

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: 169/2017

Душан С. Вујић
Прорачун и конструкција
карданског преносника за дробилицу
Skorpion 250RG/90
завршни рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. Др Блажа Стојановић - ментор
2. _____
3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог завршног рада потребно је да кандидат:

- прикаже основне информације о карданским преносницима,
- изврши поделу карданских преносника,
- конструише и прорачуна кардански преносник и
- изврши избор карданског преносника одговарајуће радне машине.

Препоручена литература:

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

[2] Савић З.: *Инжењерско - машински приручник 2*, Завод за уџбенике и наставна средстава, Београд, 1992.

[3] Танасијевић С.: *Механички преносници*, Југословенско друштво за трибологију, Крагујевац, 1994.

Крагујевац, март 2020.

Ментор: Др Блажа Стојановић, ванр. проф.

Изјављујем да сам овај рад писао самостално, уз примену знања стечених у току школовања и наведене литературе.

Душан Вујић 169/2017

Резиме

Тема овог завршног рада је прорачун, конструкција и избор карданског преносника за изабрану радну машину. Извршен је опис и основна подела механичких преносника. Детаљно су описани кардански преносници, њихови делови и улога и извршена њихова подела у зависности од различитих конструкционих решења уз кратак преглед њихове историје. Изабрана је и описана радна машина и њени технички подаци. На основу датих параметара радне машине, према обрасцима из литературе, изведени су прорачун и конструкција склопа карданског вратила за погон радне машине и усвојено је одговарајуће стандардно карданско вратило.

Кључне речи: *механички преносници, кардански преносници, прорачун, конструкција, карданско вратило*

Summary

The topic of this final paper is the calculation, construction and selection of the cardan transmission for the selected working machine. Description and basic division of mechanical transmissions have been performed. Cardan transmissions, their parts and role have been described in detail along with their division depending on different constructional solutions, and a brief overview of their history. The working machine was selected and described with its technical data. Based on the given parameters of the working machine, according to the formulas from the literature, the calculation and construction of the cardan shaft assembly for the drive of the working machine were performed and the appropriate standard cardan shaft was selected.

Key words: *mechanical transmission, cardan transmission, calculation, construction, cardan shaft*

Садржај

1. Увод	1
1.1 Механички преносници.....	2
2. Кардански преносници	3
2.1 Историјат карданских преносника.....	4
2.2 Карданова спојница.....	7
2.3 Карданово вратило	9
3. Подела карданских преносника.....	12
5. Опис дробилице Skorpion 250RG/90	16
6. Прорачун и конструкција карданског преносника	19
6.1 Крстаста осовина.....	19
6.2 Виљушка	22
6.3 Међувратило	25
7. Закључак	30
8. Литература.....	31

1. Увод

Преносници снаге представљају делове машинских система – извршиоце парцијалних функција преношења снаге од погонских до извршних делова или склопова система.

Пренос механичке енергије од погонске до радне машине може се вршити посредством трансмисионих вратила, спојница и преносника. Преносницима се, за разлику од вратила и спојница, може поред преноса механичке енергије, вршити и трансформација броја обртаја, вредности обртног момента, а понекад чак и промена смера обртног кретања. Радне машине углавном раде при мањем броју обртаја у односу на погонске, при том захтевајући много веће вредности обртног момента. Трансформација поменутих параметара није потребна уколико спороходна погонска машина већ има њихове одговарајуће вредности, па употреба преносника није неопходна. Међутим, брзоходна погонска машина са преносником снаге има знатно мање димензије, масу и цену у односу на спороходну машину еквивалентних излазних параметара. Поред тога, понекад је неопходно погонити више радних машина једном погонском машином. Код неких погона код транспортних система положај оса вратила погонске и радне машине се у току експлоатације мења, као и њихово међусобно растојање. Из претходно наведеног јасан је разлог из којег преносници имају веома важну улогу и широку примену у савременој машинској индустрији.

Према принципу и начину преношења енергије преносници се деле на [1]:

- механичке,
- хидрауличке,
- пнеуматске и
- електричне.

Механички преносници остварују везу између погонског и гоњеног елемента на механичком принципу. Код њих се пренос обртног момента и кретања изводи на два начина: трећем површина у додиру или обликом, са непосредним или посредним додиром погонског и гоњеног елемента. Хидраулички преносници врше пренос поменутих параметара помоћу течности док пнеуматски то врше помоћу гасова. Треба напоменути да су и течности и гасови под притиском. Код електричних преносника пренос се врши електричним путем. Основни принцип рада електричних преносника је промена улазних параметара, тј. напона или фреквенције, електромотора што директно утиче на промену његовог обртног момента и броја обртаја. Они се најчешће користе када постоји потреба за континуално променљивим преносним односом [1].

Према променљивости преносног односа постоје преносници са [1]:

- константним преносним односом,
- степенасто променљивим преносним односом (мењачи) и
- континуално променљивим преносним односом (варијатори).

У зависности од величине радног преносног односа (i), разликују се [1]:

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

Редуктори смањују број обртаја притом повећавајући обртни момент тј. снагу. Код мултипликатора се дешава супротно, а код једноставних (линијских) преносника нема промене броја обртаја и обртног момента.

1.1 Механички преносници

У савременој пракси највише се користе следећи типови механичких преносника [2]:

- зупчасти,
- ланчани,
- фриксиони,
- каишни,
- зупчасти каишни,
- кардански и
- навојни.

Примена појединих наведених преносника зависи од постављених захтева у погледу особина које преносник мора да поседује. Уколико су примарни захтеви мале мере, константан или степенасто променљив преносни однос, мали губици и велика издржљивост и трајност у раду уз дозвољен нееластични пренос и мањи шум и вибрације, највећу предност имају зупчасти преносници. Из овог разлога су зупчасти преносници највише примењивани тип механичких преносника [1].

За преношење снаге између вратила са великим осним растојањима користе се ланчани и зупчасти каишни преносници. Они, у односу на зупчасте преноснике, имају неповољне кинематске и динамичке величине, па су погодни само за мање угаоне брзине и снаге. Ако постоји потреба за постојаним и стабилним радом у случају преоптерећења, а притом преносни однос не мора бити константан, за пренос се, код већих осних растојања, могу употребити каишни и ремени преносници. Наведени захтеви могу се остварити и за мања осна растојања применим фриксионих преносника, првенствено за пренос релативно мале снаге [2].

Када се међусобни положај вратила мења у току експлоатације, или се вратила налазе под одређеним углом, примењују се кардански преносници. Навојни преносници се користе када је потребно да се обртни момент претвори у аксијалну силу, односно обртно кретање претвори у транслаторно [1].

2. Кардански преносници

Кардански преносници преносе обртни момент и кретање између вратила чије се осе налазе под неким одређеним сталним, или у току времена променљивим, углом притом дозвољавајући њихово релативно угаоно или трансляторно померање [1].

Име и појам карданских преносника везују се за италијанског научника Ђиролама Кардана (*Girolamo Cardano*, 1501.-1576.) који их је први пут, у Европи, поменуо у својим радовима. Године 1664. енглески механичар Роберт Хук (*Robert Hook*, 1635.-1703.), патентирао је механизам намењен преносу обртног кретања и снаге између два вратила постављених под углом, у односу једно на друго, који је добио назив Хуков зглоб. Нешто више речи о историјату карданских преносника биће нешто касније. Са аспекта структурних и кинематских карактеристика, механизам Кардана и Хуков зглоб су практично еквивалентни док су постојеће разлике чисто конструкционе природе.

Нагли развој карданских механизма и њихова све већа примена настаје са развојем пољопривредног и транспортног машинства. За покретне пољопривредне и транспортне машине, које су при експлоатацији изложене знатним динамичким оптерећењима и промени положаја појединих вратила, била је неопходна уградња таквих механизма који су неосетљиви на ове појаве и притом одржавају експлоатациона својства машине.

Данас кардански механизми имају широку примену у машинству [3] и то у:

- радиоелектронским уређајима,
- машинама алаткама,
- аутомобилима и локомотивама,
- транспортним и пољопривредним машинама и
- бушилицама и пумпама нафтне индустрије,

а такође имају и широку примену у [3]:

- управљачким механизмима авиона и хеликоптера,
- дрвној индустрији и
- текстилној индустрији.

Кардански преносници се, код моторних возила, углавном примењују за остваривање преноса између [1]:

- мењача степена преноса и погонског моста,
- мењача степена преноса и разделника погона,
- разделника погона и погонског моста,
- погонског моста и погонских точкова, ако је примењено независно вешање точкова,
- погонског моста и управљајућих точкова.

Поред овога могу се, код радних возила, примењивати и за повезивање помоћног вратила тј. извора снаге са помоћним радним агрегатом који је уграђен на возилу.

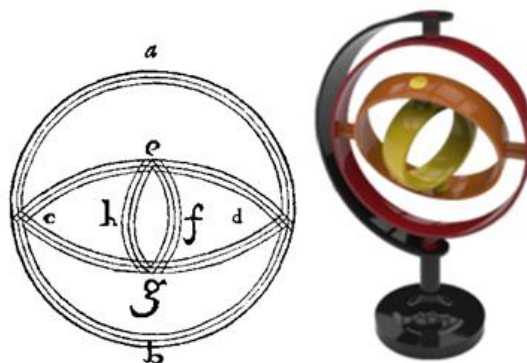
Сматра се да кардански преносник адекватно обавља своју функцију уколико испуњава следеће услове [1]:

- пренос обртног момента без стварања додатних оптерећења у току рада,
- могућност промене угла између појединих вратила у одређеном интервалу,
- пренос обртног момента уз једнакост угаоних брзина између вратила независно од њиховог међусобног угла,
- могућност основног померања између вратила,
- бешумност у раду,
- поузданост у раду,
- минимално треће у свим зглобовима,
- одсуство појаве резонанце у оквиру радне брзине и
- висок степен искоришћења.

Правилно постављање карданских механизма, у погледу структурног састава, даје могућност веће слободе при решавању узајамног распореда вратила преносника. Међутим, примена карданских преносника у неким случајевима доводи до настајања већих динамичких оптерећења. Стога се, у тим случајевима, они морају заменити неким другом врстом преносника која искључује могућност настајања ових оптерећења као на пример хидрауличним преносницима.

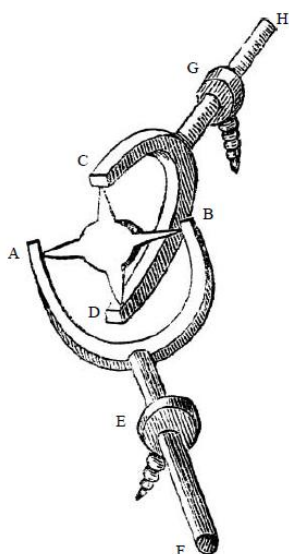
2.1 Историјат карданских преносника

Кардански механизми су, у Европи, генерално познати из дела италијанског математичара, доктора и филозофа Ђиролама Кардана (*Girolamo Cardano*, 1501.-1576.). Он се бавио инжењерингом и 1550. године, у свом делу “Суптилна књига XXI” (*De subtilitate libri XXI*) поменуо је носилку цара Чарлса петог са стабилизујућим зглобом. 1557. године описује прстенасти зглоб (слика 2.1) у делу “*De armillarum instrumento*”. Спојнице распоређене под међусобним углом од 90° повезивале су три прстена један за други на тај начин омогућујући три степена слободе кретања. Овај механизам и зглоб касније настао из њега названи су, по свом аутору, Карданов зглоб, и то име се задржало и до данас [4].



Слика 2.1. Оригинална скица прстенастог зглоба (лево) и његов модел [4]

Потреба за преносом обртног кретања преко вратила под неким углом појавила се још 1300. године приликом конструисања сатних торњева. У овом случају, због саме архитектуре торња, сатни механизам и бројчаник се нису увек налазили на истој оси па је пренос кретања на казаљке морао да буде измештен на горе, доле или у страну. Пример, који је 1664. описао Каспар Шот (*Caspar Schott*), био је сат на Стазбуршкој катедрали из 1354. године. Он пише да је погон под углом најбоље извести преко крста са четири спојнице који повезује два вратила са виљушкама на њиховим крајевима. Из овога је јасно да је универзални зглоб био познат још много пре Шота. Овај опис Шот је преузео из необјављене скрипте “*Chronometria Mechanica Nova*” коју је написао анонимни аутор познат само под именом Амикус (*Amicus*). Анализом Амикусовог механизма (слика 2.2) уочава се његова јасна веза са кардановим (универзалним) зглобом. Ипак, пренос кретања у математичком смислу није био јасан Шоту јер је сматрао да се једно вратило мора окретати истом брзином као и друго [4].

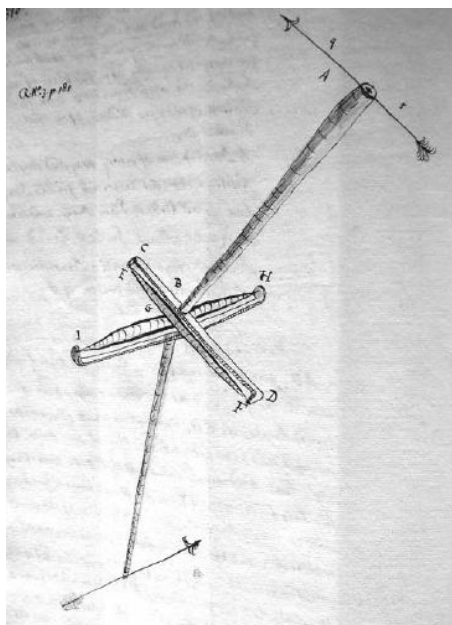


Слика 2.2. Универзални зглоб Амикуса [4]

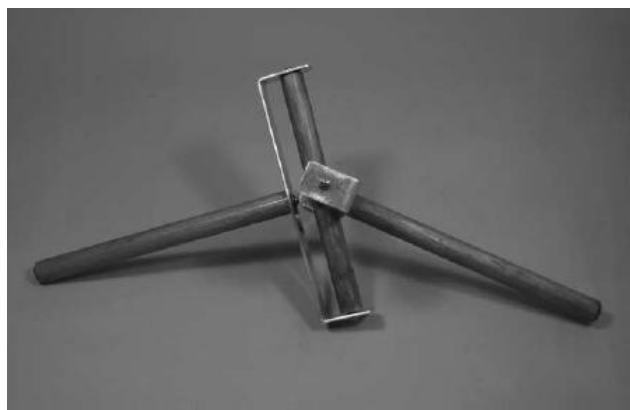
ABCD је крст, чији су супротни кракови АВ уграђени у отворе на крајевима виљушке ABF. Други пар кракова CD укљештен је на исти начин виљушком CDH, а саме виљушке монтиране су у фиксне прстенове G и E.

Највећи допринос развоју универзалног зглоба дао Енглески физичар Роберт Хук (*Robert Hook*, 1635.-1703.) и то на јединствен начин. Његова велика страст били су сунчани сатови, који су имали један мали недостатак. Наиме, изглед бројчаника сунчаног сата зависио је од места на коме се сат налазио, тачније од његове географске ширине. У зависности од тога положај часовних линија морао се изнова прорачунавати за сваку нову локацију. Стога је Хук желео да направи механизам којим би се олакшала израда бројчаника сунчаног сата.

Проучавајући сунчане сатове, приметио је да сенка коју показивач баца на бројчаник, брзину свог кретања успорава од 0° до 90° , потом убрзава од 90° до 180° , а затим поново започиње исти циклус изнова. Пошто се бавио и механиком, проучавањем зглобних спојева и пажљивим мерењем померања вратила утврдио је да равномерна брзина ротације погонског вратила има за резултат периодично променљиву брзину ротације гоњеног вратила и то у зависности од међусобног угла под којим се ова вратила налазе. Касније је утврдио да је ова периодична промена брзине иста као и промена брзине кретања сенке преко бројчаника сунчаног сата и на основу овог сазнања је конструисао механизам за баждарење истог. Из тог разлога почео се интензивније бавити проучавањем зглобних спојева [5]. Хуков први дизајн универзалног зглоба, и његова модерна реконструкција, приказани су на сликама 2.3 и 2.4.

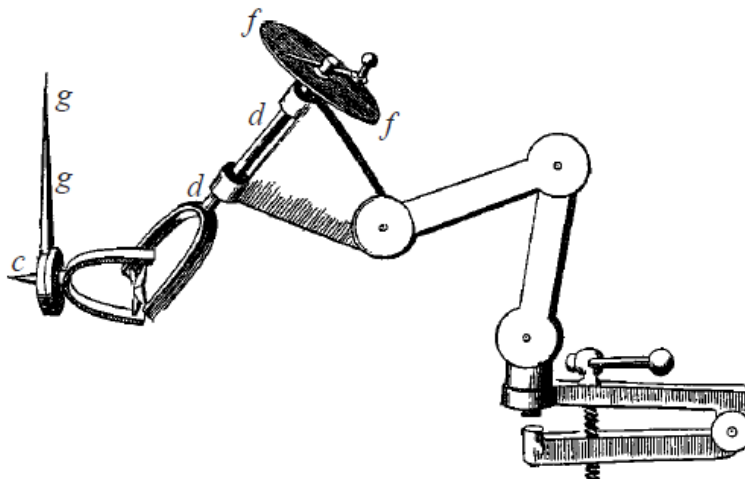


Слика 2.3. Хукова илустрација првог универзалног зглоба [5]



Слика 2.4. Модерна реконструкција Хуковог првог универзалног зглоба [5]

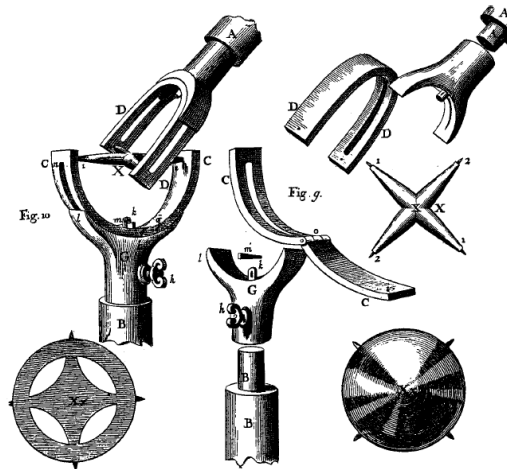
Године 1667., уз помоћ стечених сазнања, направио је механизам (слика 2.5) за који је тврдио да уколико се „улазна“ осовина постави на угао једнак географској ширини датог места, у односу на хоризонталну „излазну“ осовину, показивач на излазној осовини означавао би положај часовних линија бројчаника за ту локацију. Заокретањем улазне осовине за 15° по часу могао се тачно утврдити положај сваке часовне линије [5].



Слика 2.5. Хуков механизам за баждарење бројчаника сунчаних сатова [5]

Хукове студије универзалног зглоба довеле су до тога да се он поистовећује са његовим именом. Зглоб се на крају показао далеко важнији као ротациона спојница него као део сунчаног сата. Сложеније верзије Хук је накнадно дизајнирао, и оне укључују, између осталог, зглоб са подесивим виљушкама (слика 2.6) и употребу две основне спојнице повезане међувратилом.

За Кардана и Хука се може сматрати да су припремили пут за развој универзалних зглобова и погонских осовина. Изрази „Карданова спојница“ у континенталном делу Европе, и „Хуков зглоб“ у англо-саксонским језицима, који се и данас користе, нам томе сведоче и још увек нас подсећају на ова два рана учењака.



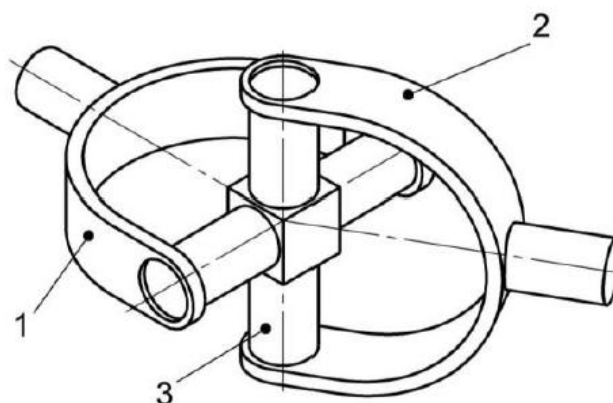
Слика 2.6. *Хуков дизајн за универзални зглоб са подесивим виљушкама [5]*

2.2 Карданова спојница

Главна карактеристика карданског преносника – спајање вратила чије се осе секу под неким углом, остварује се помоћу Карданове (зглобне) спојнице.

Карданова спојница састоји се од два зглоба који су међусобно постављени под углом од 90° . Сваки од ових зглобова лежи у једној равни у којој се може померати. Ушице виљушки зглобова (1) и (2) спојене су са кардановим крстом (3) преко својих рукаваца (слика 2.7). Виљушке су преко одговарајућих главчина спојене са вратилима. Обзиром на чињеницу да су зглобови постављени под углом од 90° и да се сваки може кретати у једној равни, овом спојницом могу се, у теорији повезати вратила која захватају било који угао у простору. Међутим у пракси овај угао се најчешће креће у интервалу од 5° до 30° , екстремно до 45° [1].

Карданове спојнице захтевају велику тачност израде и монтаже, као и адекватно подмазивање.



Слика 2.7. Карданова спојница [1]

Главни недостатак карданове спојнице је неравномерност у преносу обртног момента и угаоне брзине. За сталне вредности угаоне брзине ω_1 и обртног момента T_1 погонског вратила при константном углу преламања α , добијају се периодично промењиве вредности угаоне брзине ω_2 и обртног момента T_2 гоњеног вратила.

За константну угаону брзину погонског вратила ω_1 , угаона брзина гоњеног вратила ω_2 варира између своје минималне и максималне вредности:

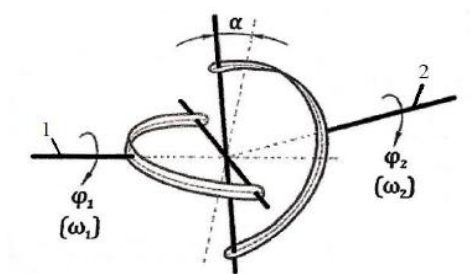
$$\omega_{2\min} = \omega_1 \cdot \cos \alpha \quad (2.1)$$

$$\omega_{2\max} = \frac{\omega_1}{\cos \alpha} \quad (2.2)$$

За било који угао обртања погонског вратила 1 (слика 2.8), зависност између угаоних брзина је:

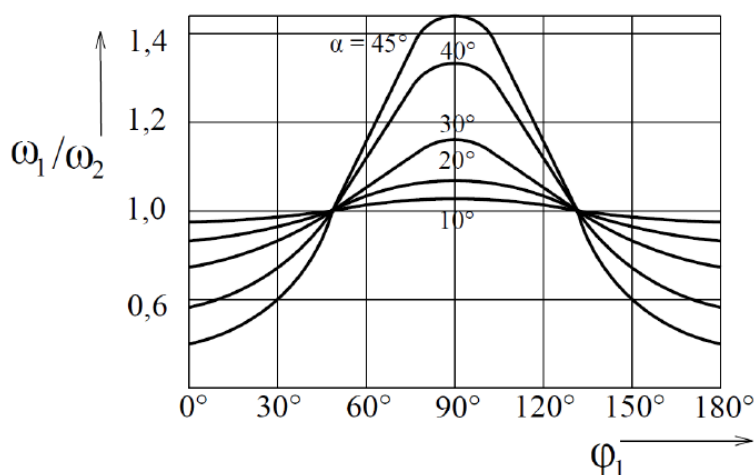
$$\omega_2 = \frac{\cos \alpha}{1 - \sin^2 \varphi_1 \cdot \sin^2 \alpha} \cdot \omega_1 \quad (2.3)$$

Где су φ_1 и φ_2 углови обртања погонског и гоњеног вратила (слика 2.8).



Слика 2.8. Карданова спојница [1]

Зависност из једначине (2.3) графички је представљена на слици 2.9. за различите вредности угла преламања α .

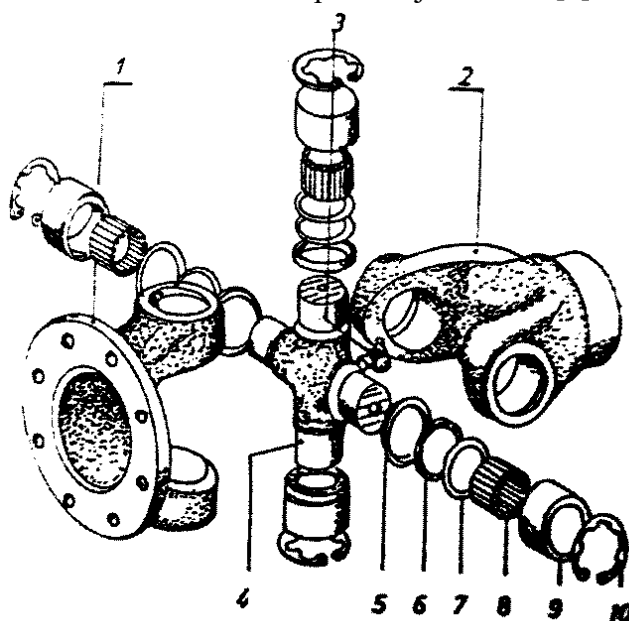


Слика 2.9. Неравномерност преноса угаоне брзине код карданове спојнице [1]

Неравномерност у преносу угаоне брзине и обртног момента пропорционална је углу преламања, тј. повећава се заједно са њим. Карданова спојница припада групи асинхроних спојница чији је степен неравномерности K_ω дефинисан на следечи начин:

$$K_\omega = \frac{\omega_{2\max} - \omega_{2\min}}{\omega_1} = \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \alpha \quad (2.4)$$

Данас се, у савременим машинским конструкцијама, највише користе карданске спојнице са крстастом осовином (слика 2.10). Састоје се из виљушака погонског (1) и гоњеног вратила (2) и крстасте осовине (4) са лежајевима (8). Крстаста осовина има четири изузетно фино обрађена рукавца који леже у прецизним игличастим лежајевима (8). Иглице ових лежајева смештене су у шољице (9), а оне су смештене у виљушке вратила и осигуране од испадања усковним прстеном (10). Подмазивање лежишта врши се помоћу млазнице постављене на крстастој осовини [3].

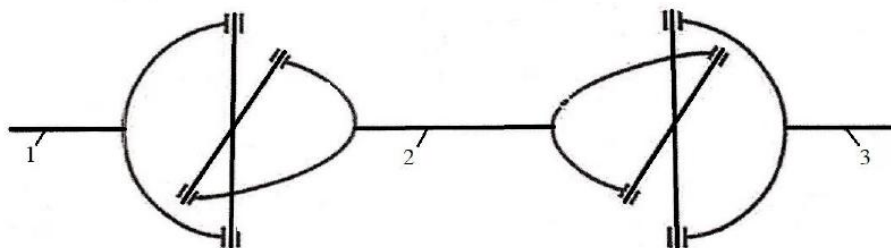


Слика 2.10. Кардански механизам са крстастом осовином [3]

2.3 Карданово вратило

Неравномерно обртање гоњеног вратила код карданове спојнице изазива додатна динамичка оптерећења преносника. Из тог разлога ове спојнице се примењују код преноса мањих обртних момената при нижим бројевима обртаја и за мање вредности углова преламања, под условом да већ описане неравномерности не угрожавају рад погонске и радне машине као и пратећих система.

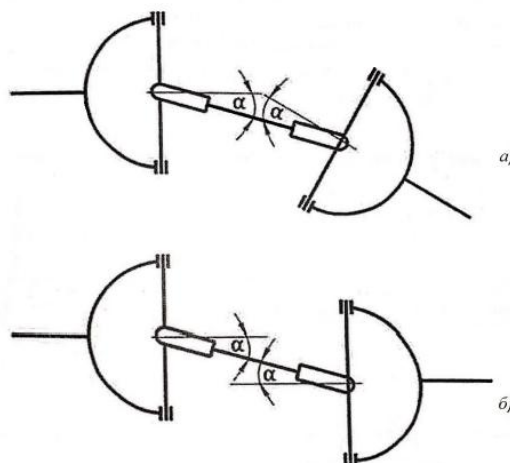
Отклањање овог проблема могуће је применом два редно везана карданова зглоба, постављених један у односу на други под углом од 90° између којих се налази међувратило, (слика 2.11). Оваква двострука карданова спојница, састављена од две просте карданове спојнице повезане међувратилом (2), назива се карданово (карданско) вратило [1].



Слика 2.11. Двострука карданова спојница – карданско вратило [1]

У пракси се јављају два начина конструкционог извођења карданског вратила:

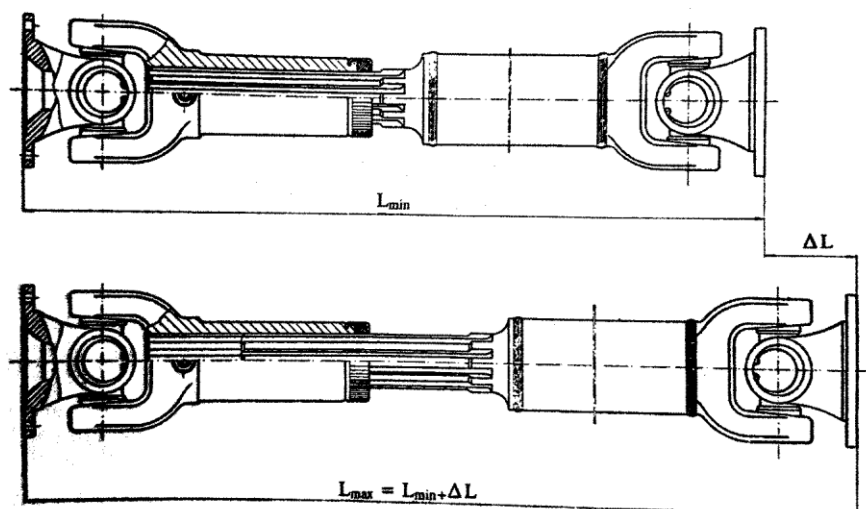
- са “W” распоредом вратила, (слика 2.12 - а) и
- са “Z” распоредом вратила, (слика 2.12 - б)



Слика 2.12. Редно постављене карданове спојнице: а) “W” распоред, б) “Z” распоред

Предност концепције “W” је повећање угла преламања просте карданове спојнице, и то са 15° на 30° док је предност концепције “Z”, могућност преноса обртног момента између два паралелна вратила, чије су осе знатно радијално померене [2].

У случају да се радијални положај оса вратила у току рада мења, мора се извршити компензација промене растојања зглобова у аксијалном правцу, што се најчешће постиже применом телескопског међувратила, карданско вратило са телескопским међувратилом назива се телескопско карданско вратило (слика 2.13). Међувратило састоји се од два дела међусобно спојена жлебном везом. Карданов крст је са прирубницом вратила и међувратилом спојен преко игличастих лежајева који се обавезно подмазују.



Слика 2.13. Промена дужине телескопског карданског вратила [6]

Телескопска карданска вратила примењују се код транспортних возила за пренос великих обртних момената, на пример, код шинских возила. Међувратило може бити и веће дужине уколико има могућност пригушења вибрација [3].

Применом карданског вратила постиже се синхроност обртања погонског и гоњеног вратила, док је обртање међувратила неравномерно. Инерцијалне силе, које при томе настају, могу знатно оптеретити зглобове нарочито при већим бројевима обртаја. Ради смањења ових инерцијалних оптерећења међувратило се израђује са више различитих попречних пресека.

Потпуна синхроност обртања погонског и гоњеног вратила постиже се ако су задовољени следећи услови:

- вратила (1), (2) и (3) морају лежати у истој равни, (слика 2.11),
- углови преламања α погонског и гоњеног вратилау односу на међувратило морају бити исти за "Z" и за "W" распоред,
- виљушке међувратила морају лежати у истој равни.

Приликом преношења обртног момента између укрштених вратила у зглобовима настаје наизменично променљив момент савијања, који додатно оптерећује ослонце погонског и гоњеног вратила. Величина овог момента се периодично мења док за угао обртања $\varphi_1 = 90^\circ$ има максималну вредност. Веће оптерећење ослонца јавља се код "W" распореда вратила [2].

3. Подела карданских преносника

Кардански преносници се, конструктивно, могу извести на различите начине, било то у односу на преносник у целини или у односу на његове поједине елементе.

Сви елементи за везивање вратила под углом и међупросторних оса, називају се карданским механизмима, зглобовима или просто карданима, мада по принципу дејства, а такође и по структурним и кинематским својствима се могу разликовати од механизма кардана. У неким машинским гранама сличне везе могу се називати универзалним зглобовима.

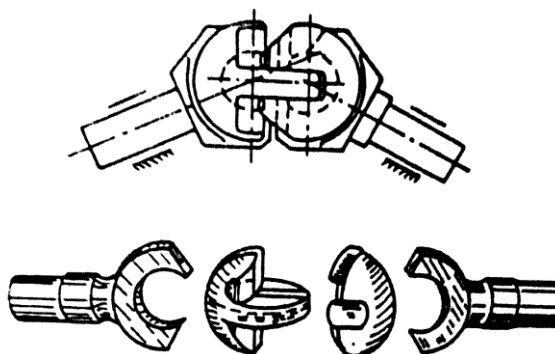
Кардански механизми се користе у многим гранама машинства као механички преносници снаге. Зато их је првенствено и могуће поделити по њиховим конструкционим могућностима преношења обртног момента. Примена одређене врсте карданских преносника зависи, у првом реду, од вредности угаоних брзина везаних вратила, због непостојања могућности уравнотежавања центрифугалних сила инерције, које условљавају динамичке процесе у механизму.

По кинематским својствима [3] кардански преносници се деле на:

- кардане са константним и
- кардане са променљивим преносним односом

Кардански механизми са константним преносним односом, који је једнак јединици, називају се синхроним карданским преносницима (слика 3.1). Код њих су угаоне брзине погонског и гоњеног вратила једнаке, без обзира на њихов међусобни положај.

Асинхрони или кардански преносници са променљивим преносним односом имају константан средњи преносни однос, који је такође једнак јединици, што значи да је промена угаоне брзине гоњеног вратила периодична.

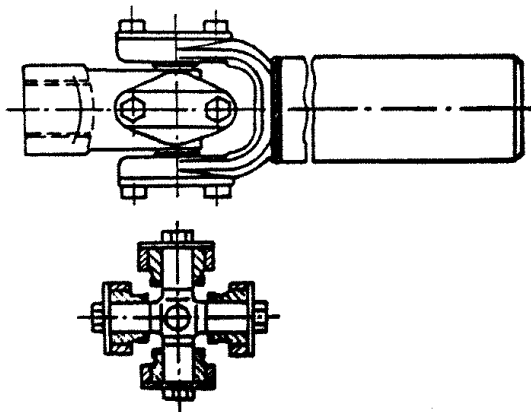


Слика 3.1. Синхрони кардански механизам [3]

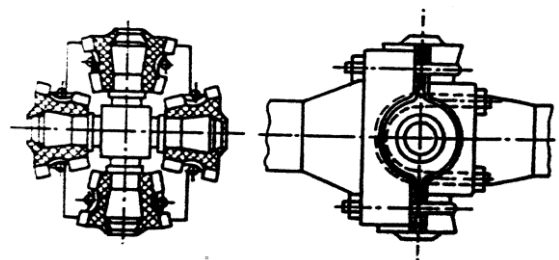
По механичким својствима [3], кардански механизми се деле на:

- круте (слика 3.2) и
- еластичне (слика 3.3)

Крути кардани су кардани таквог конструкционог решења да допуштају само угаона померања вратила при преносу момента без промене основног растојања вратила унутар самог склопа. За разлику од крутих кардана, еластични кардани утичу на фреквенцију осциловања целокупног склопа и поседују способност компензовања осних премештаја при преносу снаге.



Слика 3.2. Крути кардан са клизним лежиштима [3]



Слика 3.3. Еластични кардан са гуменим чаурама [3]

У зависности од величине угла између оса везаних вратила, [3], разликују се:

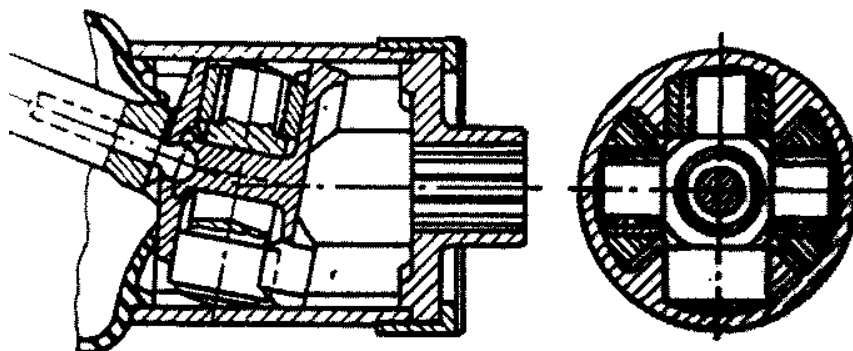
- пуни кардани и
- полукардани

Пуни кардани имају две осе осциловања и обезбеђују пренос снаге при релативно већим угловима између везаних вратила. Полукардани немају физичку осу осциловања и допуштају узајамно одступање вратила само под веома малим углом.

Пуни кардани могу бити изведени [1] као:

- прости и
- универзални (слика 3.4)

Уколико конструкција пуног кардана омогућава основно премештање унутар њега, тада се он назива универзалним, а ако то није могуће онда се он назива простим.



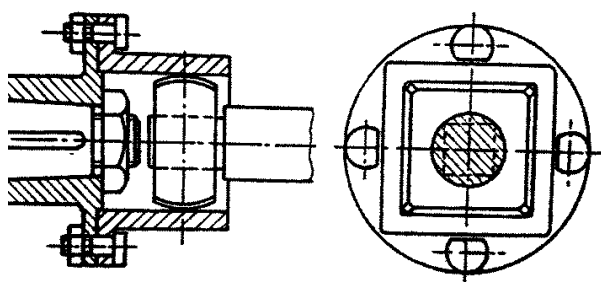
Слика 3.4. Универзални кардан [3]

Полукардани, по својој конструкцији могу бити [3], као што је већ речено:

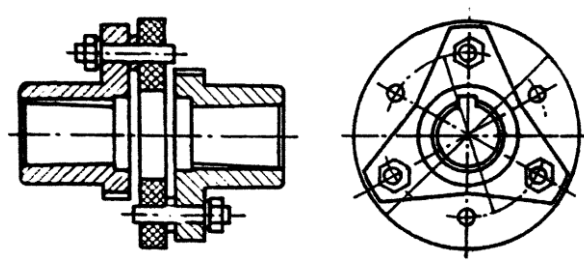
- крути (слика 3.5) и
- еластични (слика 3.6)

Крути полукардани се веома ретко срећу у пракси због бројних недостатака као што су интензивно хабање, сложеност израде, бука и вибрације при раду. Нагибни угао крутих полукардана може бити највише 2° .

Еластични полукардани су знатно распрострањенији и своју највећу примену нашли су код путничких возила. Нагибни угао еластичних полукардана креће се у границама од 8° до 10° . Еластични полукардан омогућава пренос обртног момента под променљивим радним условима захваљујући еластичним деформацијама одговарајућих елемената самог зглоба. Еластични елемент може бити прстен израђен од гуме, комбинације гуме и тканине или од гуме ојачане челичном жицом.



Слика 3.5. Крути полукардан [3]



Слика 3.6. Еластични полукардан са гуменим прстеном [3]

Полукардани са ојачаним гуменим прстеном могу преносити велики обртни момент при већим вредностима нагибног угла него прстени од гуме и тканине. Захваљујући својој еластичности ови кардани дозвољавају мал осна померања. Још једна добра особина еластичних полукардана је то што имају умањена динамичка оптерећења у прелазним режимима, због чега су и погодни за путничка возила, и не морају се подмазивати.

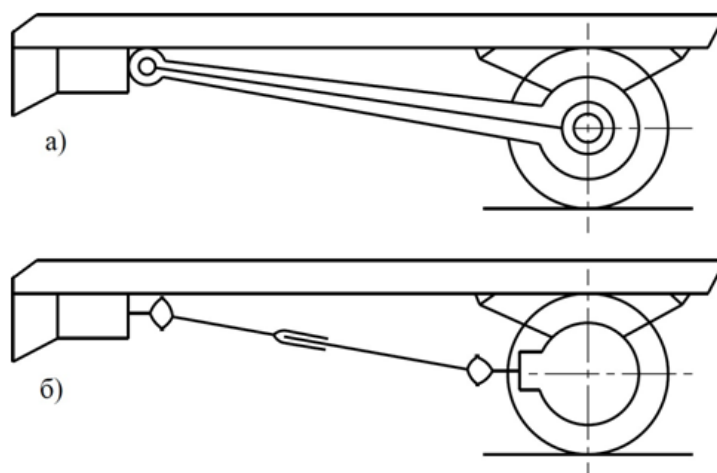
Што се тиче примене карданских преносника код теретних моторних возила они могу бити [1]:

- затворени (слика 3.6 - а) и
- отворени (слика 3.6 - б)

Затворени кардански преносници поред вратила и спојница саде и облогу преносника. Ова облога чврсто се везује за кућиште погонског моста, док се својим другим крајем ослања на каросерију возила помоћу посебног зглоба. Сврха овакве конструкције је да, поред обављања своје основне функције, врши пренос реактивних сила са погонског моста на каросерију возила. Ипак, оваква решења преноса реактивних сила данас се ретко користе.

Отворени кардански преносник нема кућиште и састоји се само из две карданове спојнице и међувратила променљиве дужине. Ово је уобичајени начин конструкционог извођења, и у овом случају реактивне силе погонског моста примају гибјневи.

Треба напоменути и да се, када је растојање довољно велико, саветује примена карданског преносника са два међувратила: предњим и задњим, јер би коришћењем једног дугачког међувратила постојала опасност од достизања критичног броја обртаја и појаве резонанције.



Слика 3.6. Кардански преносник код теретног моторног возила
а) затворени, б) отворени [1]

5. Опис дробилице Skorpion 250RG/90

Дробилица *Skorpion 250 RG/90* (слика 5.1) са гусеничастим додавачем користи се за дробљење дрвених дебла и пањева пречника до 250 mm.

Skorpion 250 RG/90 је модел са дискосним сечивима и пнеуматским системом избацивања на колуту. Исецкани материјал се избацује преко обртног канала који може да ротира 360° у односу на кућиште.



Слика 5.1. Дробилица *Skorpion 250RG/90* [7]

Машина је намењена за рад са пољопривредним тракторима снаге веће од 100 КС.

Систем за сечење се састоји од колута са 2 или 3 обострано наоштрена ножа.

Погон се преноси осовином за пренос снаге с трактора при брзини од 540 min⁻¹ или 1000 min⁻¹ обртаја.

Дробилица је опремљена хидрауличким погонским системом за додавање материјала који се састоји од зупчастог горњег ваљка и гусеничастог додавача монтираног на склопивој утоварној рампи. Овакво решење омогућава лакши утовар дрвета, што поједностављује рад оператера и повећава ефикасност. Ваљак и гусеница су погоњени хидрауличким моторима преко пумпе монтиране на машини. Дробилица има полужни систем регулисања хидрауличног разводника промене смера обртања погона додавања.

Иновативно решење положаја отвора за пуњење под углом 90° у односу на смер вожње омогућава истовремени транспорт машине и приколица са једним трактором. Постављен је на једноосовинској шасији, прилагођен за вучу по шумским и пољским путевима.

Осим тога, ова машина је намењена и за рад са дизалицом. Обзиром на посебан начин пуњења материјала за прераду и дуге трупце и гране, то се пуњење врши помоћу дизалице. Корпа насипања је модификована тако што је скраћен горњи део и модификован доњи део гусенице која има задатак увлачења грана које су набачене на улазни отвор за пуњење.

Skorpion 250 RG/90 стандардно је опремљен No-stress системом. Систем аутоматски спречава претовар погонског система захваљујући временском заустављању система за утовар. Такође дозвољава једноставан начин промене опције рада машине и прилагођавања индивидуалним потребама. Програми под називом: „крупно дрво” и „ситно дрво” омогућују брзу промену начина рада уређаја, тако да је веома једноставно прилагодити рад машине тренутно уситњаваном материјалу, захваљујући чему расте њена ефикасност.

Добијени материјал сечка може се користити за директно сагоревање у пећима, производњу компоста и украсне сврхе, а уситњавањем у ударном млину добија се сировина за производњу брикета и пелета.

Основни технички подаци машине налазе се у табели 5.1.

Табела 5.1. Технички подаци машине *Skorpion 250RG/90* [7]

Габарити (дуж. x шир. x вис.) [mm]	3000 x 2350 (3150)* x 2680
Тежина [kg]	1900** без хидрауличке дизалице
Пречник (дебљина) грана [mm]	250
Број ножева	2 или 3 за сечење + 2 потпорна
Брзина додавања [m/min]	до 42
Капацитет уситњавања [m ³ /h]	до 18
Ширина сечке [mm]	од 9 до 14
Начин додавања	хидраулични додавач
Пречник диска за сечење [mm]	800
Димензија гротла (шир. x вис.) [mm]	420 x 255
Врста погона	са погона трактора
Минимална снага трактора [КС]	100
()* - димензије након растављања у радни положај	
())** - тежина зависи од опреме машине	

На сликама 5.2 и 5.3 приказана је дробилица у склопљеном (транспортном) стању и дробилица приликом рада.



Слика 5.2. Дробилица Skorpion 250RG/90 у склопљеном стању [7]



Слика 5.3. Дробилица Skorpion 250RG/90 у раду [7]

6. Прорачун и конструкција карданског преносника

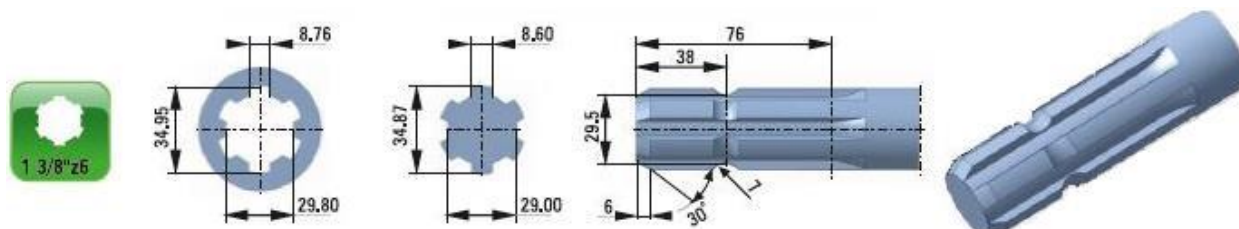
Потребно је димензионисати крстасту осовину, виљушку и међувратило на основу карактеристика радне машине и потребне дужине преносника.

- потребна снага : $P = 100 \text{ KS} = 73,55 \text{ kW}$
- улазни број обртаја : $n = 1000 \text{ min}^{-1}$
- потребна дужина преносника: $L = 1200 \text{ mm}$

$$\text{Угаона брзина: } \omega = \frac{n \cdot \pi}{30} = \frac{1000 \cdot \pi}{30} = 104,72 \text{ s}^{-1}$$

$$\text{Обртни момент: } T_1 = \frac{P}{\omega} = \frac{73550}{104,72} = 702,35 \text{ Nm} = 702350 \text{ Nmm}$$

Профили вратила за спајање са погонским и радним машинама се производе у складу са стандардним димензијама. Разне машине, због својих специфичних потреба, захтевају различите профиле за спајање. Зато је неопходно правилно дефинисати профил за спајање са обе стране карданског преносника. За профил прикључног вратила погонске машине и машине Skorpion 250RG/90 усваја се стандардни профил вратила из каталога Cerjak KG [7] (слика 6.1).



Слика 6.1. Стандардни профил вратила за спајање 1 3/8"z6 spline CV PTO shaft [8]

6.1 Крстаста осовина

Крстаста осовина је један од најважнијих делова карданских вратила. У већини случајева димензије и век карданског вратила за виси од крстасте осовине.

Краци крстасте осовине напрегнути су на [3]:

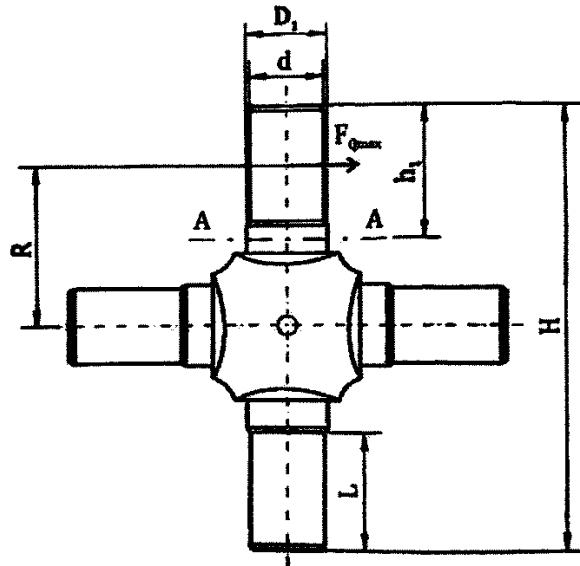
- савијање у равни крстасте осовине,
- смицање силама и
- површински притисак, ако су ослоњени у клизним лежиштима, односно контактни притисак ако су ослоњени у котрљајним лежајевима.

Крстасти осовина израђује се од нискоугљеничних легираних челика као што су 16MnCr5 (Č4320), 20MnCr5 (Č4321) и други. Рукавци се цементирају, кале и отпуштају до тврдоће 58-65 HRC [3].

Усваја се материјал 16MnCr5 (Č4320) са карактеристикама [9]:

$$\sigma_{\text{доз}} = 520 \text{ МПа и } \tau_{\text{доз}} = 300 \text{ МПа}$$

Максимално савијање расте од средине крстасти осовине ка рукавцу. Димензионисање се врши на основу највеће вредности напона савијања у основи рукавца крстасти осовине [3].



Слика 6.2. Величине крстасти осовине [1]

Максимална вредност напона на савијање је [1]:

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{F_{Q\text{max}} \cdot l}{W} \quad (6.1)$$

где је:

l – крак дејства силе $F_{Q\text{max}}$

W – отпорни момент крстасти осовине на месту критичног пресека „А-А“ (слика 6.2)

Крак дејства силе израчунава се [1]:

$$l = h_1 - \frac{1}{2} \cdot L \quad (6.2)$$

где је:

h_1 – растојање од чела рукавца крстасти осовине до критичног пресека „А-А“

L – дужина рукавца

Растојање h_1 се, на основу препоруке, израчунава као [1]:

$$h_1 = L + (3 \div 5) \text{ mm} \quad (6.3)$$

Усваја се $h_1 = L + 4$

Максимална вредност силе F_Q је :

$$F_{Qmax} = \frac{T_{2max}}{2 \cdot R} = \frac{T_1}{2 \cdot R} \cdot \frac{1}{\cos \alpha} = \frac{T_1}{(H - L) \cdot \cos \alpha} \quad (6.4)$$

Где је R растојање између оса лежишта виљушке које износи:

$$R = \frac{H - L}{2} \quad (6.5)$$

Пошто се, као што је већ речено, угао између оса вратила може, у пракси, кретати од 5° до 30° [1], из претходне једначине је јасно да се највећа вредност силе F_{Qmax} јавља при углу $\alpha = 30^\circ$ који се усваја за даљи прорачун.

Отпорни момент савијања рукавца је [1]:

$$W = \frac{\pi \cdot D_1^3}{32} \quad (6.6)$$

Пречник D_1 је на основу препорука из литературе [1]:

$$D_1 \approx d + (1 \div 2)mm \quad (6.7)$$

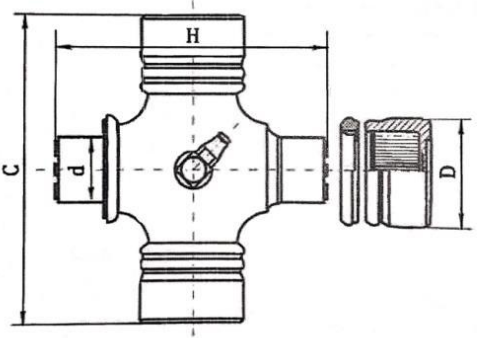
Усваја се $D_1 = d + 1$

Из претходних једначина следи да је вредност напона на савијање:

$$\sigma_{max} = \frac{32 \cdot T_1 \cdot (0,5 \cdot L + 4)}{(H - L) \cdot \cos \alpha \cdot \pi \cdot (d + 1)^3} \quad (6.8)$$

Усваја се крстасти осовина типа К.150 са одговарајућим димензијама (табела 6.1).

Табела 6.1. Димензије крстасте осовине у mm [1]

				
	d	H	C	D
<i>Tun K.150</i>	27,822	117,9h8	125	44m6

За лежајеве на крстастој осовини усваја се лежај BK 2825 RS из каталога SKF-а [10].
Усвојена дужина рукавца је $L=25 \text{ mm}$.

Заменом одговарајућих вредности у једначини 6.8:

$$\sigma_{\max} = \frac{32 \cdot 702350 \cdot (0,5 \cdot 25 + 4)}{(117,9 - 25) \cdot \cos 30^\circ \cdot \pi \cdot (27,822 + 1)^3}$$

добиа се вредност напона савијања у основи рукавца крстасте осовине.

$$\sigma_{\max} = 61,28 \text{ MPa} < \sigma_{\text{doz}} = 520 \text{ MPa}$$

6.2 Виљушка

Виљушке кардана могу као завршетак имати чауру или прирубницу, у зависности од начина причвршћивања за суседно вратило. Прирубницом се виљушка везује за спојницу другог вратила, а чаура жљебном везом, заваривањем или неким другим начином.

Виљушка карданског преносника оптерећена је на [3]:

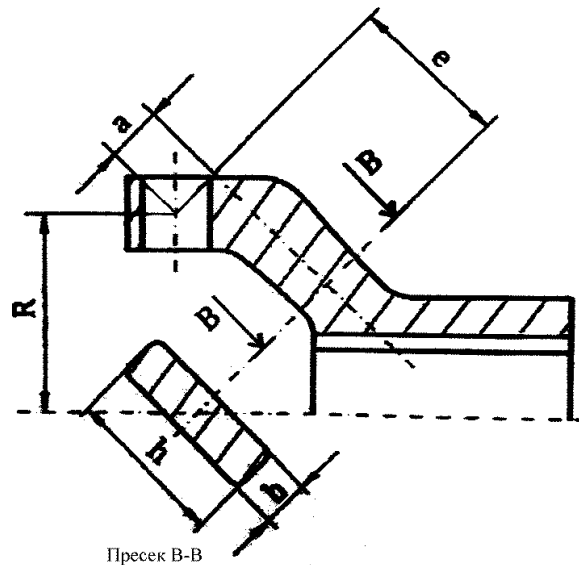
- савијање и увијање услед момента спрегова сила управних на раван виљушке и у равни виљушке,
- смицање силама редукованим на тежиште равни укљештења,
- истезање, на делу око отвора шољице игличастих лежаја, услед притиска изазваног пресованим склопом и
- површински притисак на цилиндричној површини отвора за шољице услед пресованог склопа

Виљушке карданских преносника праве се од челика за побољшање као C35 (Č1430), SK35 (Č1431), C45 (Č1530), 36CrNiMo4 (Č5430) и слични. После механичке обраде врши се каљење са отпуштањем до тврдоће 210-280 HB. Такође, примењују се и нискоугљенични челици, који се након цементације подвргавају каљењу и отпуштању до тврдоће 58-65 HRC [3].

Усваја се материјал 34CrNiMo6 (Č5431) са карактеристикама [9]:

$$\sigma_{\text{doz}} = 870 \text{ MPa} \text{ и } \tau_{\text{doz}} = 550 \text{ MPa}$$

Доминантна су оптерећења на савијање и увијање, и у односу на њих остала оптерећења се могу занемарити, па се димензионисање виљушке врши према њиховим вредностима [1].



Слика 6.3. Kritični presek viljuške kardanskog prenosnika [1]

Максимална вредност напона на савијање виљушке карданског преносника израчунава се [1]:

$$\sigma_{max} = \frac{F_{Qmax} \cdot e}{W} \quad (6.9)$$

где су:

e – положај критичног пресека „В-В“ (слика 6.3)

W – отпорни момент попречног пресека „В-В“

Отпорни момент за правоугаони попречни пресек је:

$$W = \frac{b \cdot h^2}{6} \quad (6.10)$$

где су b и h димензије критичног попречног пресека.

На основу једначина 6.4, 6.9 и 6.10:

$$\sigma_{max} = \frac{6 \cdot T_1 \cdot e}{(H - L) \cdot \cos \alpha \cdot b \cdot h^2} \quad (6.11)$$

Максимална вредност напона на увијање је [1]:

$$\tau_{max} = \frac{F_{Qmax} \cdot a}{W_p} \quad (6.12)$$

где су:

a – положај критичног пресека „В-В“ у односу на средиште отвора виљушке карданског преносника

W_p – поларни отпорни момент

Поларни отпорни момент за правоугаони попречни пресек је:

$$W_p = \alpha \cdot h \cdot b \quad (6.13)$$

где је α коефицијент који зависи од односа страница правоугаоника h и b (табела 6.2):

Табела 6.2. Вредности коефицијента α [1]

h/b	1	1,5	1,75	2	2,5	3	4	10
α	0,208	0,231	0,239	0,246	0,258	0,267	0,282	0,312

Из једначина 6.4, 6.12 и 6.13 следи:

$$\tau_{max} = \frac{T_1 \cdot a}{(H - L) \cdot \cos 30^\circ \cdot \alpha \cdot h \cdot b} \quad (6.14)$$

На основу претходно утврђених података и димензија лежаја усваја се:

$$b = 18 \text{ mm} \quad h = 55 \text{ mm} \quad a = 14,96 \text{ mm} \quad e = 40 \text{ mm} \quad \frac{h}{b} = \frac{55}{18} = 3.05 \Rightarrow \alpha = 0,282$$

Заменом одговарајућих вредности у једначинама 6.11 и 6.14:

$$\sigma_{max} = \frac{6 \cdot 702350 \cdot 40}{(117,9 - 25) \cdot \cos 30^\circ \cdot 18 \cdot 55^2}$$

$$\tau_{max} = \frac{702350 \cdot 14,96}{(117,9 - 25) \cdot \cos 30^\circ \cdot 0,282 \cdot 55 \cdot 18}$$

добиају се вредности напона савијања и увијања у критичном пресеку виљушке.

$$\sigma_{max} = 38,48 \text{ MPa} < \sigma_{doz} = 870 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} = 467,8 \text{ MPa} < \tau_{doz} = 550 \text{ MPa}$$

Пошто се усвојене димензије и прорачун односе на прикључну виљушку погонске машине, исте димензије се могу усвојити и за преостале виљушке јер су њихова оптерећења нешто мања услед неизбежних губитака снаге у преносу.

6.3 Међувратило

Централни део карданског вратила може бити пуни или цевни. Пуно карданско вратило користи се за пренос снаке код помоћних механизма машина, а у случајевима када се не захтева осно померање. Далеко већу примену налазе цевна карданска вратила, која са далеко мањом тежином преносе скоро исти обртни момент, а која се могу примењивати и у случајевима када постоји осно померање [3].

Обзиром на то да је предвиђено да радна машина приликом експлоатације буде стационарна, тј. није предвиђено кретање машине у току рада, неће доћи до промене осног растојања између вратила погонске и радне машине при раду. То значи да није потребна примена телескопског карданског вратила. Стога се, у циљу поједностављења прорачуна и конструкције усваја цевасто међувратило без телескопа.

Димензије цевастог вратила одређују се из максималног обртног момента који се преноси, сапрорачуном и провером на [3]:

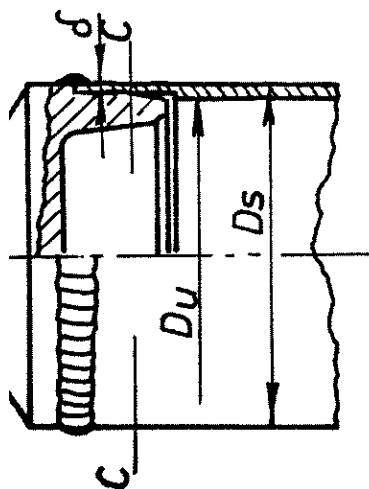
- увијање,
- савијање,
- угао увијања и
- критични број обрта

Пуна и цеваста карданска вратила обично се израђују од нискоугљеничних челика нпр. С10 (Ѓ1120), С15 (Ѓ1220) и С22 (Ѓ1330), који имају добру заварљивост.

Усваја се материјал С15 (Ѓ1120) са карактеристикама [9]:

$$\sigma_{doz} = 430 \text{ МПа} \text{ и } \tau_{doz} = 200 \text{ МПа}$$

Одабрани начин спајања виљушке са међувратилом је заваривање.



Слика 6.4. Критични пресек вратила на месту вара [3]

Димензионисање цевастог вратила се врши у односу на напон увијања у попречном пресеку са минималним отпорним моментом (пресек С-С, слика 6.4). Најмањи отпорни момент има проширени унутрашњи отвор цеви, за који је заварен рукавац виљушке [3].

Напони на увијање могу се изразити као [3]:

$$\tau = \frac{T_{2\max}}{W_u} = \frac{T_1}{W_u} \cdot \frac{1}{\cos\alpha} \quad (6.15)$$

где је W_u најмањи отпорни момент увијања који се израчунава [3]:

$$W_u = \frac{\pi \cdot D_s^2 \cdot \delta}{2} \quad (6.16)$$

где су:

D_s – спољашњи пречник вратила

D_u – унутрашњи пречник вратила

δ – дебљина зида вратила на месту вара

$$\delta = \frac{D_s - D_u}{2} \quad (6.17)$$

Iz jednačina 6.15, 6.16 и 6.17 sledi:

$$\tau = \frac{4 \cdot T_1}{\pi \cdot \cos\alpha \cdot D_s^2 \cdot (D_s - D_u)} \quad (6.18)$$

Усвајају се стандардне мере цевастог вратила [1]:

$$D_s = 50 \text{ mm} \quad D_u = 45 \text{ mm}$$

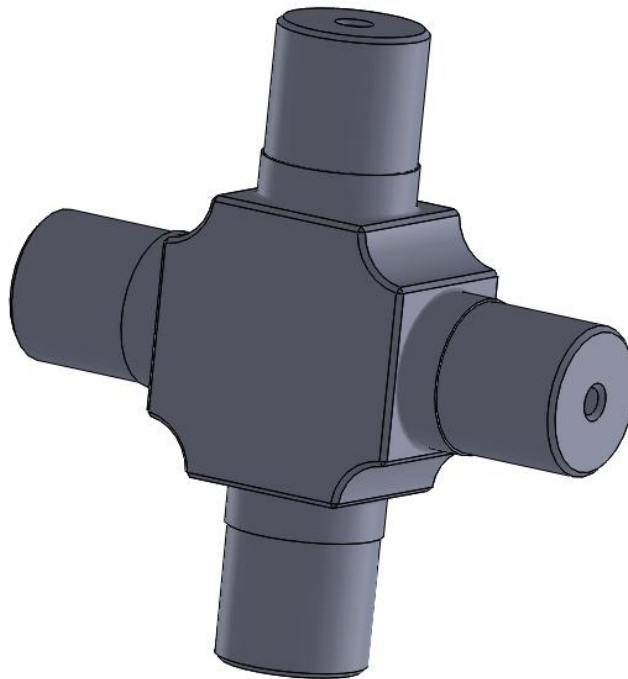
Заменом у једначини 6.18:

$$\tau = \frac{4 \cdot 702350}{\pi \cdot \cos 30^\circ \cdot 50^2 \cdot (50 - 45)}$$

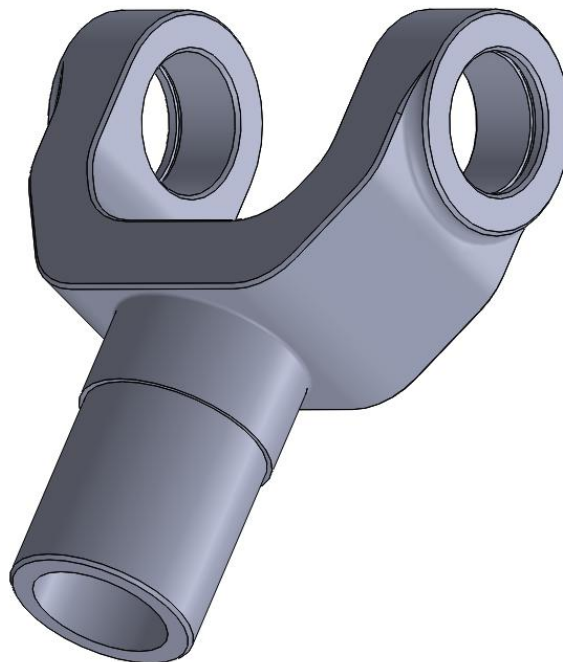
добија се вредност напона увијања у критичном пресеку вратила.

$$\tau = 82,61 \text{ MPa} < \tau_{doz} = 200 \text{ MPa}$$

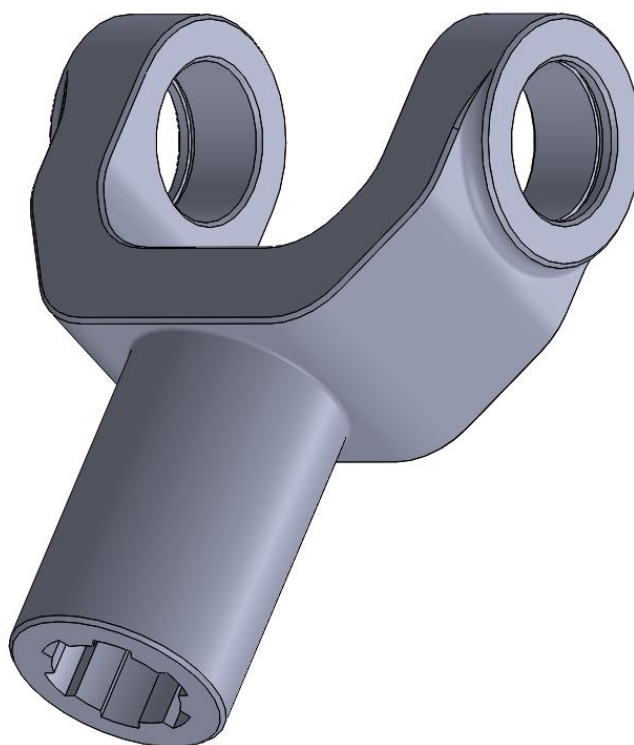
На сликама 6.5, 6.6, 6.7, 6.8 и 6.9 приказани су 3D модели и склопови конструисани на основу података из претходних прорачуна. У прилогу на крају рада налази се склопни цртеж конструисаног карданског вратила. Софтвер коришћен за израду делова, склопа и цртежа вратила је „Solidworks 2017“.



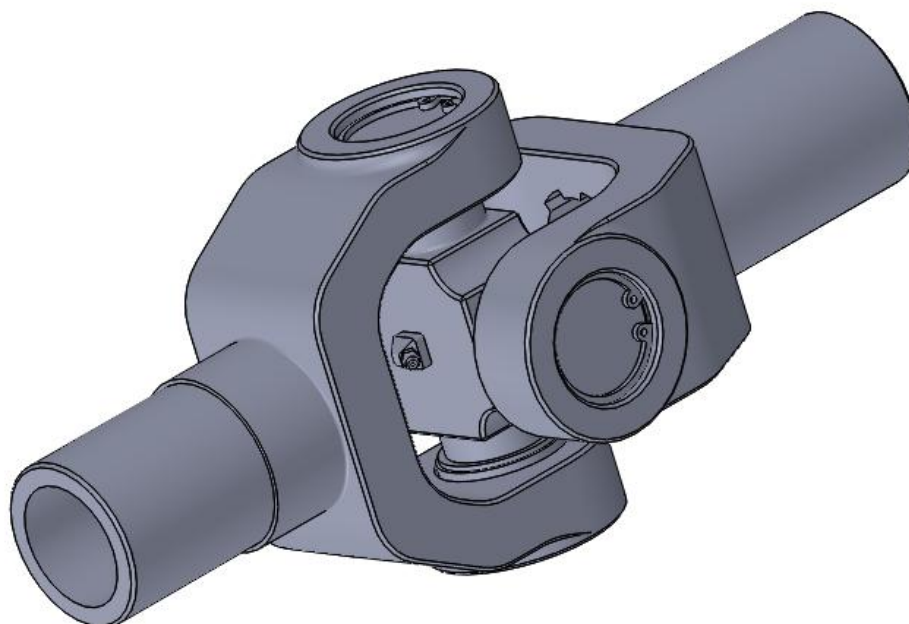
Слика 6.5. Оригинални 3D модел крстасте осовине



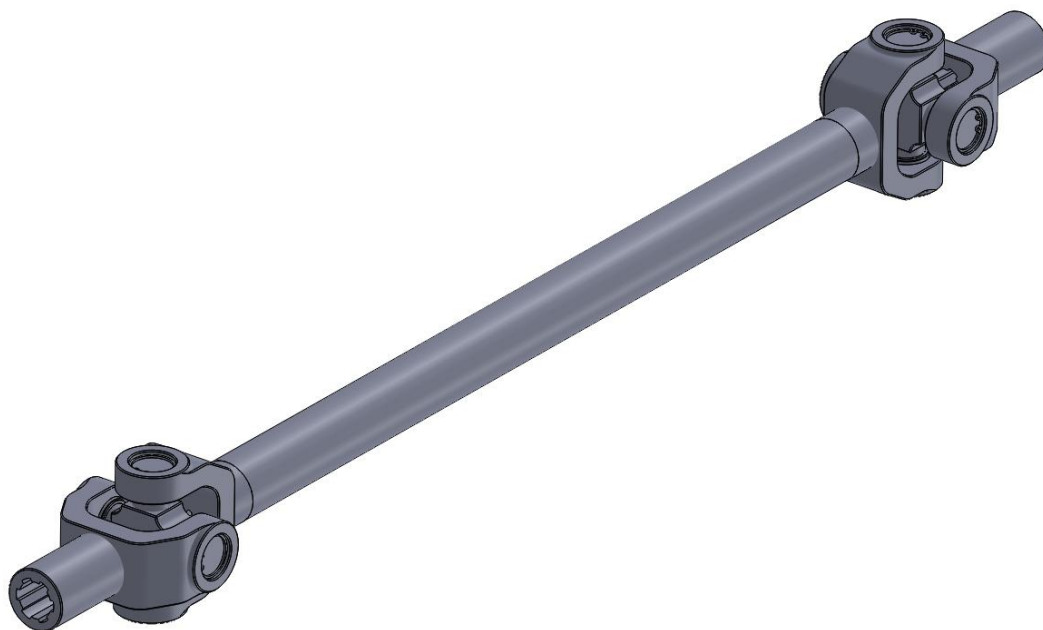
Слика 6.6. Оригинални 3D модел виљушке на међувратилу



Слика 6.7. Оригинални 3D модел прикључне виљушке

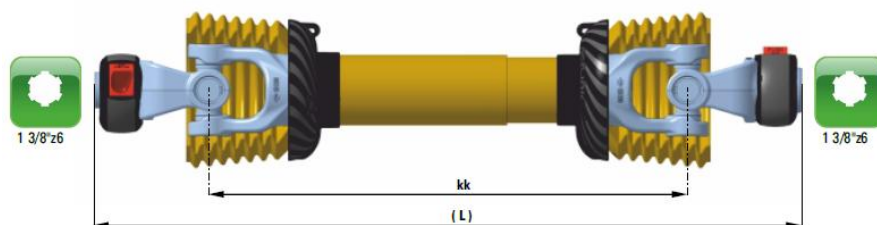


Слика 6.8. Оригинални 3D модел склопа карданског зглоба



Слика 6.9. Оригинални 3D модел склопа карданског вратила

На основу претходног прорачуна, конструкције делова и захтева радне машине усваја се стандардно карданско вратило C Line 8BR+ kk660 (960) (слика 6.10) из каталога произвођача Cerjak KG [8],



Слика 6.10. Kardansko vratilo C Line 8BR+ kk660 (960) [8]

са следећим карактеристикама:

- максимална снага: $P = 85 \text{ kW}$
- максимални број обрта: $n = 1000 \text{ min}^{-1}$
- максимална дужина: $L = 1220 \text{ mm}$
- дужина од крста до крста: $kk = 660 \text{ mm}$

7. Закључак

Циљ овог завршног рада био је да се на једном месту прикажу карактеристична поглавља пре свега, карданских преносника и изврши прорачун карданског преносника за изабрану радну машину, као и његова конструкција и избор усвајањем стандардних елемената из каталога одговарајућих произвођача.

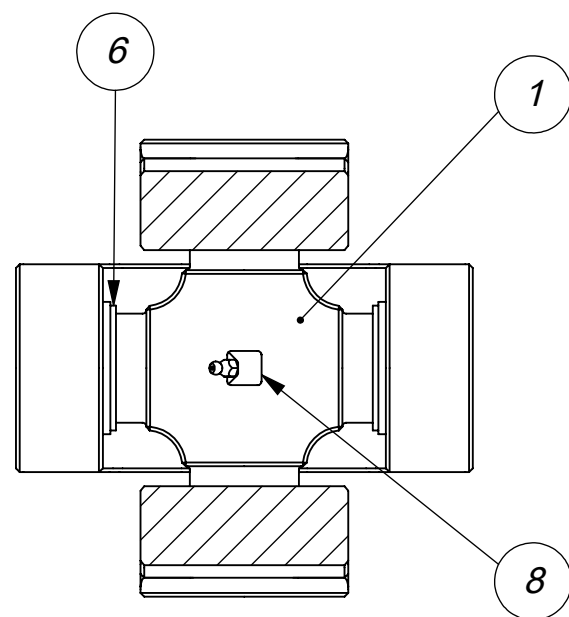
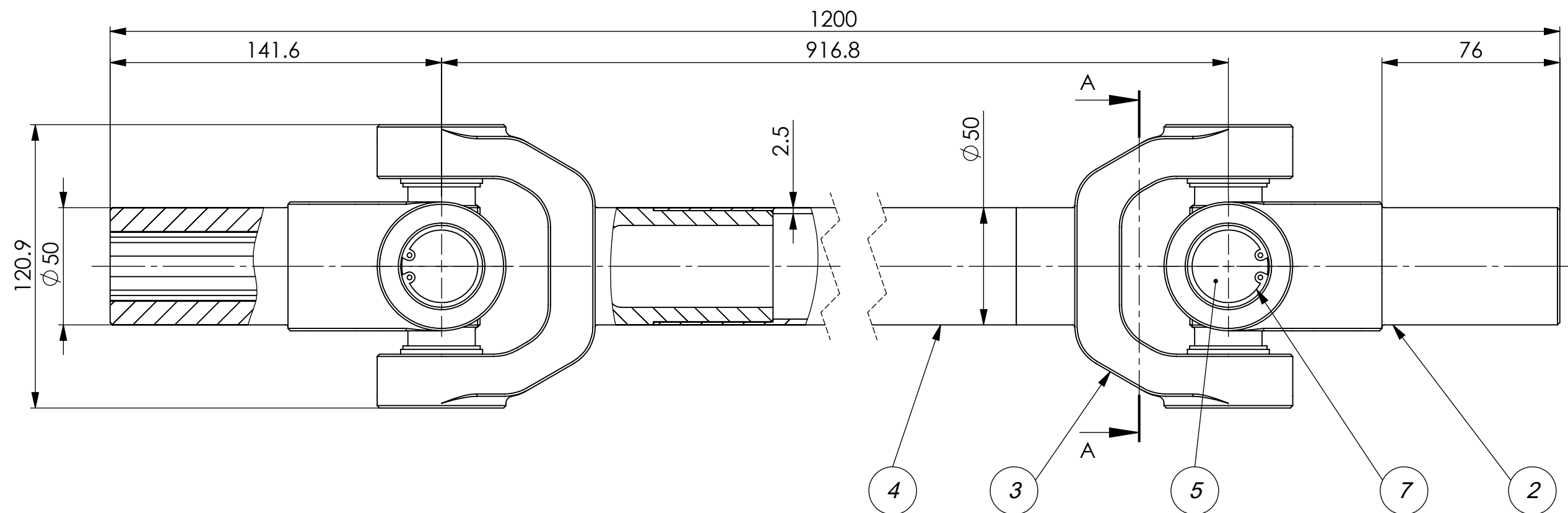
Као бољи увид у тему наведени су основни елементи карданског преносника и извршена њихова подела на основу конструкцијских решења. Главна карактеристика карданских механизма је да пренос обртног кретања и снаге под извесним углом, међутим том приликом јавља се неравномерност у преносу. Неравномерност се уклања употребом карданског вратила које се састоји из две просте карданове спојнице повезано међувратилом. Применом карданског вратила постиже се синхроност обртања погонског и гоњеног вратила, док је обртање међувратила и даље неравномерно. Из тог разлога јављају се инерцијалне силе које се при мањем броју обртаја могу занемарити, али које при већим бројевима обртаја могу знатно оптеретити зглобове. На основу свега изнесеног, закључује се да је могуће остварити синхрони пренос снаге између два осно померена вратила употребом карданског вратила, али само у одређеним условима услед постојања неравномерности обртања самог вратила.

Служећи се обрасцима и препорукама из литературе конструисани су, и прорачуном проверени, главни делови карданског вратила. Остали делови усвојени су из одговарајућих каталога и литературе. На основу прорачуна закључује се да конструисано вратило испуњава потребне услове у виду снаге коју је потребно пренети до радне машине. Стога је, према особинама конструисаног вратила, усвојено стандардно карданско вратило, C Line 8BR+ kk660 (960) из каталога произвођача Cerjak KG.

Усвојени кардански преносник за радну машину са својим карактеристикама неће бити изложен свом максималном оптерећењу и као такав моћи ће да се, уз одговарајуће одржавање, експлоатише дуги низ година.

8. Литература

- [1] Стојановић Б., Благојевић М.: *Механички преносници*, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, Крагујевац, 2015.
- [2] Савић З.: *Инжењерско - машински приручник 2*, Завод за уџбенике и наставна средстава, Београд, 1992.
- [3] Танасијевић С.: *Механички преносници*, Југословенско друштво за трибологију, Крагујевац, 1994.
- [4] Seherr H., Schmelz F., Aucktor E.: *Universal joints and Driveshafts*, Springer Verlag Berlin Heidelberg, Berlin, 2006.
- [5] Mills A.: *Robert Hooke's 'universal joint' and its application to sundials and the sundial-clock*, Department of Physics and Astronomy, University of Leicester, Leicester 2007.
- [6] Симић Д., Јанковић А.: *Карданско вратило*, Машински факултет Универзитета у Крагујевцу, Крагујевац, 1993.
- [7] Текнамотор; Интернет страница: <http://www.teknamotor.rs/proizvodi-details/14-skorpion-250-rg-90.html> приступљено 21.9.2020.
- [8] Cerjak KG; Интернет страница: https://www.cerjak.si/pto_drive_shafts/#-Catalogue, приступљено 25.9.2020.
- [9] Николић В.: *Машински елементи*, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, Крагујевац, 2004.
- [10] SKF; Интернет страница: <https://www.skf.com/my/products/rolling-bearings/roller-bearings/needle-roller-bearings/universal-joint-bearings>, приступљено 25.9.2020.



Presek A-A
Razmera 1:2

8	2	kom.	Mazalica	AM8x1 SRPS M.C4.613				
7	8	kom.	Uskočnik	35 SRPS M.C2.400				
6	8	kom.	Graničnik					
5	8	kom.	Ležaj	BK 2825 RS				
4	1	kom.	Vratilo					
3	2	kom.	Viljuška vratila					
2	2	kom.	Viljuška priključna					
1	2	kom.	Krstasta osovina					
Poz.	Kol.	J.m.	Naziv	Standard-izabrane karakteristike	Primedba			
					Masa	Razmera 1:5		
				Datum	Naziv: Kardansko Vratilo			
				Obrad.			D. Vujić	169/2017
				Stand.				
				Odobr.				
				FAKULTET INŽENJERSKIH NAUKA UNIVERZITETA U KRAGUJEVCU		Oznaka:	List: 1/1	
						L		
St.i.	Izmene	Datum	Ime	Izv. pod.		Zamena za:		