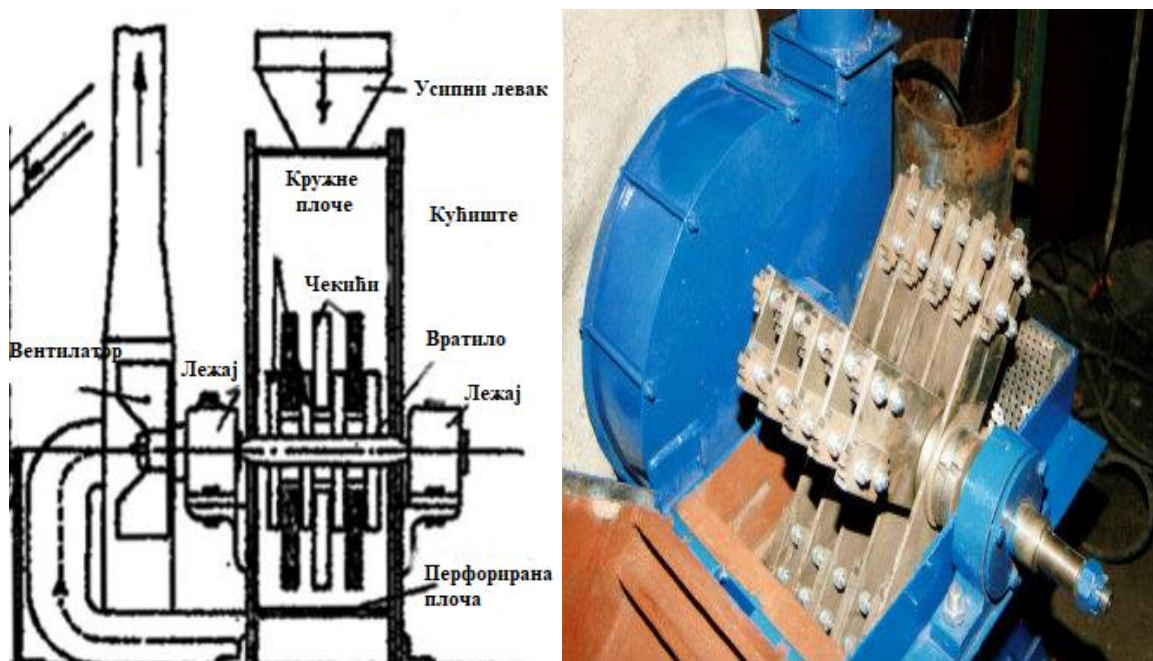
4.1 Опис млина за камен

Ударни млинови или дробилице су уређаји за уситњавање најчешће камена, али и свих осталих дробљивих материјала. Део за дробљење се састоји од ротора са ударним гредама или са зглобно везаним чекићима и од статора. Уситњавање се врши ударом греде или чекића ротора о материјал, те ударом материјала о облоге статора. У овом случају у питању је млин за камен са зглобно везаним чекићима (сл. 18). Састав и гранулација материјала на излазу се регулише у зависности о захтева процеса [10].



Сл. 18 – Приказ млина за камен са зглобно везаним чекићима [11]

Млинови са чекићима се користе као секундарне и терцијарне дробилице за дробљење средње тврдых материјала (кречњак, шљака, угаљ, итд...). На ротору су зглобно везани чекићи којима се врши дробљење. Горњи део статора је потпуно обложен материјалима отпорним на хабање и чини комору за дробљење (сл. 19). Доњи део статора се састоји од лучно распоређених ростова и зазором између њих се контролише излазна гранулација. Материјал који доспе у млин бива почетно уситњен у горњем делу млина. Сви комади материјала који не могу да прођу ростова бивају поново уситњени све док се њихова величина не умањи довољно. То као последица има изузетно мали проценат надзрна али и веће учешће ситнијих зрна у излазном материјалу [11].



Сл. 19 – Приказ горњег и доњег дела статора [10]

На доњем делу налази се рупичаста (периферна) плоча кроз коју уситњене честице пропадају након што има је величина довољно смањена. Неки чекићари су снабдевени уређајима за пнеуматски транспорт (вентилатор), помоћу ког се уситњене честице пребацују на одговарајућу висину. При пнеуматском транспорту самлевен материјал се хлади што побољшава рад чекића. [11]

Одлике млинова чекићара [10]:

- лака промена смера окретања ротора омогућује максимално искоришћење чекића,
- омогућено аутоматско управљање радом и подмазивање лежачева,
- лака и сигурна замена сита,
- уградња магнета и хватача камена,
- уградња дозатора у зависности од материјала за млевење,
- подесив систем нивелисања машине.

4.2 Прорачун зупчастог каиша млина за камен

Погонску групу млина за камен чине електро мотор снаге 4 kW, број обртаја електро мотора 1400 min^{-1} и зупчasto каишни преносник преносног односа $i=2.15$, осног растојања 610 mm.

Улазни параметри за прорачун зупчастог каишног преносника млина за камен су следећи параметри који су у ствари радне карактеристике:

Електро мотор: 4 kW

Број обртаја: 1400

Пречник гоњеног зупчаника: 100 mm

Пречник погонског зупчаника: 215 mm

Осно растојање: 610 mm

Преносни однос: $i = 2,15$

На основу улазних података усваја се каиш Т10 са следећим подацима:

$$p = 10 \text{ mm}$$

$$m = 3,183 \text{ mm}$$

$$h = 2,5 \text{ mm}$$

$$c = 0,42 \text{ mm}$$

$$F_n = 720 \text{ N/cm}$$

$$z_1 = z_2 \cdot i = 20 \cdot 2,15 = 43$$

$$\text{Усваја се } z_2 = 20$$

- Подеони пречници:

$$d_{w1} = m \cdot z_1 = 3,183 \cdot 20 = 63,66 \text{ mm}$$

$$d_{w2} = m \cdot z_2 = 3,183 \cdot 43 = 136,869 \text{ mm}$$

- Темени пречници:

$$d_{a1} = d_{w1} - 2c = 63,66 - 2 \cdot 0,92 = 61,82 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = d_{w2} - 2c = 136,869 - 2 \cdot 0,92 = 135,029 \text{ mm}$$

- Подножни пречници:

$$d_{f1} = d_{w1} - 2h = 63,66 - 2 \cdot 2,5 = 58,66 \text{ mm}$$

$$d_{f2} = d_{w2} - 2h = 136,869 - 2 \cdot 2,5 = 131,869 \text{ mm}$$

- Приближна вредност осног растојања:

$$\alpha = (0,5 \div 2) \cdot (d_{w1} + d_{w2}) = 0,5 \cdot (63,66 + 136,869) = 200,529 \text{ mm}$$

- Рачунска дужина каиша:

$$L_{wr} = 2\alpha \cdot \cos\alpha + \frac{p}{2}(z_1 + z_2) + \frac{p \cdot \alpha}{180}(z_2 - z_1) = 2 \cdot 644,936 \cdot \cos 3,4402^\circ + \frac{10}{2}(20 + 43) + \frac{10 \cdot 3,4402^\circ}{180}(43 - 20) = 1537,1968 \text{ mm}$$

- Обвојни угао:

$$\alpha = \arcsin \frac{d_{w2} - d_{w1}}{2\alpha} = \arcsin \frac{136,869 - 63,66}{2 \cdot 644,936} = 3,4402^\circ$$

- Рачунски број зубаца каиша:

$$Z_{kr} = \frac{L_{wr}}{p} = \frac{1537,1968}{10} = 153,719 \rightarrow \text{усвајам } Z_{kr} = 161$$

- Стварна дужина каиша:

$$L_w = z_k \cdot p = 161 \cdot 10 = 1610 \text{ mm}$$

- Стварна вредност осног растојања:

$$\alpha = 0,25 \left[L_w - \frac{p}{2}(z_1 + z_2) + \sqrt{\left(L_w - \frac{p}{2}(z_1 + z_2) \right)^2 - 2 \cdot \left(\frac{p}{2}(z_2 - z_1) \right)^2} \right] = 0,25 \cdot \left[1610 - \frac{10}{2}(20 + 43) + \sqrt{\left(1610 - \frac{10}{2}(20 + 43) \right)^2 - 2 \cdot \left(\frac{10}{2}(43 - 20) \right)^2} \right] = 644,936 \text{ mm}$$

Ширина каиша:

- Број зубаца у спреси:

$$z_0 = z_1 \cdot \frac{\beta_1}{2\pi} = 20 \cdot \frac{173,1196^\circ}{2 \cdot 3,14} = 9,617 \rightarrow \text{усвајам } z_0 = 10$$

$$\beta_1 = 180 - 2\alpha = 180 - 2 \cdot 3,4402^\circ = 173,1196^\circ$$

- Потребна ширина каиша:

$$b = \frac{P_{em} \cdot C_A}{z_0 \cdot P_n} = \frac{4 \cdot 2}{10 \cdot 103,08} = 7,76 \text{ cm}$$

Где је:

$C_A = 2$ – фактор радних услова

$P_n = 103,08 \text{ W/cm}$ – једначина носивости каиша

Усвојено $\rightarrow b = 100 \text{ mm}$

Провера дозвољене затезне силе:

- Обимна брзина

$$v = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_1}{60} = \frac{3,14 \cdot 63,66 \cdot 1400}{60 \cdot 1000} = 4,664 \text{ m/s}$$

где је $n_1 = n_{em} = 1400 \text{ min}^{-1}$

- Обимна сила:

$$F_t = \frac{P_{em}}{v} = \frac{4 \cdot 10^2}{4,664} = 85,76 \text{ N}$$

Дозвољена сила затезања каиша:

$$F_{doz} = \frac{F_n \cdot b}{C_A} = \frac{720 \cdot 10}{2} = 3600 \text{ N} > F_t = 85,76 \text{ N}$$

Код широких каишева долази до дејства радијалне, центрифугалне силе и ваздуха. Што доводи до релативног померања каиша у радијалном правцу, при овом померању јављају се трење клизања бочних површина зуба каиша и каишника. Израдом зупчаника са ободним прстеном спречава се померање каиша, а његово хабање се своди на минимум израдом ободног прстена под углом.

На основу експлоатационих услова рада машине, као и прорачуна и препорука зупчасто каишног преносника израда каишника са ободним прстеном је следећа:

Ободни прстен:

$$d_s = d_a + (5 \div 9)$$

$$d_u = d_a - (3 \div 5)$$

$$d_{s1} = d_{a1} + 6 = 61,86 + 6 = 67,86 \text{ mm}$$

$$d_{s2} = d_{a2} + 6 = 135,029 + 5 = 141,029 \text{ mm}$$

На основу прорачунатих пречника за зупчasto каишни преносник следи:

$$d_{u1} = d_{a1} - 5 = 61,86 - 5 = 56,82 \text{ mm}$$

$$d_{u2} = d_{a2} - 5 = 135,029 - 5 = 130,029 \text{ mm}$$

$$e = 1,02 \div 2,1 \rightarrow e = 2$$

$$t = 1,25 \div 3 \rightarrow t = 2$$

Ширина каишника:

$$B = b + (4 \div 9) \rightarrow B = 100 + 6 = 106 \text{ mm}$$

На основу прорачунатих основних димензија неопходних за израду каишника, наредни корак је прорачунати отвор за вратило каишника, за материјал $\check{C} = 45$:

Прорачун вратила:

$$\tau_{D(0)} = (170 \div 240) \text{ MPa}$$

$$\text{Усвајам } \tau_{D(0)} = 200 \text{ MPa}$$

$$\tau_{doz} = \frac{\tau_{D(0)}}{K-S} = \frac{200}{2,5-2} = 400 \text{ MPa}$$

Затим се на основу препорука усваја:

$$K = 2,2 \div 2,6 \rightarrow K = 2,5$$

$$S = 1,5 \div 2,5 \rightarrow S = 2$$

Може се израчунати обртни момент:

$$T_{t1} = F_t \cdot \frac{d_{w1}}{2} = 85,76 \cdot \frac{63,66}{2} = 2729,74 \text{ N}$$

$$T_{t1} = F_t \cdot \frac{d_{w2}}{2} = 85,76 \cdot \frac{136,869}{2} = 5868,94 \text{ N}$$

На основу прорачунатих неопходних величина, врши се прорачун пречника вратила:

$$d_{i1} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_{t1}}{\pi \cdot \tau_{doz}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2729,74}{3,14 \cdot 400}} = 3,264 \text{ mm}$$

$$d_{i2} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_{t2}}{\pi \cdot \tau_{doz}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 5868,94}{3,14 \cdot 400}} = 4,212 \text{ mm}$$

$$d_{vr1} = d_{i1} + t = 3,264 + 2 = 5,264 \text{ mm}$$

$$d_{vr2} = d_{i2} + t = 4,212 + 2 = 6,212 \text{ mm}$$

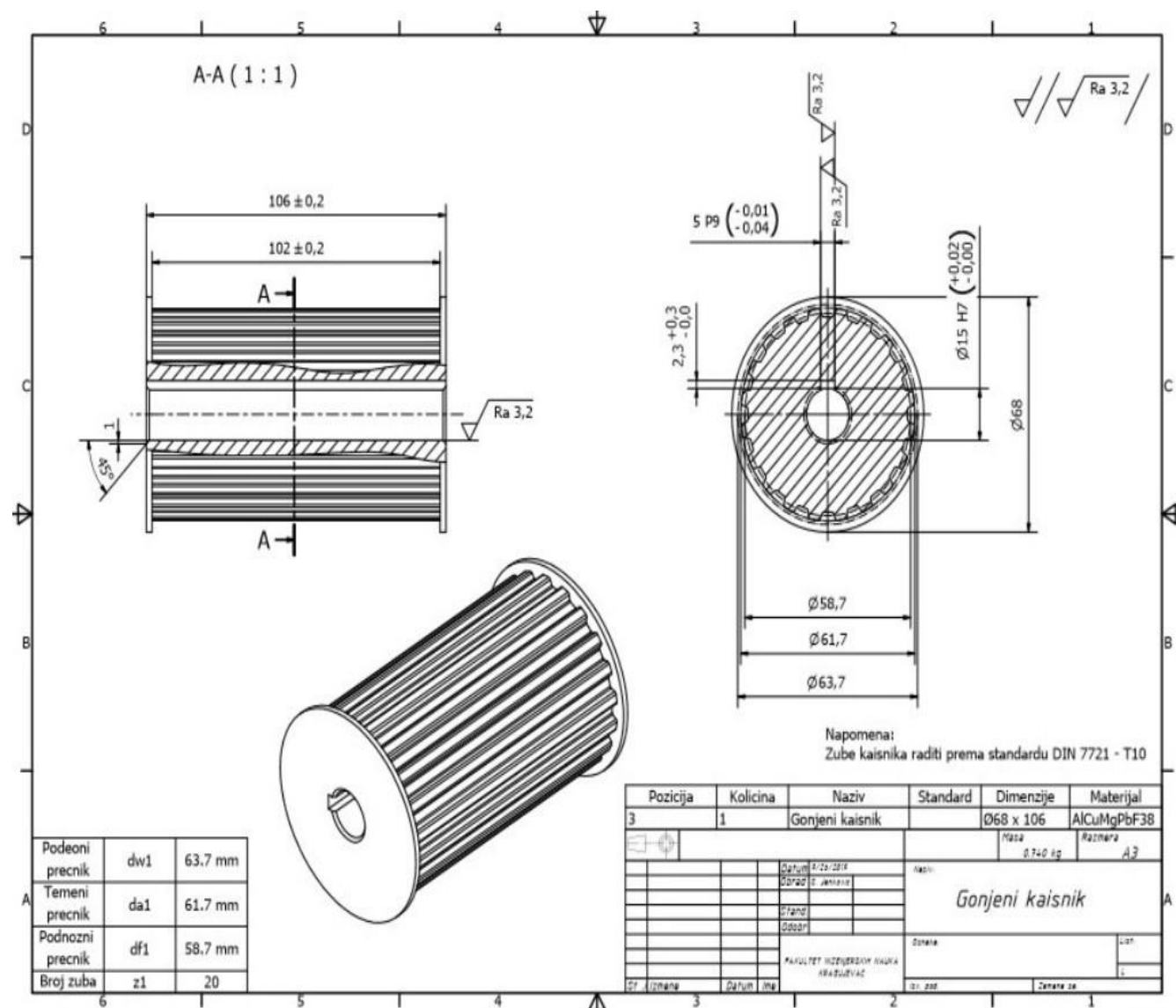
Пречници вратила се усвајају 15 mm.

5. Израда техничких цртежа

У датом поглављу приказани су технички цртежи:

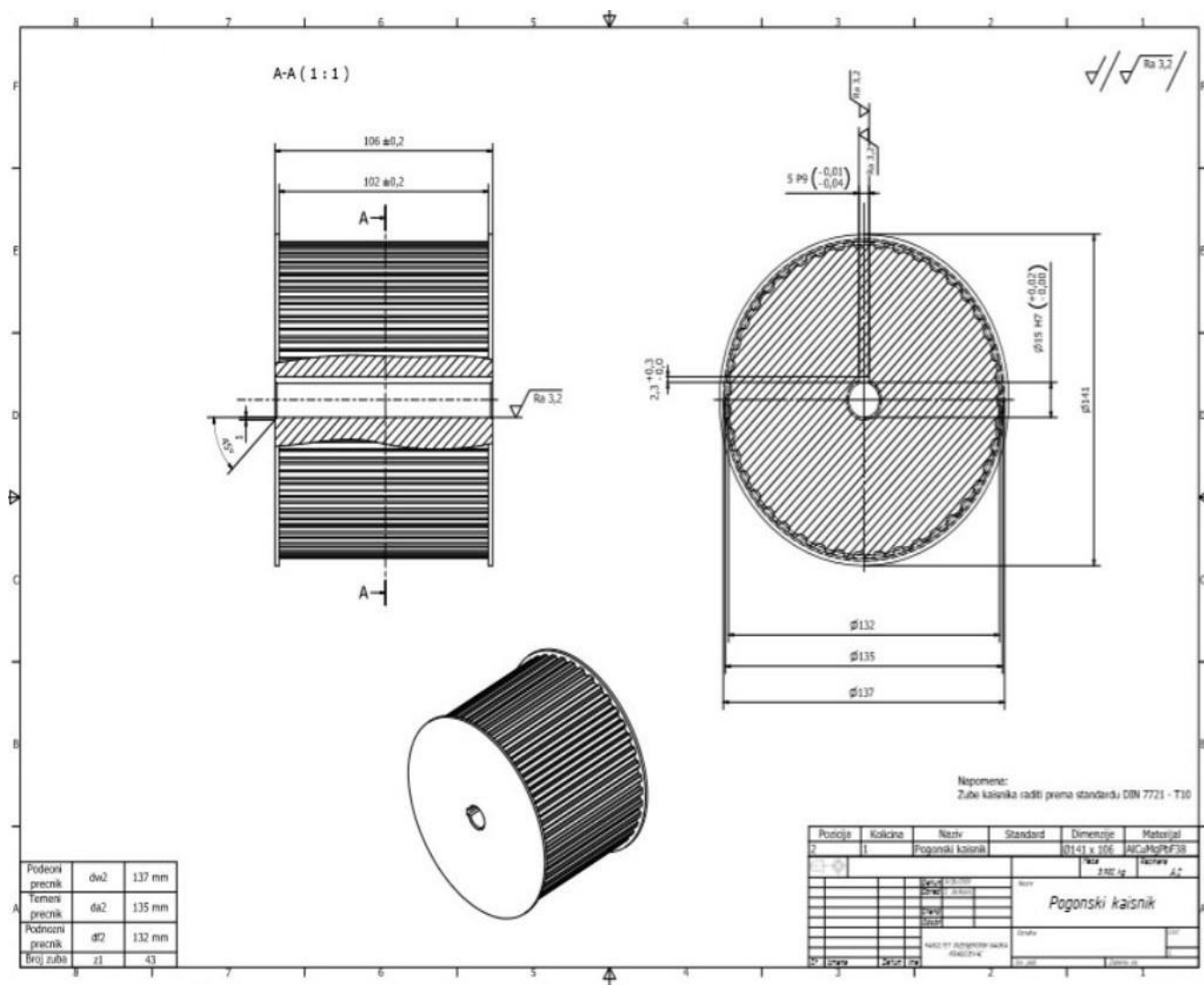
- гоњеног каишника,
- погонског каишника,
- вратила,
- склопни цртеж.

На слици 20, приказан је гоњени каишник



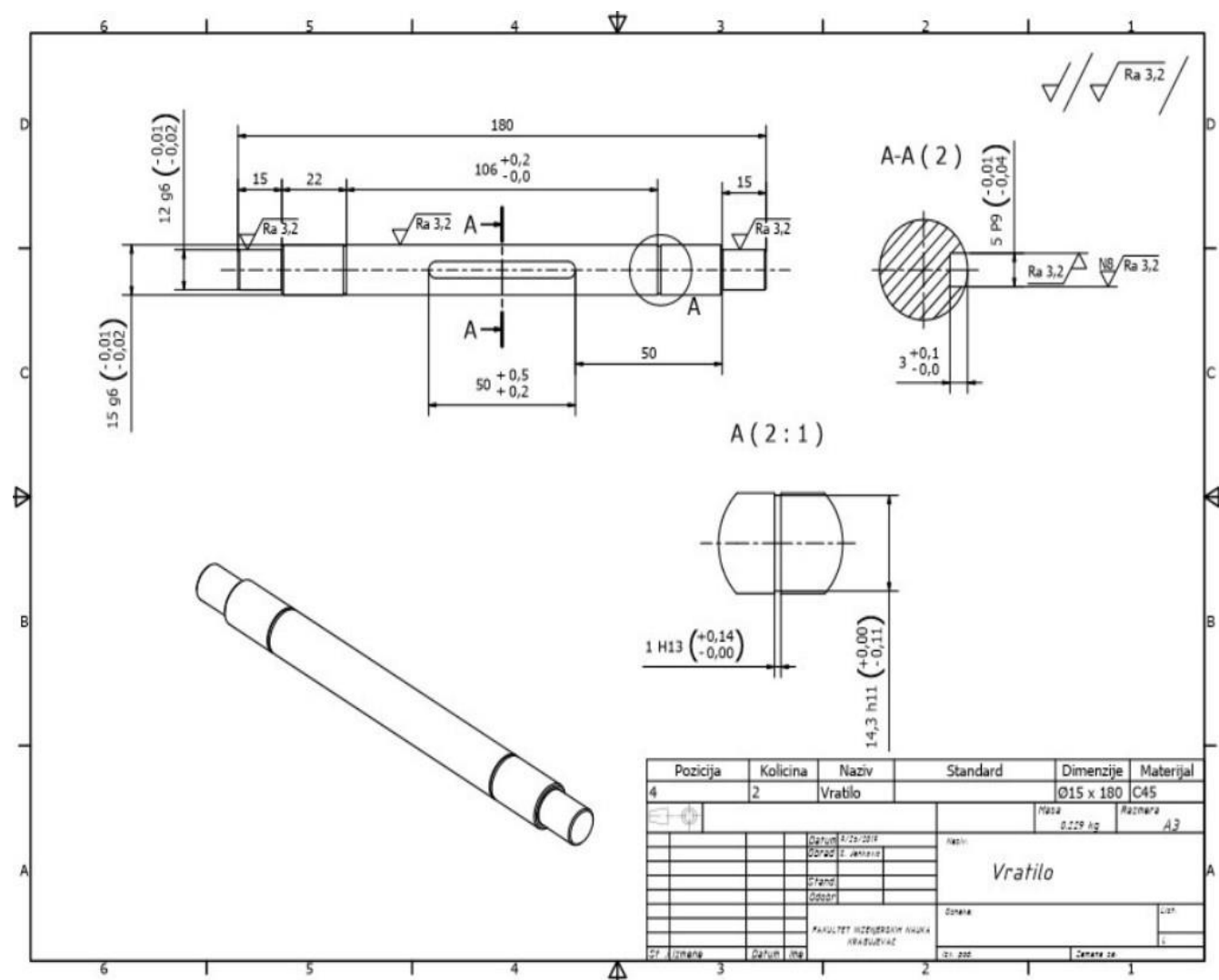
Сл. 20 – Гоњени каишник

На слици 21, приказан је погонски каишник



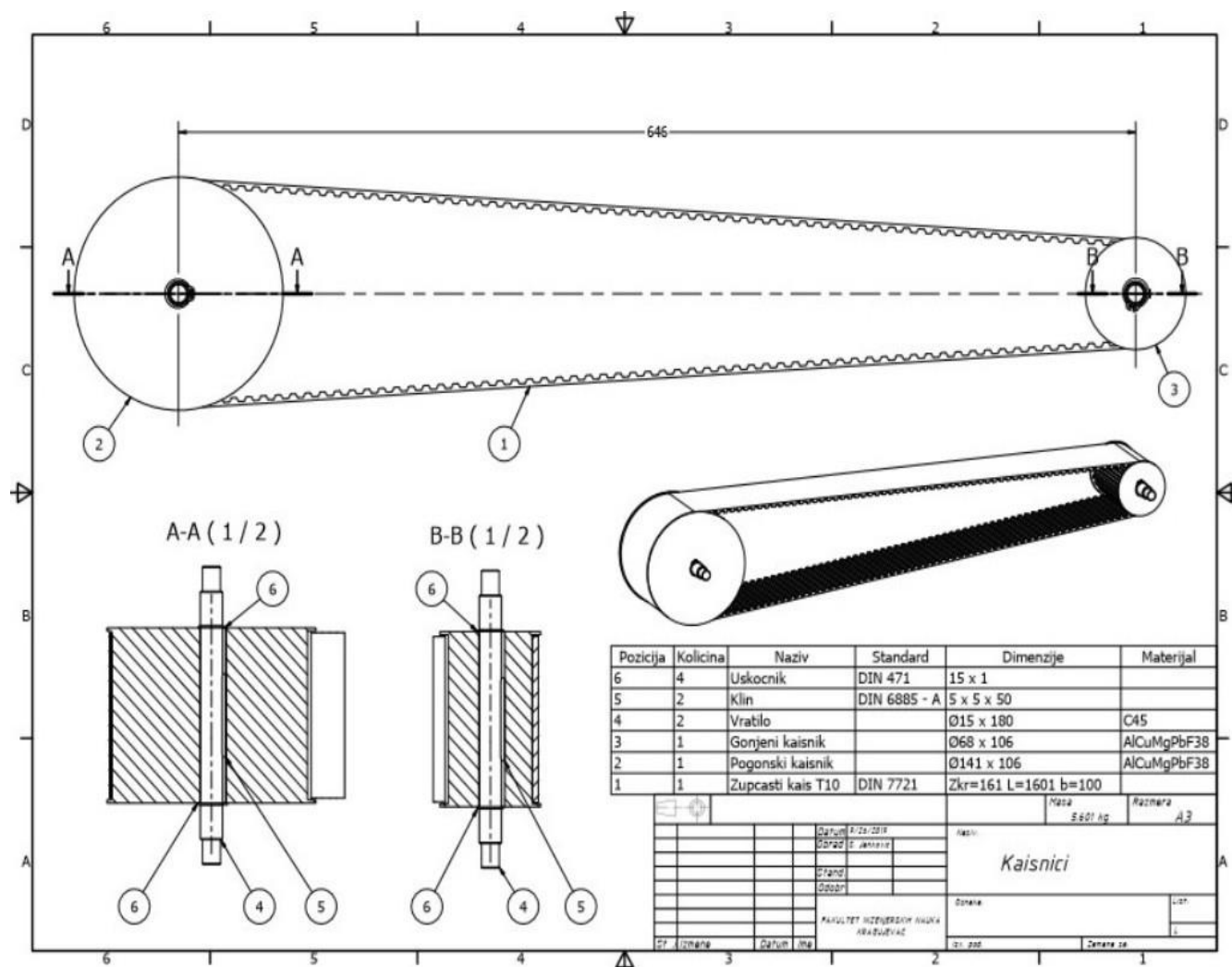
Сл. 21 – Погонски каишник

На слици 22, приказано је вратило



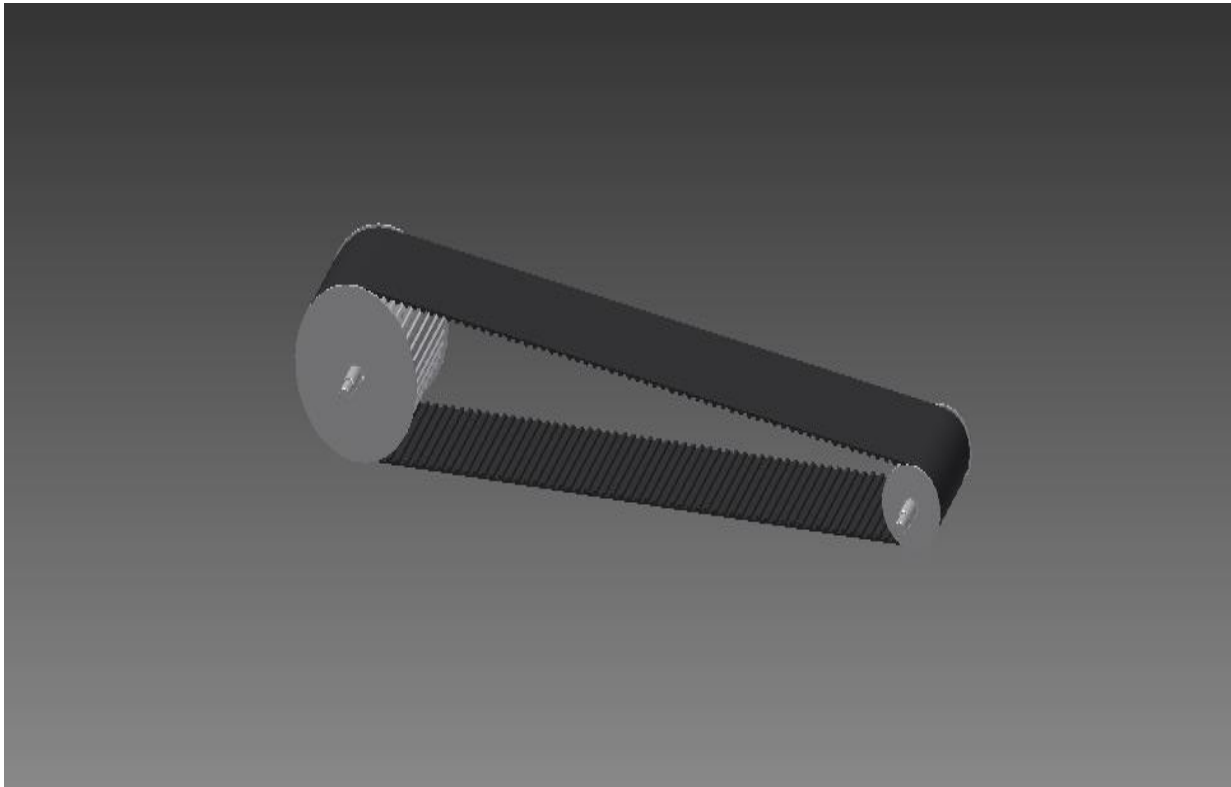
Сл. 22 – Вратило

На слици 23, приказан је склопни цртеж



Сл. 23 – Склопни цртеж

На слици 24 приказан је модел зупчато каишног преносника измоделиран у програму Autodesk Inventor.



Сл. 24 –модел каишника и каиша

6. Закључак

На тржишту већ постоји пуно произвођача који нуде различите моделе млинова за камен, али увек је потребно извршити анализу производа и усавршавати их, у смислу да су што једноставнији за употребу. И обезбедити што лакшу замену преносних елемената као и њихово затезање.

Сама конструкција млина је у већини случајева иста, тачније основа је иста. Улаз сировине, пролазак кроз део прераде и излазак финалног производа. Једина битнија ставка по којој се може направити разлика између ове врсте млинова је у систему повезивања електро мотора. Најчешћа појава код млинова је каиш као преонски елемент, док се ређе користи ланац. Ланац иако има већу трајност у односу на каиш није погодан због велике количине буке коју производи, потребе за сталним подмазивањем и затезањем. Док са друге стране код каишних преносника не постоји потреба за подмазивањем, доста су тиши у односу на ланац, не захтевају стално затезање јер зарад тога додаје се шпанер који доприноси спречи између два каишника који се мења приликом замене каиша. Зупчасти каишни преносник представља најбољу опцију приликом одабира, иако је клинасти каиш далеко заступљенији што због цене што због лаке монтаже, препорука је користити зупчасти јер се не јављају проклизавања услед лошег затезања каиша.

Будућа истраживања зупчастих каишних преносника, применом методе коначних елемената допринеће бољој анализи стања каишника. И извршити испитивања нових материјала, који ће допринети побољшању особина зупчастог каиша.

На основу анализе радних услова машине, прорачун зупчастог каишних преносника и успореног типа каиша за дате услове може се закључити да се зупчасти каиш може применити код млина.

Будућа испитивања на основу овог рада се могу усмерити на анализу стања зупчастог каиша применом методе коначних елемената. Овом анализом је могуће пратити стање и деформације које се јављају код каишника са задатим радним условима. Такође, постоји могућност варирања услова рада и самим тим пронаћи максималне критичне напоне који показују колико се каиш може оптеретити у раду.

У свету су актуелна испитивања на нове материјале, који замењују већ постојеће, у изради каиша и каишника, а све то у циљу побољшања особина зупчастог каишног преносника.

7. Литература

[1] Б. Стојановић, М. Благојевић: Механички преносници, Факултет инжењерских наука, Крагујевац, 2015

[2] www.antoniosiber.org, http://www.antoniosiber.org/genij_i_njegovi_izumi.html,

приступило 3.11.2019

[3] www.leonardodavincisinventions.com, <http://www.leonardodavincisinventions.com/wp-content/uploads/2012/03/leonardo-da-vincis-catapult.jpg>, приступило 3.11.2019

[4] www.grabcad.com, <https://grabcad.com/library/cycloidal-speed-reducer-3>,

приступило 3.11.2019

[5] В. Николић: Машински елементи, Машински факултет, Крагујевац, 2004

[6] Преносници снаге и кретања, https://dlscrib.com/download/prenosnici-snage-i-kretanja_5888e6106454a7f55535c3eb_pdf, приступило 4.11.2019

[7] Б. Крижан, Факултет машинства и бродоградње, Основе прорачуна и обликовања конструкцијских елемената 1, Задар, 2005

[8] www.belt.co.rs, http://www.belt.co.rs/index.php?page_id=470&lang=srpski,

приступило 4.11.2019

[9] Н. Маријановић, Оптимизација зупчастих преносника снаге, Факултет инжењерских наука, Крагујевац 2007

[11] С. Кончар и група аутора, Технолошко-металуршки, Технолошке операције 1, Београд 1971

[11] www.mehanika.rs, http://www.mehanika.rs/documents/mlinovi_1.html,

приступило 5.11.2019