

УНИВЕРЗИТЕТ У БЕОГРАДУ
МАШИНСКИ ФАКУЛТЕТ

Стаменић В. Зоран

ИСТРАЖИВАЊЕ УТИЦАЈА
РАСПОДЕЛЕ ОПТЕРЕЋЕЊА
ЕКСПЛОАТАЦИОНИХ УСЛОВА
НА РАДНУ СПОСОБНОСТ
КАРДАНОВИХ СПОЈНИЦА

докторска дисертација

БЕОГРАД, 2012

МЕНТОР:

др Милета Ристивојевић, редовни професор,
Универзитет у Београду Машински факултет

ЧЛАНОВИ КОМИСИЈЕ:

др Милосав Огњановић, редовни професор,
Универзитет у Београду Машински факултет

др Радивоје Митровић, редовни професор,
Универзитет у Београду Машински факултет

др Божидар Росић, редовни професор,
Универзитет у Београду Машински факултет

др Зијах Бурзић, научни саветник, ВТИ Београд

Датум одбране:

**Истраживање утицаја расподеле оптерећења
експлоатационих услова
на радну способност карданових спојница**

Резиме

Генерално посматрано, сви машински системи се састоје од погонске и радне групе, односно погонске и радне машине. Спој ових машина се остварује посебним склоповима, машинским елементима – спојницама. Њихова основна функција је преношење оптерећења и кретања са погонске на радну машину. Познато је да су спојеви најчешће најслабија карика у сваком машинском систему. Сагласно великом скупу различитих радних и погонских машина, са различитим радним перформансама, развијен је велики број различитих спојница. Међутим, код транспортних средстава и других машина, услови рада налажу различите међусобне положаје погонске и радне машине. Име и појам посебне врста спојница везано је за пионире у конструкцији ових спојница, славног италијанског научника Ђеролама Кардана (*Gerolamo Cardano*, 1501-1576) и Роберта Хука (*Robert Hooke*, 1635-1703).

Конструкциона решења ових спојница пролазила су кроз различите фазе развоја. Динамика развоја конструкционих решења ових спојница приказане је у посебном Поглављу 3 ове дисертације. Карданове спојнице (карданска вратила) су посебна врста механизма за преношење обртног момента, односно снаге, који спајају вратила чије се осе налазе просторно под извесним сталним или у току рада променљивим углом, дозвољавајући, при томе, у току времена релативно померање. Ово померање може бити угаоно и транслаторно. Главни показатељи радне способности карданових спојница је њихов радни век и степен поузданости. Највећи утицај на ове показатеље радне способности има карактер расподеле

линијског оптерећења код спрегнутих делова Карданове спојнице. У циљу расветљавања феномена расподеле линијског оптерећења и сагледавања степена компатибилности између геометријских карактеристика спрегнутих делова и расподела линијских оптерећења, у дисертацији су формирано аналитички и нумерички модели под одговарајућим претпоставкама.

На основу добијених резултата је показано да је стандардном – постојећом геометријом спрегнутих делова, ангажовање тачака у корену рукавца у преношењу оптерећења занемарљиво мало, због изразито неравномерне расподеле линијског оптерећења. Сагласно овој расподели линијског оптерећења и расподела оптерећења на истовремено спрегнуте делове је неравномерна. Ова неповољна расподела линеарног оптерећења, се може побољшати одговарајућом комбинацијом геометријских параметара спрегнутих корљајних делова кадансовог крста. Побољшање расподеле линијског оптерећења, захтева одговарајућу реконструкцију геометрије котрљајних делова кардановог крста.

У том циљу, у овој Дисертацији је спроведена детаљна анализа расподеле оптерећења дуж лијине контакта рукавца кардановог крста и котрљајних елемената – иглица. Развијени су одговарајући геометријски, аналитички и нумерички модели, на основу којих је могуће извршити оптимизацију геометријских параметара ради постизања што боље расподеле оптерећења котрљајних елемената кардановог крста.

Кључне речи: Геометрија карданових спојница, карданов крст, расподела линијског оптерећења, аналитички и нумерички модел

Научна област: техничке науке, машинство

Ужа научна област: Опште машинске конструкције

UDK: 621.825.6:620.17(043.3)

Investigation of the load and service conditions influence on the cardan coupling operational capacity

Abstract

In general, all mechanical systems consist of drive and driven groups, or driving and driven machines. The connection of these machines is achieved by special joints, machine elements - couplings. It is known that these joints are often the weakest link in any mechanical system. Pursuant to a large set of different drive and driven machines with different operating performance, a large number of different coupling types were developed. However, a working conditions of transport vehicles and other machinery require different mutual positions of the driving and operating machinery. The name and concept of one type of couplings is related to the pioneers in the design of these joints, the famous Italian scientist *Gerolamo Cardano* (1501-1576) and *Robert Hooke* (1635-1703).

The designs of these couplings are passed through various stages of development. The innovative designs development dynamics of these couplings are shown in a separate chapter 3 of this study. Cardan joints (cardan shafts) have a large range of applications in mechanical engineering because of the capability of transferring the load and motion from one shaft to another with different joint angle allowing, thereby, over time relative movement. This movement can be angular and translational.

The main indicators of functional ability of cardan coupling are their service life and reliability. The greatest influence on these indicators of functional ability has the character of the linear load distribution on cardan joints rolling parts. In order to shed some more light to the phenomena of linear load distribution and correlation between the geometric characteristics of rolling elements and the distribution of the linear load, analytical and numerical models under appropriate assumptions are established in this study.

The obtained results shows, that with the standard (the existing) geometry of rolling parts, the engagement of points in root of Cardan cross jurnal in the load transfer is negligible due to very uneven linear load distribution. This unfavorable distribution of the linear load can be reduced with an appropriate combination of geometrical parameters of cardan cross rolling parts. Greater improvement of linear load distribution, ordering the appropriate shape reconstruction of cardan cross rolling parts.

Therefore, a detailed analysis of load distribution along the line of contact between cardan cross pins and rolling parts – needles, was carried out in this study. Appropriate geometric, analytical and numerical models are developed. Based on the developed models, the correlation between the stress state in the contact surfaces of rolling parts and the distribution of the linear load is analyzed, and it is possible to optimize the geometrical parameters in terms of uniformity of load distribution of Cardan joints component in contact.

Keywords: *Geometry of Cardan joints, cradan cross, linear load distribution, analytical and numerical model*

Scientific area: technical sciences, mechanical engineering

Scientific subarea: General machine design

UDC: 621.825.6:620.17(043.3)

Мојој породици

Идеја за формирање теме и оквирног обима дисертације проистекла је из активности Пројекта ТР 6351, *Експериментална истраживања и примена савремених техничко технолошких решења у области освајања нових модела карданских вратила*, финансираног од стране Министарства за науку Републике Србије. Руководилац овог пројекта био је др Зијаж Бурзић, научни саветник, ВТИ Београд. Овом приликом бих се захвалио колегама из Војно техничког института у Жаркову на великој и несебичној помоћи око експерименталних испитивања.

Даља истраживања и завршетак ове дисертације везана су за део активности у оквиру Пројекта ТР 35029, финансираног од стране Министарства просвете и науке Републике Србије. Руководилац овог пројекта је др Радивоје Митровић, редовни професор Машинског факултета Универзитета у Београду.

Овом приликом сахвалио бих се и колегама из ФКЛ, фабрике котрљајних лежаја и карданских вратила из Темерина, на консултацијама и времену који су ми посветили. Такође, захвалност дугујем и колеги Мирославу Стикићу, дипл.инж.маш. из фирме Србоауто, предузећа за производњу и ремонт карданских вратила, чије познавање проблематике Карданових вратила превазилази потребе његове фирме.

Колегама са Катедре за опште машинске конструкције захвалио бих се на разумевању, подршци и великом бодрењу да се ова дисертација заврши, поготово за време моје болести. Др Недељку Плавшићу, редовном професору у пензији се захваљујем на више него пријатељским саветима.

На помоћи бих се захвалио колегама са Катедре за математику Машинског факултета, др Слободану Радојевићу и мр Горану Лазовићу.

На крају, али свакако не као последњима, захвалио бих се мојој породици, супрузи Иванки, ћерки Тамари и сину Луки на стрпљењу и љубави, без које би овај велики труд био узалудан.

САДРЖАЈ

1. УВОД	8
2. Преглед досадашњих истраживања и задатак истраживања у овом раду	11
3. Хронолошки развој карданових спојница	21
4. Геометријски облици примене карданових спојница са доменом примене	31
4.1. Подела карданских преносника	33
4.2. Удвојени кардански механизми	36
5. Геометријске и кинематске карактеристике карданових спојница	39
5.1. Кинематска анализа кардановог зглоба	40
5.2. Анализа оптерећења и напрезања кардановог вратила	47
5.3. Напрезања делова кардановог вратила	52
5.3.1. Напрезање виљушке	52
5.3.2. Напрезање крстасте осовине	55
5.3.3. Напрезање иглице	56
5.3.4. Напрезање шољице	59
5.3.5. Напрезање вратила	61
5.4. Заптивање лежишта крстасте осовине	63
5.5. Подмазивање карданских преносника	64
5.6. Материјали карданових вратила	66
6. Анализа оштећења карданових спојница	69
6.1. Површинска оштећења	70
6.2. Запреминска оштећења	77
7. Расподела оптерећења	84
7.1. Увод	84
7.2. Меродавно оптерећење	88
7.3. Расподела номиналног оптерећења код делова у контакту крста карданове спојнице.	89
7.4. Расподела оптерећења на истовремено спрегнуте делове.	91

7.4.1. Граничне расподеле оптерећења	93
7.4.2 Теоријска расподела оптерећења	95
7.4.3 Стварна расподела оптерећења	95
7.5. Формирање геометријског модела за анализу расподеле оптерећења дуж линије контакта спрегнутих делова	96
7.5.1 Фактор расподеле оптерећења дуж линије контакта	105
7.5.2 Зависност између контактних деформација и радијалног зазора	107
7.6. Формирање геометријског модела за побољшање равномерности расподеле оптерећења дуж линије контакта спрегнутих делова	109
8. Нумерички модел расподеле оптерећења дуж линије контакта спрегнутих делова	116
8.1. Формирање нумеричког модела за стандардну конструкцију карданових спојница	116
8.2. Формирање нумеричког модела са коригованом геометријом спрегнутих делова карданове спојнице	125
8.2.1 Нумеричка симулација при варирању зазора без угла конуса рукавца	125
8.2.1 Нумеричка симулација при варирању угла конуса без промене зазора	130
9. Закључци	135
9.1. Даља истраживања	137
10. Литература	138
Прилог 1 - Експериментално истраживање радне способности Каданових вратила	146
Прилог 2 – Ко је био Ђероламо Кардан?	209

1.

УВОД

Све већа сложеност машинских система налаже и све веће трошкове развоја, производње и експлоатације. Истовремено захтеви у погледу енергетске и еколошке ефикасности, поузданости, радног века и носивости су све већи. Данас, у ери велике конкуренције, је веома важно, да све што служи човеку ради са што мање отказа тј. поуздано. Отуда је повећање радне способности машинских система и конструкција императив за све учеснике у ланцу – од развоја производа, његове производње и контроле, па до одржавања. Ово се односи не само на финалне, готове производе, већ и на њихове саставне делове, подсклопове, склопове и на све елементе који учествују у интеграцији производа. Побољшање конструкционих карактеристика сваког од њих доприноси повећању укупне радне способности машинског система. Сваки губитак радне способности генерише велики број пратећих ефеката. Прво, изгубљено време у не коришћењу система – услед отказа неког од елемената и систему. Затим, време за дијагностику и отклањање изрока. Ту су и психолошки ефекти који се рефлектују на ниво поверења потрошача – корисника према датом производу.

Генерално посматрано, сви машински системи се састоје од погонске и радне групе, односно погонске и радне машине. Спој ових машина се остварује посебним склоповима, машинским елементима – спојницама. Њихова основна функција је преношење оптерећења и кретања са погонске на радну машину. Познато је да су спојеви најчешће најслабија карика у сваком машинском систему [23, 24]. Они значајно утичу на квалитет машинских конструкција, не само са

аспекта радне способности и поузданости, већ и са аспекта радних перформанси у погледу носивости, енергетске и еколошке ефикасности итд.

Сагласно великом скупу различитих радних и погонских машина, са различитим радним перформансама, развијен је велики спој различитих спојница [1]. Највећи број ових спојница је развијен за спајање погонских и радних машина чији се положај међусобно не мења у току експлоатације. Међутим, код пољопривредних и других транспортних средстава, услови рада налажу различите међусобне положаје погонске и радне машине. Због специфичности услова рада, развијен је знатно мањи број спојница које спајају ове врсте погонских и радних машина. Име и појам ових спојница везано је за пионире у конструкцији ових спојница, славног италијанског научника Ђеролама Кардана (*Gerolamo Cardano*, 1501-1576, биографија у прилогу) и Роберта Хука (*Robert Hooke*, 1635-1703). У континенталној Европи називају се Карданове спојнице (карданска врадила), док се у земљама енглеског говорног подручја називају Хукови зглобови (спојеви). Конструкциона решења ових спојница пролазила су кроз различите фазе развоја. Динамика развоја конструкционих решења ових спојница приказане је у посебном поглављу 3 овог рада.

Због специфичних услова рада, витални делови ових спојница имају ограничени радни век. Истовремено, сложена геометрија, кинематика и динамика ових спојница, допринели су ограниченом броју истраживачких резултата, а који су обично „пословна тајна” њихових произвођача. Радни век Карданових спојница, примарно зависи од површинске чврстоће контактних површина спрегнутих делова, тј, од њихове способности да се супродставе различитим видовима разарања. Са аспекта запреминске чврстоће Карданових спојница, истраживања су усмерена на изналажење што погоднијег конструкционог решења у циљу рационалности масе. Ова истраживања су веома значајна, имајући у виду да Карданове спојнице раде у израженим динамичким условима.

На контактним површинама зупчастих парова према ISO [2] регистровано је преко 20 различитих видова разарања и оштећења. Скоро исти видови разарања присутни су и на контактним површинама котрљајних лежаја и Карданових

спојница. Овако велики број видова разарања и оштећења контактних површина спрегнутих делова је резултат великог броја утицајних фактора на њихову површински чврстоћу:

- услови формирања контактних површина
- толеранције облика и положаја спрегнутих делова
- хрпавост, односно висина и облик неравнина
- расподела оптерећења на истовремене спрегнуте делове и
- расподела оптерећења дуж контактне линије
- површинска тврдоћа
- услови подмазивања
- услови разрађивања
- триболошка својства контактних површина

Карданове спојнице (карданска вратила) су посебна врста механизма за преношење обртног момента, односно снаге, који спајају вратила чије се осе налазе просторно под извесним сталним или у току рада променљивим углом, дозвољавајући, при томе, у току времена релативно померање. Ово померање може бити угаоно и транслаторно. При томе се, осим чисто механичких губитака, преношење обртног момента врши без икаквих губитака и без повећавања или смањења обртног момента (суштина дефиниције машинских елемената – спојница) [48, 49, 50, 51, 52, 53, 54, 55, 56]

2.

ПРЕГЛЕД ДОСАДАШЊИХ ИСТРАЖИВАЊА И ЗАДАТАК ИСТРАЖИВАЊА У ОВОМ РАДУ

Утоку свог развоја, човек је усавршавао знања, вештине и методе са циљем да свој живот учини лакшим. Потреба да се брже дође до хране, да се направи боље оруђе за рад, оружије за одбрану, да се земљиште боље прилагоди и припреми за гајење биљака и тд., имало је за последицу почетак размишљања и рађање идеја за конструисање простих машина и направа. У почетку, конструисање је засновано искључиво на методама пробе и погрешке, без примене прорачуна чврстоће конструисане су основне просте машине. Временом су се развиле вештине за производњу њихових саставних делова и елемената. Ово је имало за последицу стварање уско специјализованих заната и људи који су почели да се баве уским областима својих делатности. Тиме је створен услов и за теоријска размишљања и потреба за високошколованим људима, који су могли теоријски да опишу појаве које су се одвијале у постојећим направама и да предвиде њихово понашање у будућим конструкционим решењима. Са даљим развојем машина појавила се потреба за прорачуном чврстоће и стабилности.

Један сегмент науке о машинама су Карданове спојнице. Иако је њихово проучавање везано за област машинског елемента спојнице, широко коришћен назив „Карданско вратило” обухвата читав систем – спојнице и припадајућа вратила.

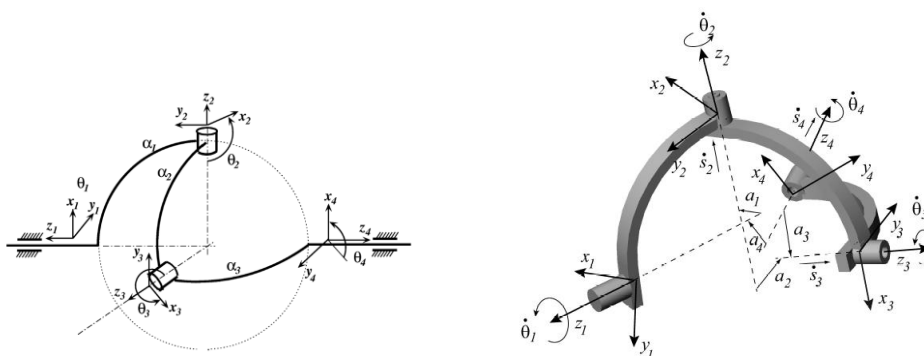
Савремене објављене литературе везана за испитивање Карданових спојница је релативно мало у односу на друге машинске елементе и системе. Разлог томе, вероватно је велика комерцијална употреба ових спојница. Већина истраживања,

из области побољшања радних перформанси, истраживања геометрије крстасте осовине и виљушке, истраживања оптималних решења ваза спојница и вратила, испитивања чврстоће и стабилности, су део пословних тајни реномираних произвођача „Карданових вратила”.

Иако Карданова вратила имају широку примену у скоро свим гранама индустрије, и наизглед њихова је кинематика детаљно описана и изучавана, тачних модела који описују и анализирају унутрашње силе или нема или ретки! Сви модели узимају ограничен број параметара који утичу на понашање спојница или се односе на мали број врста спојница. Дан данас се воде велике расправе који модел најбоље описује понашање Карданових спојница, где се истичу мане и недостаци појединих модела. Ретки су радови коју предлажу и мере и идеје за побољшање кинематског модела. Између осталих, о овоме пише Асен Даскалов (*Asen Yotov Daskalov*) [5], где каже: „...у овом раду су изведене основне једначине, које се односе на постојеће карданске механизме, које се користе за одређивање еквивалентног угла. Такође је добијена једначина утицаја преносника снаге. Према томе, мишљење, да је укупна теорија досадашњих конструкционих решења Карданових спојница већ развијена и да се ништа не може додати, је недоследна...” Он предлаже нову теорију која се односи на постојеће карданске механизме као и нове методе за кинематску анализу и синтезу оптималног карданског погона и закључује да је он дао идеју коју треба даље разрађивати и позива стручну јавност да наставе његов рад.

Аутомобили са погоном на задњој осовини који користе Карданову спојницу су развијени 30-тих година прошлог века, тако да и прве студије о динамици спојница потичу из тог периода (1930. – 1940.). Недостатак ових динамичких модела имао је за последицу да су прве конструкције спојница имале су веома мали радни век до отказа. Откривено је да су откази и ломови били последица променљивих и ударних момената, ортогонално оријентисаних и на улазно и на излазно вратило. Ово је истраживно у радовима Доца (*A.Y.Dodge*) [6] и Иверндена (*Evernden*) [7]. Током 1960-тих година Јанг и Фројденштајн (*Yang and F.Freudenstein*) [8] су покушали да нумерички објасне проблем применом елгебре малих бројева [9] (*dual number algebra*) на сферни просторни механизам са 4

полуге у вези, слика 2.1. Свој рад су наставили кроз серију радова [10, 11] такође користећи двојне векторе у једначинама кретања изведених у симболичкој форми.



Слика 2.1. Сферни просторни механизам са 4 полуге у вези,

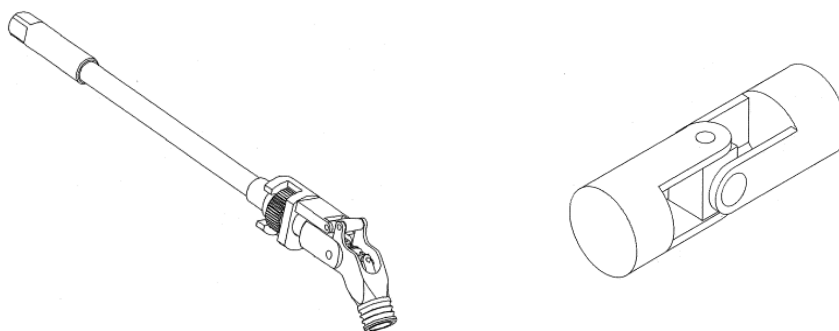
Овакав прилаз је обезбедио прикладнији метод за кинематску анализу. У последње време овакав прилаз се примењује на карданове спојнице, дефинишући производне толеранције облика и гометрије виљушке карданове спојнице, што су истраживали Фројденштајн и Фишер (*Freudenstein and Fischer*) [12]. Ове толеранције се односе на серију угаоних и праволинијских модификација геометрије виљушки у споју, како у раду спојнице не би дошло до интерференције њених покретних делова.

Општи прорачуни и конструкције о којима је писано у радовима и публикацијама као, Вагнер и Куни (*Wagner and Cooney*) [13], Шигли и Мишке (*Shigley and Mischke*), Ли (*Lee*) [15], Конструисању машина (*Machine Design*) [16], Lingaiah [17], као и књигама наших аутора: Машинским Елементима [19] и Механичким преносницима [20], односе се карданове спојница које су у најчешћој употреби, односно за спојнице са релативно малим угловима отклона вратила (најчешће до 10°), не узимајући у обзир производне (фабричке) толеранције. У својим радовима Хјумел (*Hummel*) и Часапис (*Chassapis*) су фокусирали иницијални напор да се оптимизује геометрија Карданових спојница у развоју и методологије конструкцисања која оптимизује чврстоћу спојнице контролишући интерференцу између свих компонената спојнице, али су и они игнорисали ефекте који производне толеранције могу имати утицаја на перформансе оптимизоване спојнице [18, 43]. Ово је нарочито битно код клизних Карданових спојница са осовиницом, где је уочено да производне толеранције веома утичу на клизање и

генеришу одступања реалног кретања спојнице од теоријског [18]. Ово може утицати на појаву контакта излазног и улазног вратила током окретања. Међутим, у објављеној литератури још увек нису описани критеријуми који узимају толеранције као параметар у конструисању Карданових спојница.

Узимајући у обзир степен искоришћења Карданових спојница, научни помак је дао Морецки (*Morecki*) [21]. Његов модел, заснован на упрошћеној статичкој анализи који укључује једино губитке у лежају виљушке је верификовао Пенестри (*E. Pennestrì*) са групом аутора, користећи другачији и измењени аналитички прилаз који укључује и губитке у непокретним ослоњцима [22, 23, 24]. Резултати су приказани дијаграмски, што омогућује да се израчуна степен искоришћења у функцији угла између оса улазног и излазног вратила. Пенестри (*E. Pennestrì*) је такође истраживао утицаје угаоне брзине и угла несаосности улазног и излазног вратила на енергетске губитке [25]. Нумерички резултати су такође верификовани [26].

Када се помене термин *Карданово вратило (спојница)*, асоцијација иде у смеру машина, аутомобилске индустрије, енергетике и томе слично. Оваква примена Карданових спојница захтева рад са релативно малим осним угловима улазног и излазног вратила. Међутим, Карданове спојнице су нашле примену код разних алата, поготово у медицини, као инструменти за уметање вијка у кост, слика 2.2. Овде хируршки инструмент – одвијач са Кардановом спојницом омогућује хирурзима да поставе завртањ у кост под угловима који се не могу постићи коришћењем стандардног одвијача [26]. У раду Хумела и Часаписа (*S.R. Hummel and C. Chassapis*) [18] је приказано истраживање и развој систематичног прилаза и оптимизације идеалног Кардановог споја, као и зависности при конструисању Карданове спојнице минималног пречника, која треба да пренесе строго контролисану вредност улазног момента за задати осни угао споја. Делови Карданског механизма током хируршке интервенције не смеју ометати кретање један другоме, што је омогућено посебном конструкцијом у сагласности са прилазом приказаним у њиховом раду.



Слика 2.2. Подесиви универзални одвијач за уметање вијака у кости са приказом примењене зглобне спојнице

Вибрације такође утичу на исправан рад Карданових вратила. Оне могу бити последица оштећења делова Карданског механизма, утицаја радне и/или погонске машине, неодговарајуће крутости система, начина улежиштења итд. Поред осталих Захрадка (*J. Zahradkaa*) описује утицај торзионих вибрација на нелинеарни погонски систем са Кардановим спојницама [27]. Коришћен је систем са једним степеном слободе у којем се налазе две Карданове спојнице са несаосним вратилима. Као главна резултујућа једначина кретања, коришћена је нелинеарна, нехомогена, диференцијална једначина другог реда са периодичним коефицијентима. Решење је испитивано у подручју главне, субхармонијске и субултрахармонијске резонанце коришћењем апроксимативне Ван дер Полове (*Van der Pol*) методе. Ширина области зависи од два главна фактора: пригушења система и угла несаосности Кардановог вратила.

Само Карданово вратило може имати утицај на радну машину. Попречне вибрације система гоњеног Карданским вратилом су истраживали Ивацубо и Саиго (*T. Iwatsubo, M. Saigo*), као и утицај излазног момента на динамичку стабилност система (ротора) [28]. Када се посматрају и улазно и излазно вратило, и параметарске и самопобудне вибрације се повећавају у зависности од излазног момента. У испитиваном случају, асиметрична крутост ослонаца вратила радне машине имала је ефекат стабиловања самопобудних вибрација.

Оштећења Карданових вратила могу бити разна и она су описана у многим радовима који анализирају узроке лома, хаварије или настанка оштећења.

Површинска оштећења се дешевају у зони контакта Крстастове осовине и шољице са игличастим лежајима, као и на самим иглицама. Ово је била анализа у раду [29], где је поред осталог дат преглед површинских оштећења крстасте осовине, иглица лежаја и шољице. Такође у елаборату [30], где се са аспекта трибологије посматрају оштећења рукаваца крстасте осовине и унутрашњих површина шољица игличастих лежаја код транспортних возила, у циљу повећања отпорности на хабање. Запреминска оштећења могу настати на виљушци или на вратилу Кардановог система. Као последица су грешака у материјалу, преоптерећења и/или замора и обично завршавају хаваријом целог система – ломом. Хејс (*Heyes*) [36] је истраживао најчешће типове отказа код аутомобилских система, и уочио да откази елемената трансмисионог система чине $\frac{1}{4}$ свих отказа код аутомобила. Неколико истраживача су своја истраживања усмерили ка проучавању узрока оштећења и отказа елемента трансмисије, односно Карданових вратила као део тог система [37–40]. Бајракекен (*Bayrakceken*) врши анализу лома Кардановог вратила погонског зупчаника на диференцијалу [41], Кепселер (*Kepceler*) са групом аутора проучава напоне и прорачун века елемената трансмисије на 4WD возилима (са погоном на сва 4 точка) [42], а Нанавер и Пабло (*Nanaware and Pable*) у свом раду су истраживали масовну појаву заморних прслина на серији трактора на задњим вратилима. Главни узрок појаве заморних прслина је циклични напон који се јављао на вратилима. Грешке у термичкој обради уочене су на 80-85% хаварисаних вратила. Сва вратила су генерално имала прслине на кључним локацијама [44]. Даље, у свом раду Бајракекен са групом аутора [31] анализира узроке лома делова Кардановог вратила возила. Посебно раздвајајући анализу лома виљушке Кардановог вратила и лом самог вратила. Врши стандардна испитивања узрока лома сваког дела посебно кроз спектроскопску и металографску анализу, као и испитивања тврдоће адекватних зона.

Наке студије и истраживања су посвећена алтернативним конструкцијама и производњи погонских Карданових вратила, који су највећи елемент у систему погона на задњим точковима. Ли (*Lee*) са групом аутора [45] је предложио решење са композитним вратилом са алуминијумском матрицом. Коришћењем

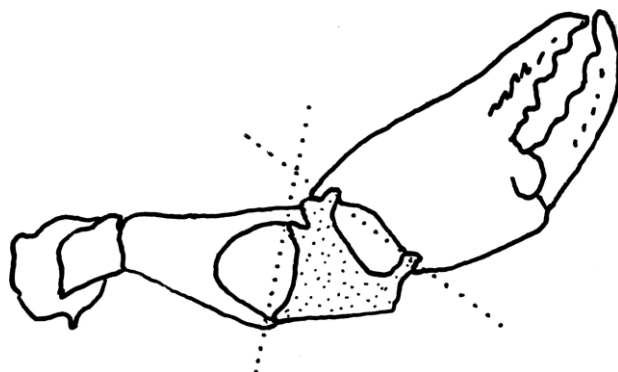
оваквог једноделног вратила уместо класичног дводелног [46], постигнуто је смањење тежине за 75%, а повећање торзионог капацитета трансмисије за 160%, при чему су нова вратила била знатно отпорнија у корозионом окружењу.

Код код нових конструкција Карданових вратила, у циљу провере носивости и дефинисања максималних параметара радних карактеристика, врше се многобројна испитивања и мерења као у [32]. За проверу новог производа – пулувратила са Кардановим зглобом, извршена су испитивања димезија, тврдоће одговарајућих зона, статичко торзионо испитивање, динамичко торзионо испитивање и испитивања века трајања зглобова.

Као алат при конструисању, 1990-тих година почињу да се користе нумеричке симулације. Развојем компјутера, повећањем њиховог процесорског капацитета, развојем нових софтвера, омогућено је да се на компјутерском моделу објекта испитивања изврше симулације понашања конструкције при задатим оптерећењима, које су ако не подударне, оно веома блиске реалном понашању. Могу се анализирати геометријске, површинске и запреминске промене. Ове методе се примењују и код испитивања Карданских вратила. Тако се у раду [31] поред класичног испитивања узрока лома виљушке и вратила Кардановог механизма, за испитивање напонског стања у зонама лома, користи и метод коначних елемената (FEM), чиме су верификована експериментална испитивања. Затим, у раду [33] нумеричка метода се користи за испитивање утицаја промене геометрије Кардановог крста. Овде је уочено како мале промене геометрије крста могу довести до значајног смањења напона у критичном пресеку. Повећањем радијуса заобљења у корену рукавца крста смањује се напон и до 40%. Оваква истраживања се настављају кроз радове Фогвела (*Vogwell*) [43], где је истраживања спровео техником нумеричке симулације и упоредио са реалним случајем на хаварисаним вратилима.

Занимљиво је поменути и пример из природе, односно како је то наглашено у [86, 87]: „ ... оно што се најчешће употребљава као јако добра констукција или механизам – природа је то постигла прва... ”. Везе клешта и оклопних плоча са

хрскавицом код краба код других зглавкара се понашају као асиметрични крст код Кардановог зглоба, дозвољавајући покрете око две осе под нагибом, сл 2.3.

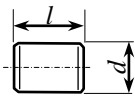
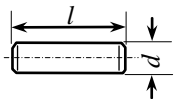
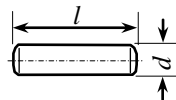
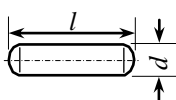
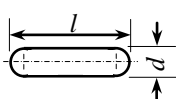


Слика 2.3. „Карданов (Хуков) зглоб” код клешта рака – крабе [86]

Поред мноштва литературе истичу се два најважнија наслова посвећене анализи Карданових вратила, монографије аутора Дутизе (*F. Duditz*) [34] и Вагнера (*E.R. Wagner*) [35].

Највећи утицај на чврстоћу контактних површина има расподела оптерећења дуж линије контакта. Равномерној расподели линијског оптерећења одговара највећи радни век спрегнутих делова. Са повећањем степена неравномерности линијског оптерећења опада чврстоћа контактних површина, а самим тиме и радни век спрегнутих делова. Треба имати у виду, да један вид разарања и његови продукти убрзавају развој других видова разарања на контактним површинама. У поређењу са другим машинским елементима, котрљајним лежајима и зупчастим паровима, Спрегнути делови Карданових спојница имају најнеповољније геометријске и кинематске услове са аспекта равномерности расподеле оптерећења дуж линије контакта. Чак и у условима идеалне геометријске тачности спргнутих делова Карданове спојнице, на контактним површинама се не може остварити равномерна расподела оптерећења. Основни разлог је изразито неравномеран положај контактне линије спрегнутих делова у односу на правац вектора угаоне брзине. Наиме, тачке контактне линије које су најудаљеније од осе обртања спрегнутих делова прве ступају у контакт. То су тачке на врху рукавца крстасте осовине. Степен ангажовања других тачака контактне линије зависи од геометријских карактеристика спрегнутих делова, контактних деформација и

интензитета радног оптерећења. Истраживања, теоријаска и експериментална, показала су да делови рукавца у зонама испод или изнад зона првог контакта (његовог корена или на наспрамној изводници врха рукавца крстасте осовине) скоро редовно остају неоштећени, јер не учествују у преношењу оптерећења. Према томе, централни проблем код Карданових спојница је како смањити неравномерност расподеле оптерећења дуж линије контакта спрегнутих делова, односно како растеретити делове врха рукавца. У том циљу, на основу досадашњих истраживања формирана су два конструкциона решења. Прво решење базирано је на корекцији контактне линије додира котрљајног тела – иглице. Ова корекција подразумева корекцију геометрије иглице на њеним крајевима, слика 2.4. Сличан поступак се примењује и код бокова зубаца зупчаника [4, 19]. Друго решење засновано је на примени два котрљајна тела – две иглице мање дужине уместо једне иглице веће дужине, слика 2.5.

Котрљајуће тело	скица котрљајног тела	Фактор дужине q
Цилиндар – ваљак (равни крајеви)		0,1
Иглица (равни крајеви)		0,15
Иглица (благо закривљени крајеви)		0,3
Иглица (закривљени крајеви)		0,5
Иглица (сферични крајеви)		1,0

Слика 2.4 . Облици котрљајног тела карданових спојница са геометријом завршетака [3]



Слика 2.5 Игличасти лежај са два котрљајна тела

У овом раду се истражује расподела оптерећења дуж линије контакта спрегнутих делова Карданове спојнице у циљу формирања новог конструкционог решења за њено побољшање.

У циљу праћења расподеле оптерећења код спрегнутих делова Карданове спојнице, у овом раду је формиран одговарајући геометријски модел. На основу развијеног модела анализиран је утицај геометријских величина спрегнутих делова на расподелу линијског оптерећења. Анализом добијених резултата, треба да се идентификује оптимална геометрија спрегнутих делова са аспекта равномерности расподеле линијског оптерећења. Развијеним нумеричким моделом (МКЕ), анализиран је утицај расподеле оптерећења на контактну напонско стање спрегнутих делова.

3.

ХРОНОЛОШКИ РАЗВОЈ КАРДАНОВИХ СПОЈНИЦА

Кардански преносници служе за механички пренос снаге и момента између вратила која мењају положај оса у процесу експлоатације или су постављена под извесним углом. Име и појам карданских преносника везан је за славног италијанског научника, математичара и механичара Ђиролама Кардана (*Gerolamo Cardano* 1501-1576, биографија у Прилогу 2).



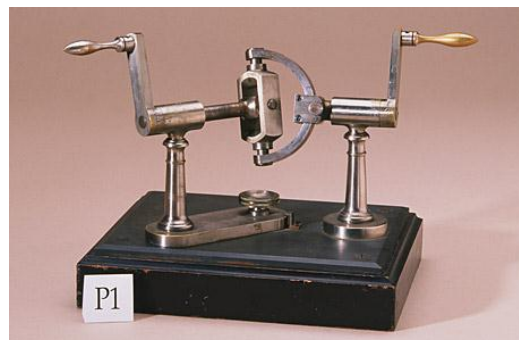
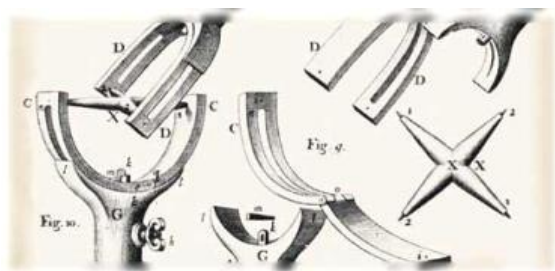
Слика 3.1. Ђироламо Кардан (*Gerolamo Cardano*)



Слика 3.2. Роберт Хук (*Robert Hooke*)



Познати енглески механичар Р. Хук (*Robert Hooke*, 1635-1703) је 1664. године, патентирао механизам намењен преносу обртања и снаге између два вратила постављена под углом, једно у односу на друго. Механизам је добио назив Хуков зглоб, слика 3.3. Са аспекта структурних и кинематских карактеристика, механизам Кардана и Хуков зглоб су еквивалентни, разлике су само конструкционе.



Слика 3.3. Хуков зглоб [57, 58]

Нагли развој карданских механизма и њихова све већа примена настаје са развојем пољопривредног и транспортног машинства. За покретне транспортне и пољопривредне машине које се при кретању подвргавају знатном „трескању” и промени положаја појединих својих вратила, била је неопходна уградња таквих механизма који не реагују на промену положаја оса вратила, а при томе добро одржавају експлоатациона својства машине.

Данас, кардански механизми имају широку примену у машинству. Примењују се у транспортним и пољопривредним машинама, аутомобилима и локомотивама, ваљаоницама као погонска вратила, машинама алаткама, бушилицама и пумпама нафтне индустрије, играчкама, а такође и у радио и HI-FI електронским уређајима. Такође им је широка примена и у управљачким механизмима авиона и хеликоптера, дрвној, текстилној индустрији, итд.

Правилно постављање карданских механизма, са аспекта структурног састава, даје могућност веће слободе конструктору при решавању узајамног распореда вратила преносника. Али примена карданских преносника, у неким случајевима, води настајању већих динамичких оптерећења у машинама, зато у тим случајевима их треба заменити другим преносницима који искључују настајање динамичких оптерећења (хидраулични преносници и др.).

Основни концепт спојева са кардановом спојницом заснован је на конструкцији прстенасте колевке (*gimbal*), слика 3.4, које се користе још од античких дана.

Једна од апликација овог механизма је код катапулта Старих Грка. Прве информације о оваквим спојевима долазе од математичара и механичара грчког порекла Филија (*Philon of Byzantium*), од одприлике 230 године пре нове ере, у његовим описима направа за игре на срећу и посудама за мастило са контролисаним ослањањем. Из 1245 године наше ере потиче скица мале сферичне пећи ослоњене на кружне прстенове, коју је скицирао француски дворски архитект Вилард де Хонекур (*Villard de Honnecourt*). Око 1500. године, Леонардо да Винчи је нацртао компас и кофу, смештене унутар прстенова [59].



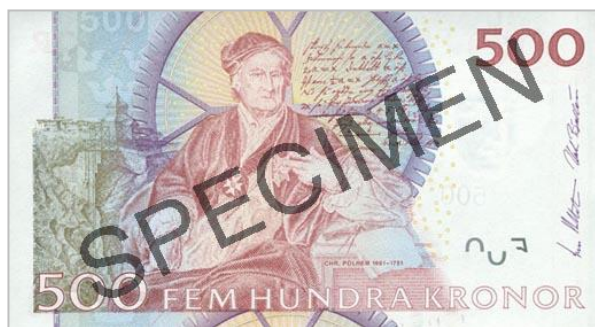
Слика 3.4. Прстенаста колевка (*gimbal*)

Обртни прстенови (*Swiveling gimbals*) су били опште познати у Европи у XVI веку, што сазнајемо од математичара, лекара и филозофа Ђиролама Кардана. Бавио се и инжењерством, тако да је у својој књизи „*De subtilitate libri XXI*” описао раскошну столицу императора Чарлса V (*Emperor Charles V*), која је била монтирана у обртне прстенове [60]. У својој књизи „*De armillarum instrumento*”, 1557. године детаљно је описао прстенасти спој (спојницу). Обртне осовине постављене под углом од 90° , спојене помоћу три прстена, тако да обезбеђују три степена слободе, слика 3.5 [60]. Прстенаста колевка је имала велику примену код лампи, бродских компаса и часовника смештених у средину, тако да им је центар гравитације био испод тачке пресека оса прстенова. Оваково ослањање и овако формиран спој је по аутору назван „Карданово ослањање”, односно Карданова спојница, а механизам са вратилом – Карданово вратило (биографија са библиографијом Ђиролама Кардана дата је у Прилогу 2).



Слика 3.5. Карданова прстенаста спојница из 1557. године¹. Фотографија лево: Немачки музеј, Минхен.

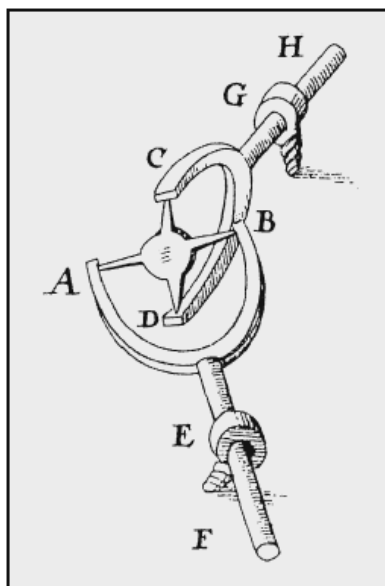
Механизам је заборављен, и касније, у XVI веку шведски научник Кристофер Полхем (*Christopher Polhem*) је „поново изумео” заборављени механизам Карданову спојницу, која је по њему у Скандинавији добила име – Полхемов чвор (*Polhemsknut* на шведском). Колико је Полхем имао утицаја на науку Шведске говори и слика овог научника која се налази на новчаници од 500 шведских Круна, слика 3.6.



Слика 3.6. Кристофер Полхем (1661-1751) и изглед новчанице од 500 шведских круна [61]

¹ У својој књизи „*Mediolanensis philosophi ac medici*”, на 163. страни пише: „*Видео сам један уређај у кући саветника Императора Максимилијана, Јохана Сегера (Joann Sager), уваженог математичара доктора и филозофа из Презбурга. Није ми објаснио одакле је набавио тај уређај, у другу руку, нисам га ни питао за њега*”. Ово показује да је овакво ослањање (спојница), већ било познато далеко пре Кардана, а названо је по њему „Карданов ослонац” (Карданова спојница) јер ју је он први описао [60].

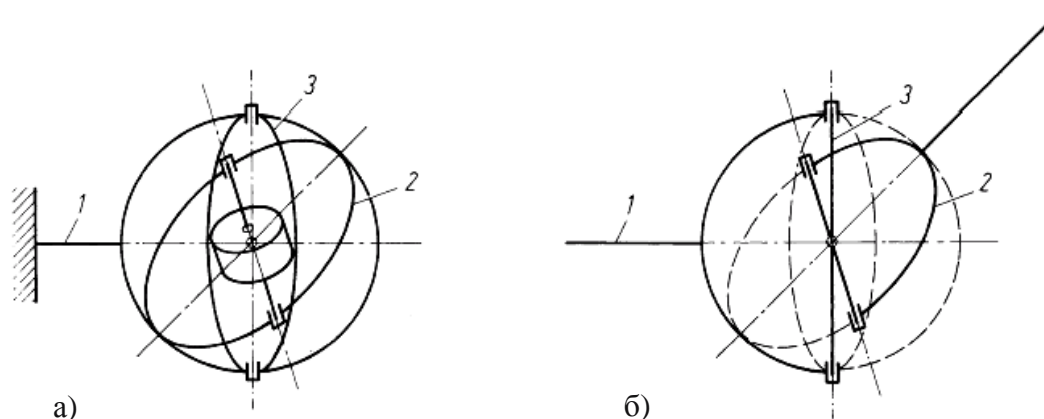
Потреба да се ротационо кретање пренесе помоћу вратила спојених под углом, расте са потребом владара, трговаца, ..., да прикажу своју владавину у најбољем светлу, тако што су на већ постојеће куле, не мењајући им изглед и димензије, постављали бројчаник часовника, а негде у близини, где се то не види, дограде просторију за у то време веома габаритни сатни механизам. Овде, због архитектуре самих кула, сатни механизам и велики бројчаник често нису били у осни, тако да се обртно кретање морало често преносити под углом на горе, на доле или бочно. Јесуита, Каспар Скот (*Caspar Schott*) је 1664. године описао механизам сат куле на катедрали у Страсбургу из 1354. године [62], при чему је написао да би погон под нагибом било најбоље спојити са бројчаником, помоћу крста са четити осовине, које повезују два вратила помоћу виљушака (*fuscinula*) монтираних на крајевима вратила, слика 3.7. Универзални спој, је значи био познат далеко пре Скота. Он је узео опис из необјављеног рукописа „*Chronometria Mechanica Nova*” од одређеног Амикуса. Када би анализирали оригинални Амикусов спој, блиска веза са обрtnим прстеновима и универзалног споја је очигледна, слика 3.8. Математика преноса обртног кретања, Скоту није била јасна, јер је погрешно тврдио да прва виљушка мора да ротира истом брзином као и друга.



Слика 3.7. Спој по Амикусу (XVI век)

ABCD – крст, АВ - супротни каракони крста, смештени у отворе на крајевима виљушке ABF (*fuscinula*).

Други пар кракова CD је на исти начин монтиран у виљушку CDH. Виљушке су улежиштене непокретним прстеновима G и E [62, 66].



Слика 3.8. Аналогија између прстенова и Кардановог споја.

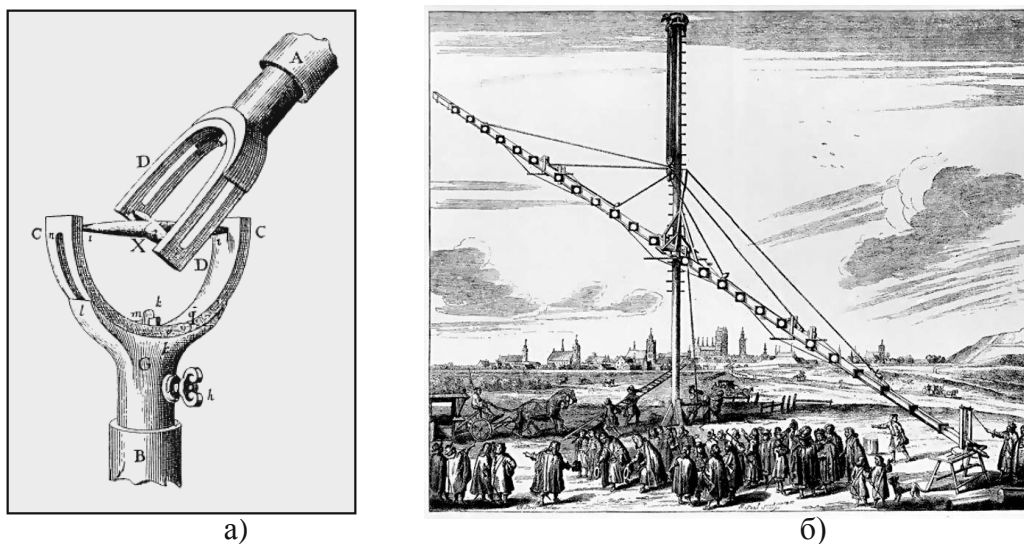
- а) Ротирајући прстенови, такозвано „Карданово ослањање” (XVI век):
1 – ослонац; 2 – обртни прстен; 3 – осовински прстен.
- б) Универзални спој по Амикусу (XVII век) испрекидано је нацртано Карданово ослањање како би се уочила аналогија:
1 – погонска виљушка; 2 – гоњена виљушка; 3 – крст

Хукове универзалне спојнице

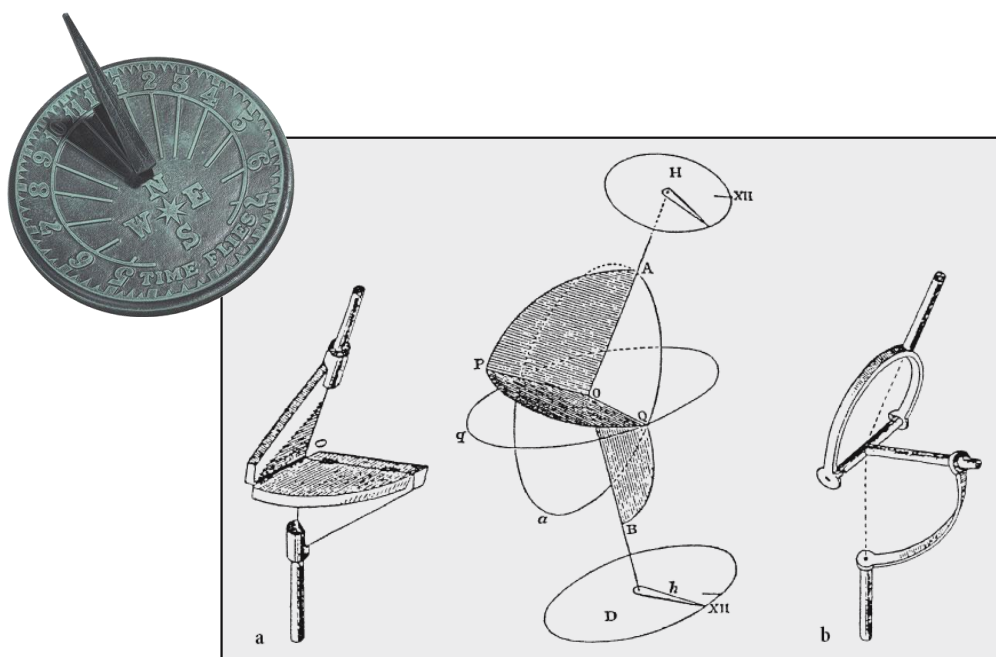
Енглески физичар Роберт Хук (*Robert Hooke*), је 1663. године направио механизам за контролисану трансмисију, различиту од форме Амикусове спојнице. У својој књизи „*Animadversions*” [63], 1674. године је описао хелиоскоп (претеча телескопа) астронома из Данцига (*Danzig*) Јоханеса Хевелиуса (*Johannes Hevelius*), који је садржао универзалну спојницу сличну Амикусовој, слика 3.9. У својим записима он раздваја појмове спојница и универзална спојница – способна за кретање у више праваца [64, 65, 66]. Први регистровани запис термина Универзални спој налази се у књизи Роберта Хука „*Helioscopes*” из 1676. [68]. Године 1678. објављује опис ове спојнице, што има за последицу коришћење термина Хуков спој (спојница) у земљама енглеског говорног подручја.

Како је Р. Хук био добар математичар, а добро је познавао практичну кинематику, за разлику од К. Скота, он је уочио да универзална спојница не преноси ротационо кретање подједнако. Ову неуниформност кретања спојнице је применио на направи на којој је извршио градацију скале сунчаног сата, слика 3.10., пратећи померање сенке по бројчанику. У ствари, компоненте једначине

времена која узима у обзир нагиб екваторијалне равни релативно у односу на еклиптику је у потпуној аналогји са математичким описом Хуковог (универзалног) споја.



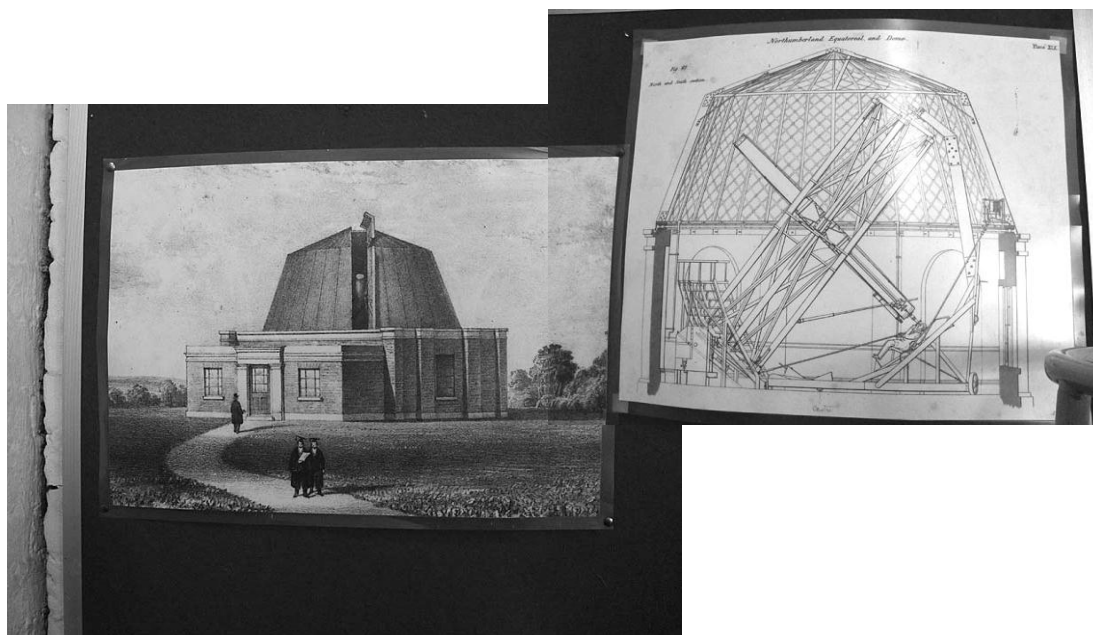
Слика 3.9. а) Универзална спојница са Хевелиусовог хелиоскопа
б) графика Хевелиусовог хелиоскопа из XVII века



Слика 3.10. Принцип апарата за прављење скале сунчаног часовника према Р.Хуку: а) дупли зглоб који одваја апарат од система осовина; б) корелација овог апарата са универзалним зглобом

Термин *универзални спој* је коришћен у 18-ом веку [69] и био у широкој употреби у 19-ом веку. У патенту Едмунда Морвуда (*Edmund Morewood*) из 1844. године за ваљање метала се помиње овај термин како би се компензовале мале несаосности између погонске машине и вратила код ваљаоница метала [70]. У Ларднеровом приручнику (*Lardner's Handbook*) из 1877. се описују и једноструки и удвојен универзални спој, где се наводи да се они веома користе у линијском систему вратила код предионице памука [71]. Жил Вајсбах (*Jules Weisbach*) описује математику уневерзалног споја и удвојеног уневерзалног споја у својим Расправама о механици (*Treatise on Mechanics*) објављеној у Енглеској 1843. [72].

Већи број универзалних спојница је коришћено 1843. године за повезивање контролних вратила на универзитетском телескопу у Камбриџу (*Northumberland telescope at Cambridge University*) [73], слика 3.11.



Слика 3.11 Универзитетски Нортхамберленд телескоп у Камбриџу

Термин карданова спојница – Карданово вратило се средином 19-тог века појављује и у књигама енглеског говорног подручја, вероватно као последица превода књига са Француског језика, или тамо где су највише употребљаване машине пореклом из Француске. Први примери датирају у извештајима из 1868 (*Exposition Universelle 1867*) [76] као и чланци о динамометру, преведени са француског 1881. године [77].

Стога се Фероламо Карадан и Роберт Хук могу сматрати људима који су утрли пут ка широкој примени универзалних спојница и погонских вратила. Термини за идентични механизам, „Карданова спојница” у континенталној Европи и „Хуков зглоб” у англосаксонском говорном подручју нас подсећају на ова два пионира.

ХРОНОЛОШКИ РАЗВОЈ КАРДАНОВИХ СПОЈНИЦА [69]

- 1352-54 Универзална спојница на погонском вратилу сатног механизма на катедрали у Стразбуру.
- 1550 Прстенасто ослањање Ђ.Кардана
- 1663 Универзални зглоб Р.Хука,
- 1683 Дупли Хуков зглоб,
- 1824 Анализа кретања Хуковог зглоба уз помоћ сферне тригонометрије и диференцијалног рачуна, као и прорачун сила на крсту од стране Жан Виктор Понкелеа (*Jean Victor Poncelet*).
- 1841 Кинематско објашњење Хуковог зглоба од стране Роберта Витиса (*Robert Witiis*).
- 1894 Прорачун површинског напона за крстасте осовине од стране Карл Баха (*Carl Bach*).
- 1901/02 Патенти за аутомобилске зглобове од стране Артура Харда и Роберта Швенка (*Arthur Hardt, Robert Schwenke*).
- 1904 Серијска производња Кардановог вратила (Хуковог зглоба) од стране Кларенса Спајсера (*Clarence Winfred Spicer*).
- 1908 Први куглични зглоб од стране Вилијама Витнија (*William A. Whitney*).
- 1918 Специјални услови при једноликом преносу кретања од стране Мориса д’Окања (*Maurice d’Ocagne*). Геометријски доказ за карактеристике константне брзине за зглоб Тракта.
- 1923 Укљештен куглични зглоб од стране Карла Ваиса (*Carl William Weiss*). Лиценца припада Корпорацији Бендих (*Bendix*).
- 1926 Пјер Феналијев (*Pierre Fenaille*) „хомокинетички” зглоб,
- 1927 Укљештен шестокуглични зглоб под углом од 45° од стране Алфреда Рзепа (*Alfred H. Rzeppa*).

- 1928 Први Хуков зглоб са игличастим лежајима на кардановом крсту -
Кларенс Спајсер (*Clarence Winfred Spicer*). Двоструки кардански зглоб –
Ричард Бусиен (*Richard Bussien*).
- 1933 Офсет Куглични зглоб (*Bfrnard K. Slulwr*).
- 1935 Спојнице са три рукавца, такозвани Трипод спој (*J.W. Kittredge*),
- 1937 Трипод спој (*Edmund B. Anderson*)
- 1938 *Plunging ball joint* према *offset* принципу (*Robert Suczek*).
- 1946 Бирфилд фиксни спој (*Birfield - fixed joint*) са елиптичним стазама
котрљања (*William Cull*).
- 1951 Погонско вратило са одвојеним Хуковим зглобом од средњег дела
(*Borg-Warner*).
- 1953 Широкоугаони фиксирани спој ($\beta = 45^\circ$) од *Kurt Schroeter*
- 1955 *Plunging joint*, (*William Cull*).
- 1959 АС fixed joint (*William Cull*) за *British Motor Corp.*, производње *Hardy-
Spiccr*.
- 1960 Куглични (Loebro-fixed joint) спој са полукружним стазама котрљања
(*Erich Aucktor/Walter Willimek*), ,
- 1963 Tripode plunging joint, Fixed joint, (*Michel Grain*).
- 1961 Four-ball plunging joint with pair of crossed tracks (*Henri Faure*). DANA-
plunging joint (*Phil. J.Mazziotti, E. H. Sharp, Zech*).
- 1962 VL-plunging joint with crossed tracks, six balls and spheric cage (*Erich
Aucktor*).
- 1965 DO-plunging joint (*Gaston Devos*), completed with parallel tracks and cage
offset (*Birfield*). 1966 серије за Рено (*Renault*) R 4.
- 1970 GI-tripode plunging joint (*Glanczcr-Spicer*). UF-fixed joint (*Heinr*).
- 1971 Широкоугаони фиксни спој (*H. Geisthoff, Heinrich Welschhof and H.
Grosse-Entrop*).
- 1985 Cage-guided balls for plunging in the Triplan joint (*Michel Orain*).
- 1989 AAR-joint (Löbro) серијска производња.
- ...

4.

ГЕОМЕТРИЈСКИ ОБЛИЦИ КАРДАНОВИХ СПОЈНИЦА И ДОМЕН ПРИМЕНЕ

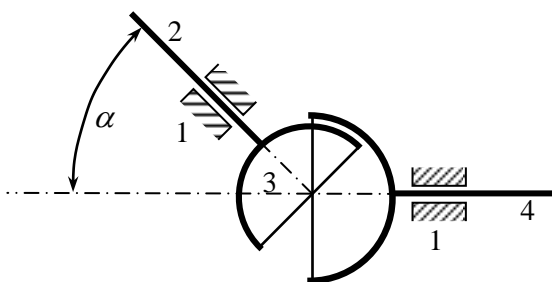
Сви елементи за везивање вратила под углом и међупросторних оса, називају се карданским механизмима, зглобовима или просто карданима, мада по принципу дејства, а такође по структурним и кинематским својствима могу се разликовати од механизма Кардана. У литератури исти механизам се може наћи под називом универзални зглоб, односно Хуков зглоб – спој.

Област примене карданских механизма, њихова експлоатациона својства, поузданост и трајност у различитим условима, одређени су експлоатационим својствима и конструкционим карактеристикама коришћених карданских механизма. Кардански механизми се користе у многим гранама машинства као елементи за пренос снаге и обртних момената, зато их је у првом реду и могуће поделити по њиховим конструкционим могућностима преношења момента. Примена одређене врсте карданског механизма зависи, пре свега, од величина угаоних брзина везаних вратила, зато што није увек могуће уравнотежити центрифугалне силе инерције које условљавају динамичке процесе у механизму.

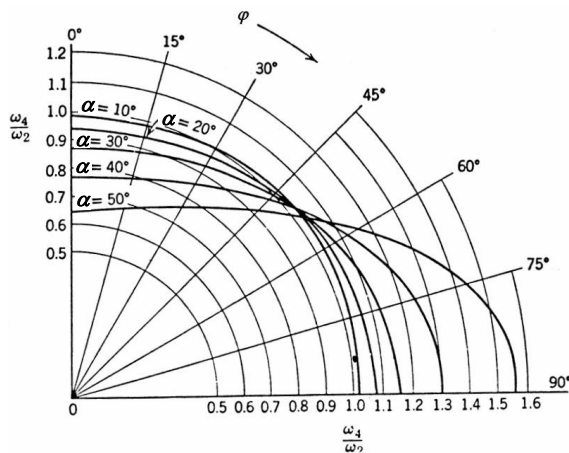
На слици 4.1. дата је шема кардановог зглоба, где је члан 2 погонски, а члан 4 гоњени. Члан 3 (крст) је спојни комад који везује ова два члана. Може да се покаже да, мада оба вратила мора да изврше пуни обрт у истом временском интервалу, однос угаоних брзина за два вратила није константан у току обртања, већ је функција угла између вратила α и угла обртања члана φ . Тај однос дат је са:

$$\frac{\omega_4}{\omega_2} = \frac{\cos \alpha}{1 - \sin^2 \alpha \cdot \sin^2 \varphi}$$

График ове једначине у поларним координатама за четвртину обрта погонског вратила приказан је на слици 4.2., који јасно приказује утицај великог угла између вратила α .

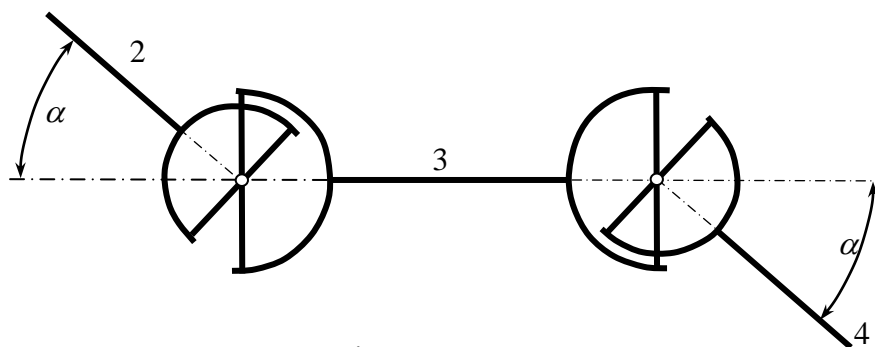


Слика 4.1. Шема кардановог зглоба



Слика 4.2. Утицај угла α

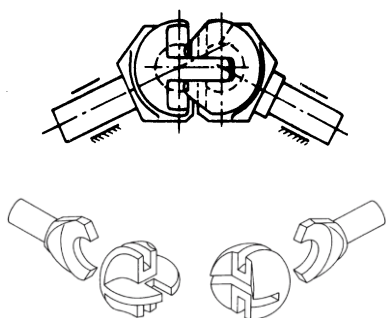
Два вратила је могуће повезати и помоћу два карданова зглоба и једним међувратилом тако да се неравномерни однос угаоних брзина првог зглоба може одстранити помоћу другог. Слика 4.3 приказује ову примену када два вратила, 2 и 4, која треба да буду повезана, не леже у истој равни. Веза мора да буде остварена тако да вратила 2 и 4 образују једнаке углове α са међувратилом 3. Исто тако зглобови на вратилу 3 морају бити повезани тако да када један зглоб лежи у равни вратила 2 и 3, други зглоб лежи у равни вратила 3 и 4 које треба спојити, леже у истој равни, тада ће зглобови на међувратилу бити паралелни. Пример два универзална зглоба за спајање вратила која леже у истој равни је Hotchkiss-ов аутомобилски погон, који се данас најчешће употребљава на колима.



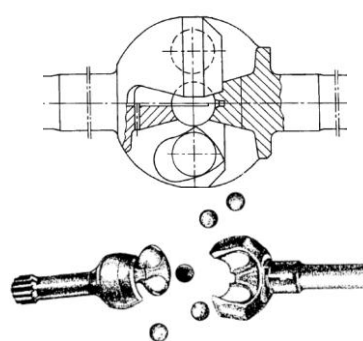
Слика 4.3. Удвојени Кардански механизам

4.1 ПОДЕЛА КАРДАНСКИХ ПРЕНОСНИКА

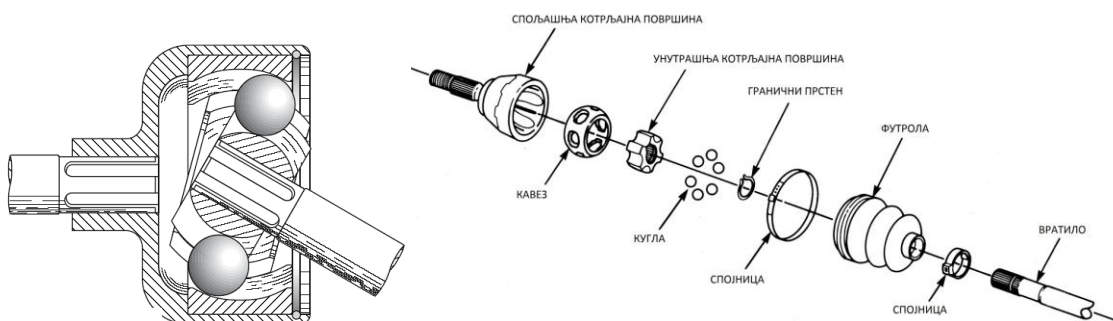
По кинематским својствима, кардански механизми се деле на кардане са константним и променљивим преносним односом. Кардански механизми са константним преносним односом равним јединици називају се синхроним, слике 4.4, 4.5, 4.6, зато што је угаона брзина погонског и гоњеног вратила при сваком положају вратила једнака. Асинхрони кардански механизми имају средњи преносни однос раван јединици, али се карактеришу периодичном променом гоњеног вратила.



Слика 4.4. Кардан типа TRACTA



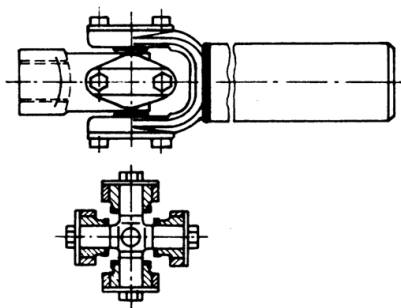
Слика 4.5. Кардан типа WEISS



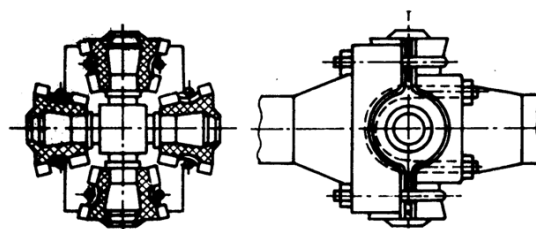
Слика 4.6. Кардан типа RZEPPA

По механичким својствима, карданске механизме делимо на **круте и еластичне**. Крути кардани су кардани таквог конструкционог решења да допуштају само угаона померања вратила при преносу момента, без осног премештања вратила унутар самог склопа (слика 4.7). За разлику од крутих кардана, еластични кардани утичу на фреквенцију осциловања целокупног склопа

и поседују способност компензовања осних премештања при преносу снаге (слика 4.8).

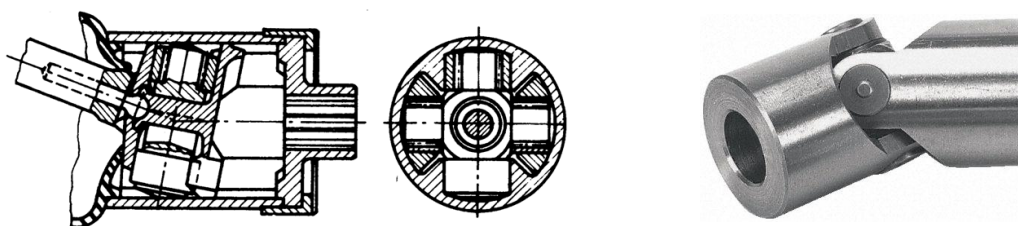


Слика 4.7. Крути кардан са клизним лежиштима



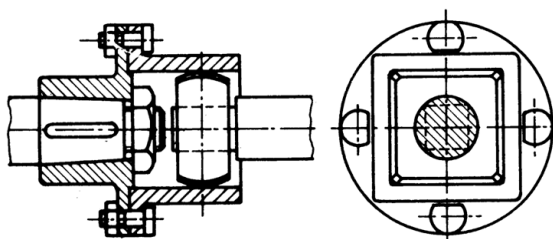
Слика 4.8. Еластични кардан са гуменим чаурама

У зависности од величине угла између оса везаних вратила, разликујемо **пуне кардане и полукардане**. Пуни кардани имају две осе осциловања и обезбеђују пренос снаге при релативно већим угловима између везаних вратила. Ако конструкција пуног кардана допушта осно премештање унутар кардана, тада се он назива универзалним (слика 4.9) у противном је прост.

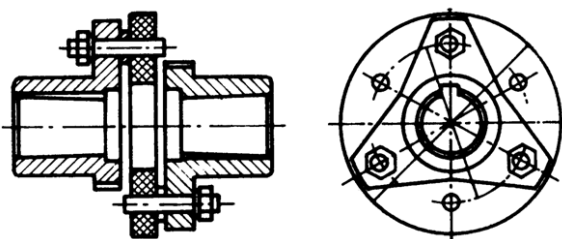


Слика 4.9. Универзални кардан

Полукардани немају физичку осу осциловања и допуштају узајамно одступање вратила само под веома малим углом. По својој конструкцији, полукардани могу бити крути (слика 4.10) и еластични (слика 4.11).

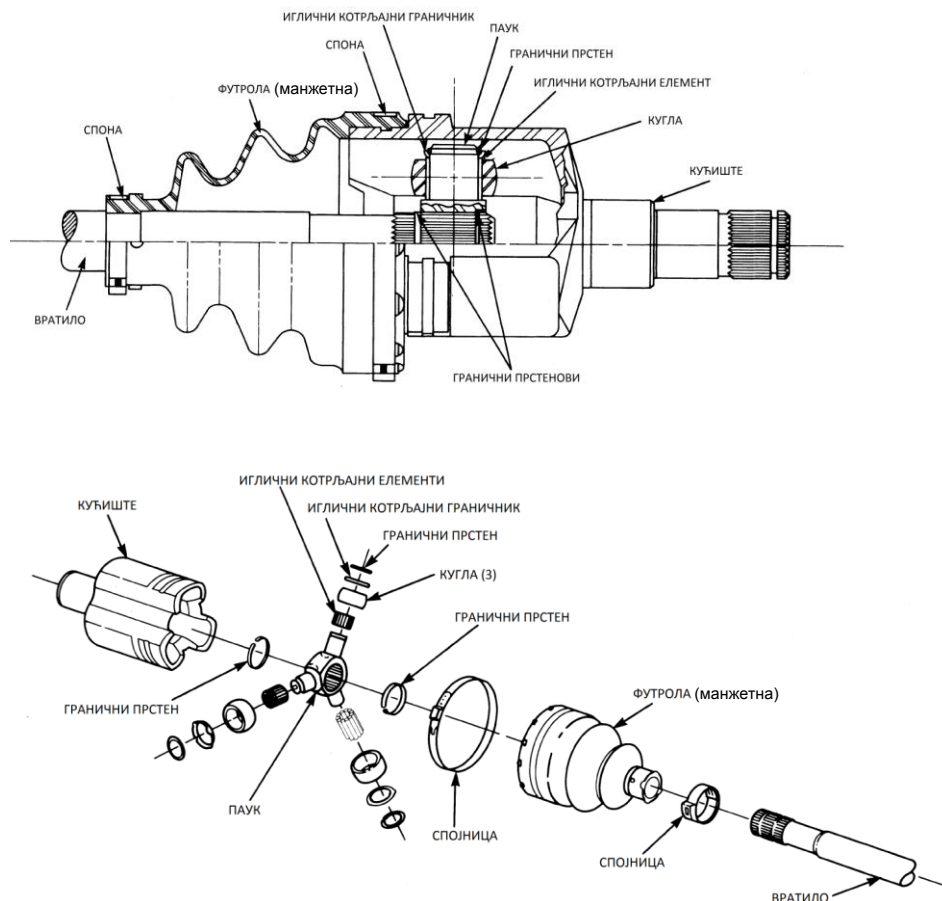


Слика 4.10. Еластични кардан са гуменим чаурама



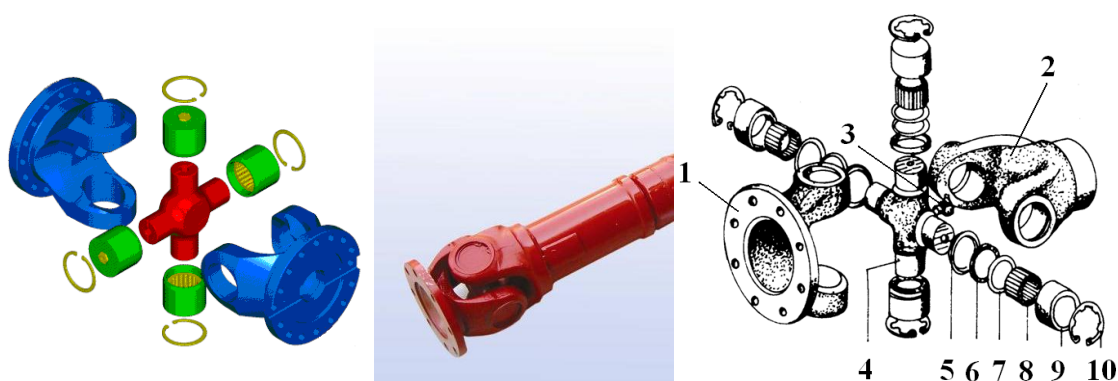
Слика 4.11. Еластични полукардан са гуменим диском

У аутоиндустрији широку примену има карданско вратило типа ТРИПОД, слика 4.12. Ова спојница је позната и под именом ТРОНОЖНА СПОЈНИЦА – универзална спојница константне брзине. Радијално ослоњена, она омогућава аксијални померај. Састоји се од кућишта које је повезано са вратилом преко три куглична ослонца подједнако распоређена под углом од 120° .



Слика 4.12. Кардански механизам типа ТРИПОД (троножна спојница)

Данас се у савременим машинским конструкцијама највише користе кардански механизми са крстастом осовином, слика 4.13. Састоје се из виљушака погонског (1) и гоњеног вратила (2) и крстасте осовине (4) са лежајима (8). Крстаста осовина има четири најфиније обрађена рукавца који леже у прецизним игличастим лежиштима (8, 9), а ови у виљушкама вратила, осигурани од испадања помоћу усковника (10). Подмазивање лежишта се врши помоћу мазалице (3) смештене на крстастој осовини. Истицање масти спречено је заптивним елементима (5, 6, 7).

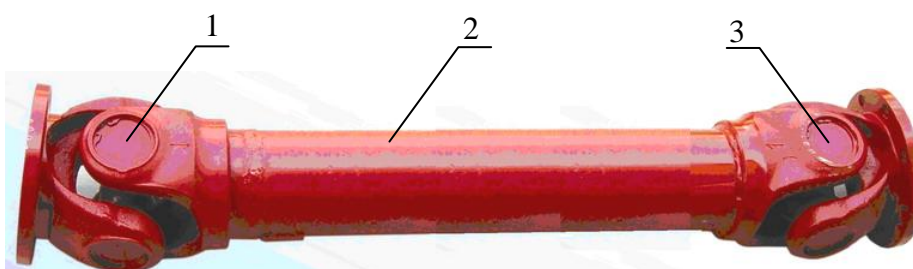


Слика 4.13. Кардански механизам са крстастом осовином

4.2 УДВОЈЕНИ КАРДАНСКИ МЕХАНИЗМИ

Главна особина карданског механизма је могућност измене преносног односа. Амплитуда периодичне измене преносног односа зависи од угла под којим су постављени погонско и гоњено вратило.

У случају примене удвојеног карданског механизма, могуће је постићи константни преносни однос брзина погонског и гоњеног вратила или неравномерност обртања гоњеног вратила. Удвојени кардански механизам је понео широко употребљиван термин - **КАРДАНСКО ВРАТИЛО**. Конструкција једног класичног и често примењиваног карданског вратила дата је на слика 4.14. Карданско вратило се састоји из два карданска механизма (1, 3) везана међувратилом (2).



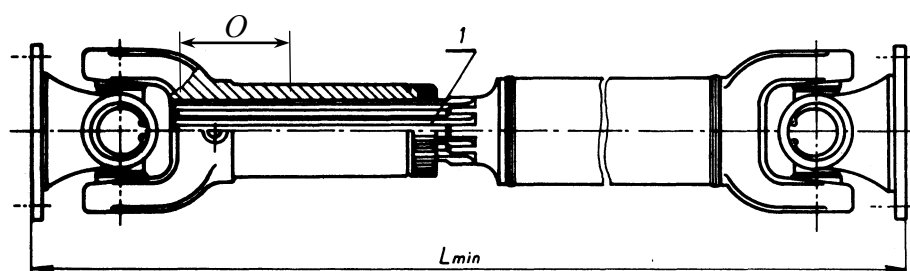
Слика. 4.14. Карданско вратило - удвојени кардански механизам

У многим конструкцијама, угао између оса погонског и гоњеног вратила се непрекидно мења у процесу експлоатације. Конструкције оваквог типа захтевају примену карданских вратила са телескопом (слика 4.15). Телескопски део вратила

чини ожљебљени профил (1) који омогућује издужење и скраћење карданског вратила у раду у одређеним границама. Минимална дужина карданског вратила условљена је најкраћим могућим растојањем између прикључних тачака погонске и гоњене машине. Максимална дужина коју може постићи карданско вратило је

$$L_{\max} = L_{\min} + O.$$

Где је O димензија дата у каталогу произвођача вратила, слика 4.15. При овој дужини су обезбеђене све функционалне карактеристике карданског вратила.



Слика. 4.15. Кардан са телескопским вратилом

Код карданских вратила намењених раду у условима високих температура или у прашином загађеној атмосфери, уграђују се специјалне заштитне облоге, слика 4.16.



Слика. 4.16. Карданска вратила са заштитним облогама (манжетнама)

Карданска вратила и кардански зглобови примењују се за пренос обртног момента између спојнице и мењача, мењача и диференцијала и уређаја на друмским, индустријским и шинским возилима, пољопривредним машинама, затим за

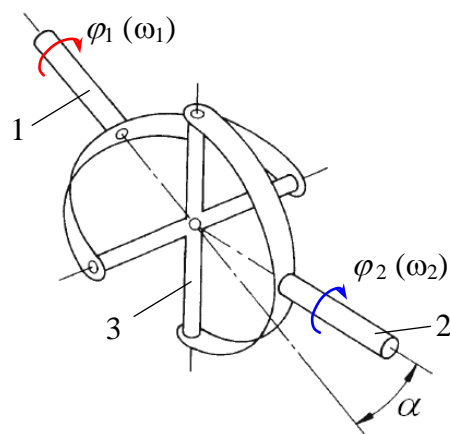
пренос обртног момента на разним стационарним постројењима, ваљаоницама, текстилним машинама, крановима, дизалицама, итд.

Главни носећи елементи карданских вратила израђују се од откивака квалитетних конструкционих челика који имају велику динамичку и статичку издржљивост [88]. Приликом производње, обрада елемената се углавном врши на специјалним аутоматским и полуаутоматским машинама које задовољавају најстрожије критеријуме тачности. Полувратила (популарни назив: полуосовине) са карданским зглобом служе за пренос обртног момента између диференцијала и управљачких точкова на путничким и теретним возилима, грађевинским и пољопривредним машинама. Крст кардана је витални део који служи за спајање карданских вратила, односно полувратила са карданским зглобом. Он омогућава кретање кардана у свим правцима, а на сваком краку крста се налази шољица са котрљајним телима иглицама или ваљчићима, која омогућава да ово кретање буде прецизно и лако. На моторним возилима код којих је мотор напред а погон позади, карданско вратило се користи као део система за пренос снаге. Њиме се преноси обртни момент од мењача брзина на и конусно –тањирасти пар главног преносника снаге. То значи да се карданско вратило у овој функцији користи код свих камиона, аутобуса и неких путничких возила.

5.

ГЕОМЕТРИЈСКЕ И КИНЕМАТСКЕ КАРАКТЕРИСТИКЕ КАРДАНОВИХ СПОЈНИЦА

Карданова или зглобна спојница омогућује спајање вратила чије се осе секу под великим углом, који у току рада може бити сталан или променљив у границама $5^\circ \leq \alpha \leq 30^\circ$ (теоријски $\alpha = 0^\circ \div 45^\circ$). Према патенту енглеза Р. Хука а на основу механизма италијанског физичара из XVI века Ђ. Кардана, састоји се од две главчине са виљушкама (1 и 2 на слици 5.1) чије су ушице везане за рукавце крстасте осовине (3) цилиндричним зглобовима.



Слика 5.1. Схема асинхроне карданове спојнице

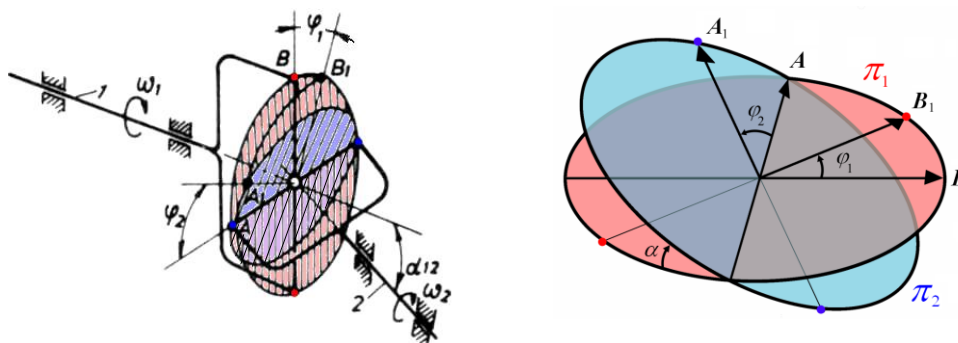


Слика 5.2. Изглед везе чашице и рукавца помоћу котрљајних лежаја

При обртању вратила рукавци осцилују у ушицама виљушака, због чега се зглобна веза остварује игличастим котрљајним лежајевима (слика 5.2), а ређе клизним лежајевима.

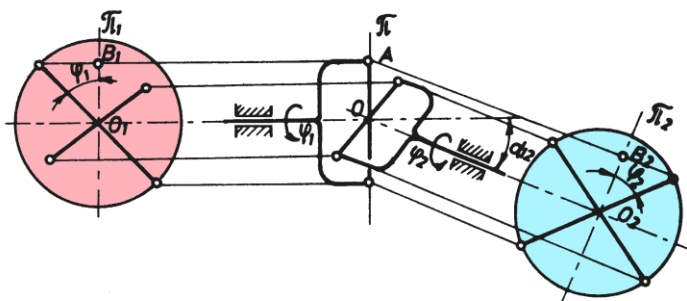
5.1 КИНЕМАТСКА АНАЛИЗА КАРДАНОВОГ ЗГЛОБА

За изналажење основних кинематских поставки карданског механизма, посматраћемо кардански механизам са крстастом осовином, слика 5.3. Вратила (1) и (2) постављена међусобно под углом α_{12} окрећу се различитим угаоним брзинама. Ако се погонско вратило (1) окрене за угао φ_1 онда ће се гоњено вратило (2) окренути за угао φ_2 .



Слика 5.3. Механички модел карданског механизма и равни погонске (црвено) и гоњене виљушке (плаво)

Пројектујмо механизам у равни π_1 и π_2 , нормалне на осе погонске и гоњене виљушке (слика 5.4). Задатак је одредити везу између углове φ_1 и φ_2 .



Слика 5.4. Равни π_1 и π_2 , нормалне на осе погонске (црвено)
и гоњене виљушке (плаво)

Из троуглова $O_1A_1B_1$ и $O_2A_2B_2$, могуће је одредити следеће зависности:

$$\overline{A_1B_1} = \overline{A_2B_2} = \overline{OA} \sin \varphi_1 ; \quad \overline{O_2B_2} = \overline{O_1B_1} \cos \alpha_{12} = \overline{OA} \cos \alpha_{12} \cos \varphi_1$$

Користећи троугао $O_2A_2B_2$ и горње зависности, следи:

$$\operatorname{tg} \varphi_1 = \frac{\overline{A_2B_2}}{\overline{O_2B_2}} = \cos \alpha_{12} \cdot \operatorname{tg} \varphi_2$$

Тако да се добија зависност:

$$\operatorname{tg} \varphi_1 = \cos \alpha_{12} \operatorname{tg} \varphi_2 \quad (5.1)$$

која се назива **основним кинематским законом карданског механизма**.

Основни кинематски закон карданског механизма, могуће је написати и у облику:

$$\operatorname{tg} \varphi_2 = \frac{1}{\cos \alpha_{12}} \operatorname{tg} \varphi_1 \quad (5.2)$$

$$\varphi_2 = \operatorname{arctg} \left(\frac{1}{\cos \alpha_{12}} \operatorname{tg} \varphi_1 \right)$$

Из неједнакости углова φ_1 и φ_2 следи и неједнакост угаоних брзина између једног и другог вратила до чије се везе долази диференцирањем једначине (5.1):

$$\frac{1}{\cos^2 \varphi_1} \cdot \frac{d\varphi_1}{dt} = \cos \alpha_{12} \frac{1}{\cos^2 \varphi_2} \cdot \frac{d\varphi_2}{dt}$$

Како је:

$$\frac{d\varphi_1}{dt} = \omega_1 \text{ и } \frac{d\varphi_2}{dt} = \omega_2$$

из односа:

$$\operatorname{tg} \varphi_2 = \frac{\operatorname{tg} \varphi_1}{\cos \alpha_{12}}$$

следи:

$$\omega_2 = \omega_1 \frac{\cos^2 \varphi_2}{\cos \alpha_{12} \cos^2 \varphi_1}.$$

Уводећи смену:

$$\cos^2 \varphi_2 = \frac{1}{1 + \operatorname{tg}^2 \varphi_2}$$

и заменом $\operatorname{tg} \varphi_2$ из једначине (5.2), добија се:

$$\cos^2 \varphi_2 = \frac{\cos^2 \alpha_{12}}{\cos^2 \alpha_{12} + \operatorname{tg}^2 \varphi_1}$$

па је:

$$\omega_2 = \omega_1 \frac{\cos^2 \alpha_{12}}{(\cos^2 \alpha_{12} + \operatorname{tg}^2 \varphi_1) \cos^2 \varphi_1} \quad (5.3)$$

односно:

$$\omega_2 = \frac{\omega_1 \cos \alpha_{12}}{1 - \sin^2 \alpha_{12} \cos^2 \varphi_1} = \frac{\omega_1}{\cos \alpha_{12} (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_{12} \sin^2 \varphi_1)} \quad (5.4)$$

Преносни однос вратила 1 и 2 је:

$$i_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos \alpha_{12}}{1 - \sin^2 \alpha_{12} \cos^2 \varphi_1} = f(\alpha_{12}, \varphi_1) \quad (5.5)$$

Из израза (5.5) следи да је однос угаоних брзина погонског и гоњеног вратила карданског механизма променљив односно, гоњено вратило се обрће неравномерно. Максималне вредности односа ω_2/ω_1 одговарају вредностима угла:

$\varphi_1 = 0, \pi, 2\pi$ итд.

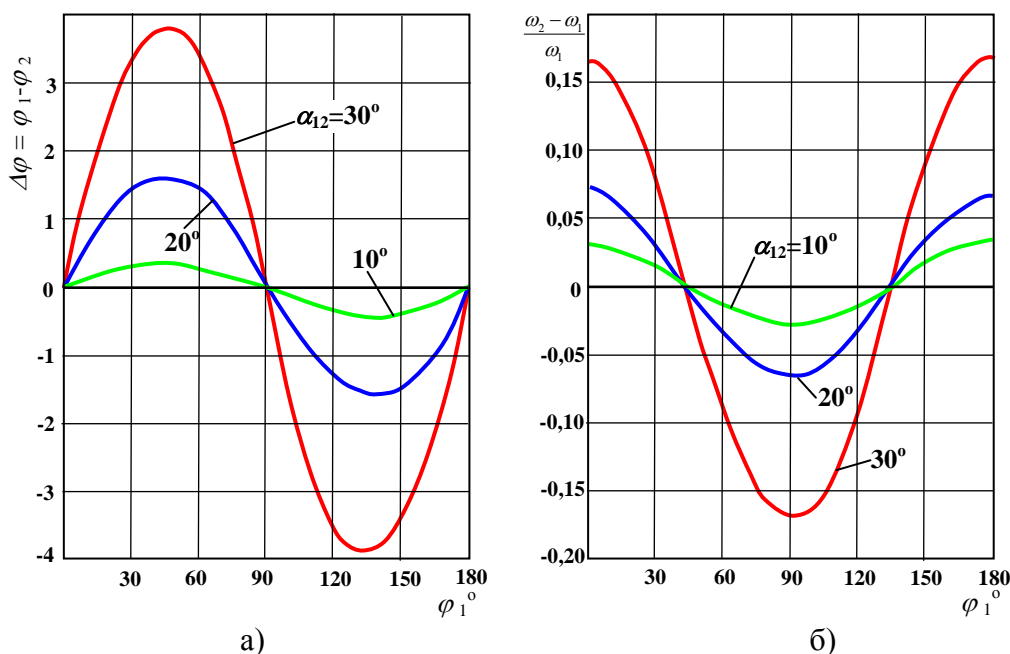
За ове вредности:

$$i_{21\max} = \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)_{\max} = \frac{1}{\cos \alpha_{12}} \quad (5.6)$$

Минималне вредности ω_2/ω_1 добијамо при: $\varphi_1 = \frac{\pi}{2}, \frac{3}{2}\pi$ итд.:

$$i_{21\min} = \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)_{\min} = \cos \alpha_{12} \quad (5.7)$$

Једначине (5.1), (5.2), (5.4), (5.5), потпуно карактеришу кинематику карданског механизма као преносног механизма. Његова својства сликовито илуструју графици дати на Слици 5.5, на којима су приказане разлике углова обртања улазног и излазног вратила ($\varphi_2 - \varphi_1$), као и $(\omega_2 - \omega_1)/\omega_1$, при $\omega_1 = \text{const.}$, за различите вредности угла α_{12} .



Слика 5.5. Показатељи кинематских карактеристика асинхроне карданове спојнице

Битно обележје и недостатак овакве карданове спојнице је периодична променљивост угаоне брзине и обртног момента гоњеног вратила (ω_2 и T_2) при сталним вредностима угаоне брзине и обртног момента погонског вратила (ω_1 и T_1) и угла преламања α (Табела 5.1.). У сагласности са релацијом основог закона карданског механизма (5.2), променљивост расте са углом преламања.

Табела 5.1. Угаоне брзине и обртни моменти асинхроне карданове спојнице
у зависности од φ_1 .

Угао обртања погонске виљушке	Погонска виљушка		Гоњена виљушка	
	ω_1	T_1	ω_2	T_2
$\varphi_1 = \omega_1 \cdot t$	<i>const.</i>	<i>const.</i>	$\frac{\omega_1 \cos \alpha_{12}}{1 - \sin^2 \alpha_{12} \cos^2 \varphi_1}$	$T_1 \cdot \frac{1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1}{\cos \alpha}$
$\varphi_1 = 0, \pi, 2\pi, \dots$			$\omega_{2\max} = \frac{\omega_1}{\cos \alpha}$	$T_{2\min} = T_1 \cdot \cos \alpha$
$\varphi_1 = \frac{\pi}{2}, \frac{3\pi}{2}, \dots$			$\omega_{2\min} = \omega_1 \cdot \cos \alpha$	$T_{2\max} = \frac{T_1}{\cos \alpha}$

Неравномерност се испољава тако што у току сваког пуног обртаја, гоњена виљушка по два пута наизменично предњачи и заостаје за погонском за угао $\Delta\varphi = \varphi_1 - \varphi_2$ (слика 5.5а), при чему угаона брзина ω_2 (слика 5.5б) и обртни момент T_2 добијају екстремне вредности. Овакав преносник неравномерног обртања ($\varphi_2 \neq \varphi_1$ и $\omega_2 \neq \omega_1$) назива се асинхрони или нехомокинетички. Показатељ асинхроности је такозвани **степен неравномерности**:

$$k_\omega = k_T = \frac{\omega_{2\max} - \omega_{2\min}}{\omega_1} = i_{\max} - i_{\min} = \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \alpha,$$

где су:

i_{\max}, i_{\min} – екстремне вредности радног преносног односа.

Неравномерно обртање гоњеног вратила изазива динамичко оптерећење преноса, због чега се асинхроне карданове спојнице сразмерно ретко појединачно користе за преношење механичке енергије, али су широко распрострањене у склопу карданових вратила и поликарданових преносника.

Карданове спојнице захтевају сразмерно велику тачност израде и монтаже, као и добро подмазивање у експлоатацији.

Прорачун карданових спојница обухвата проверу чврстоће виљушке и крстасте осовине, носивости и века трајања игличастих лежаја, односно површинског притиска у клизним лежиштима.

Синхроно обртање погонског и гоњеног вратила постиже се помоћу синхроних поликарданових преносника, састављених од двеју или више асинхроних карданових спојница, које су међувратилима редно везане под одређеним условима и синхроним кардановим спојницама, које се изводе редним везивањем под одређеним условима двеју асинхроних спојница без међувратила, или у облику специјалних конструкција.

Вратило са Кардановим спојницама – „Карданско вратило”

У наслову **Карданско вратило** је стављено под наводницима јер представља опште препознатљив термин. У уско стручном смислу, овај термин подразумева склоп две Карданове спојнице међусобно повезане међувратилом – удвојено карданово вратило.

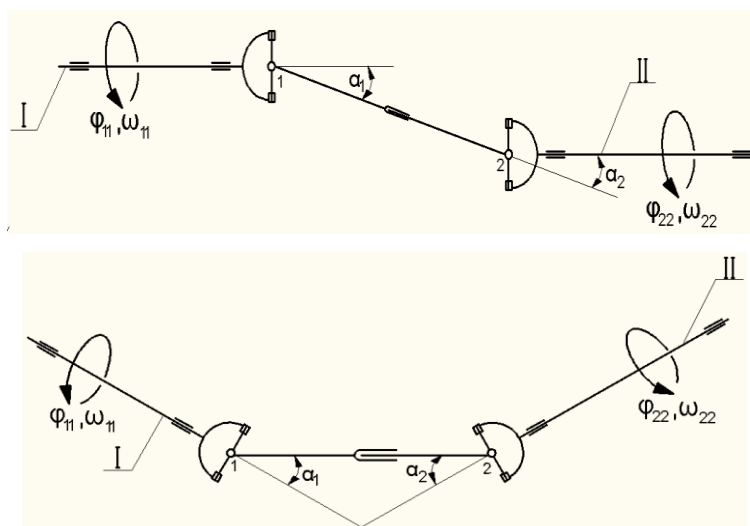
Карданско вратило познато још и под називом хомокинетичко² или синхроно Карданско вратило, јесте најшире примењивани облик карданових преносника. Састоји се од две просте карданове спојнице везане међувратилом – најчешће променљиве дужине. Хомокинетичка карданова вратила омогућавају преношење кретања са константним преносним односом једнаким јединици

$$(i = \frac{\omega_{11}}{\omega_{22}} = \frac{d\varphi_{11}}{d\varphi_{22}}), \text{ за разлику од карданове спојнице где } i \neq 1.$$

Хомокинетичност вратила са две карданове спојнице се постиже под следећим условима:

² Порекло термина хомокинетичност: „*homokinetic*” (*homo* = исто, *kine* = кретати се)

- углови под којима се секу осе погонског и гоњеног вратила са осом међувратила морају бити исти тј. $\alpha_1 = \alpha_2$ за диспозицију „Z“, односно $\alpha_1 = -\alpha_2$ за диспозицију „W“ (сл. 5.6),
- виљушке међувратила морају лежати у истој равни и
- сви делови кардановог вратила морају да леже у једној равни.



Слика 5.6. Шеме карданског вратила са распоредом спојница „Z“ и „W“

Карданова вратила, по правилу, пројектују се као синхрона, јер се у том случају неравномерно обрће само међувратило. Ради смањивања инерцијалног оптерећења, међувратилу се смањује масени момент инерције ако се оно изradi од цеви различитих попречних пресека. Вратило састављена од две круте карданове спојнице редно везане међувратилом променљиве дужине (сл. 5.7), представља функционалну целину која служи за преношење механичке енергије обртним кретањем око оса које се секу или су некоаксијалне и могу мењати положај у простору, при чему је обртање погонског и гоњеног вратила синхронно, тј. $\omega_{11} = \omega_{22} = \omega = const$, а угаона брзина међувратила променљива, тј. $\omega_{12} = \omega_{21} = f(t)$.



Слика 5.7. Карданово вратило са међувратилом са различитим попречним пресецима

При пројектовању преноса снаге са кардановим вратилима треба имати у виду да распоред „Z“ изазива мање отпоре ослонаца на спојеним вратилима (I и II) од распореда „W“ и да се за углове $\alpha_1 = \alpha_2$, променљиве у току преношења оптерећења, примењују ожлебљена међувратила (слика 5.7), јер развијају мању силу трења од осталих клизних транслацијских слојева. За угаоне брзине $\omega > 105 \text{ s}^{-1}$ ($n \geq 1000 \text{ min}^{-1}$) карданова вратила морају бити динамички уравнотежена. Динамички уравнотежена вратила могу радити са

$$n_{\max} \leq 0,5 \cdot n_{kr},$$

где је критични број обртаја:

$$n_{kr} = \frac{12,2 \cdot 10^4 \cdot \left(\sqrt{d_s^2 + d_u^2} \right)}{L_k^2} \text{ u min}^{-1}$$

где су:

d_s, d_u [m] – пречници кружно-прстенастог пресека међувратила,

L_k [m] – растојање карданових спојница (зглобова) у погонским условима.

5.2 АНАЛИЗА ОПТЕРЕЋЕЊА И НАПРЕЗАЊА КАРДАНОВОГ ВРАТИЛА

Да би се открила критична места у склопу, тј. места чија чврстоћа ограничава динамичку носивост и век трајања вратила као целине, мора се извршити анализа оптерећења и напрезања појединих делова кардановог вратила.

Силе и спрегови који нападају делове хомокинетичког кардановог вратила потичу од:

- спољашњег обртног момента M_{011} који треба пренети са вратила I на вратило II,
- периодичних промена угаоне брзине међувратила и
- динамичких ефекта промене нагиба вратила у току рада.

У овом случају разматраћемо склоп код кога:

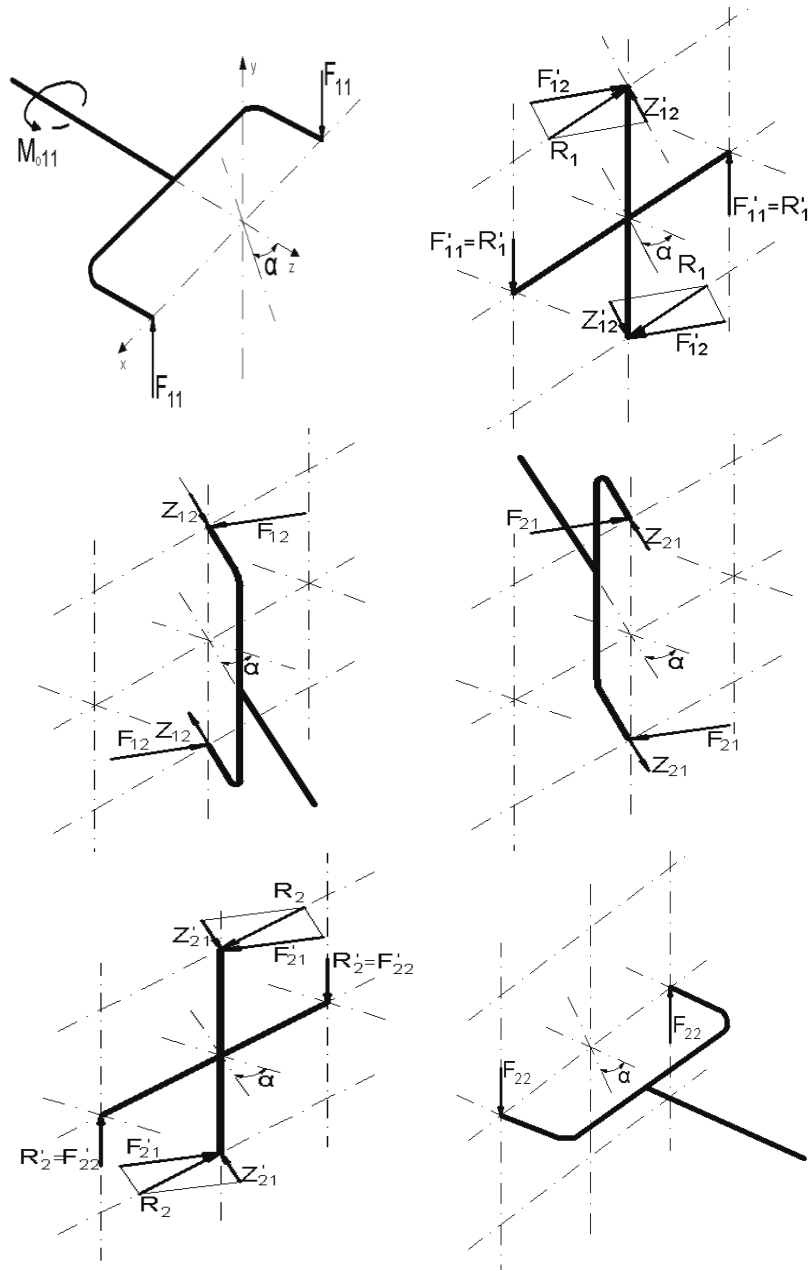
- сва три вратила леже у истој равни и
- вратила су постављена у распоред „Z“.

Распоред сила и спрегова по елементима кардановог вратила, проузрокованих спољашњим обртним моментом $M_{011} = const$, приказан је на сл. 5.8, док је преглед једначина које их дефинишу дат у Табели 5.2.

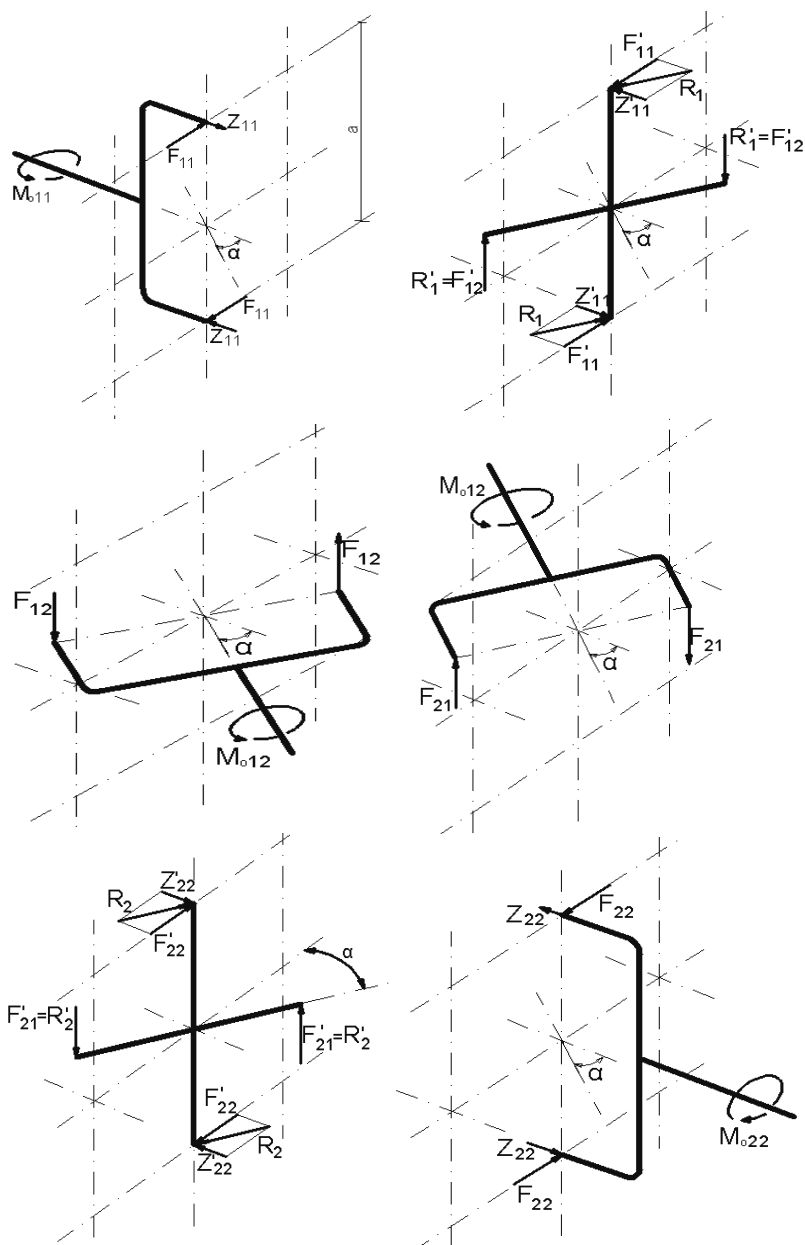
Све силе (изузев F_{11} , F_{22} , F_{11}' , F_{22}') су периодично променљивог интензитета, који зависи од угла обртања погонског вратила φ_{11} и угла нагиба зглоба α .

Табела 5.2. Спрегови и силе проузроковани дејством $M_{011} = const$ на хомокинетичко карданово вратило у „Z“ диспозицији

Ознака спрега односно силе	Облик једначине		
	У општем случају	За $\varphi_{11} = 0^\circ$ и 180°	За $\varphi_{11} = 90^\circ$ и 270°
M_{011}	$M_{011} = const$		
M_{022}	$M_{022} = const = M_{011}$		
$M_{012} = M_{021}$	$M_{011} \cdot \frac{1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_{11}}{\cos \alpha}$	$M_{011} \cdot \cos \alpha$	$\frac{M_{011}}{\cos \alpha}$
$M_{s11} = M_{s22}$	$M_{011} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \varphi_{11}$	0	$M_{011} \cdot \operatorname{tg} \alpha$
$M_{s12} = M_{s21}$	$M_{011} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \varphi_{11} \cdot \sqrt{1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_{11}}$	$M_{011} \cdot \sin \alpha$	0
$F_{11} = F_{22}$	$\frac{1}{a} M_{011} = const$		
$F_{12} = F_{21}$	$\frac{1}{a} M_{012} = \frac{1}{a} M_{021}$	$\frac{1}{a} M_{011} \cdot \cos \alpha$	$\frac{M_{011}}{a \cdot \cos \alpha}$
$Z_{11} = Z_{22}$	$\frac{1}{a} M_{s11} = \frac{1}{a} M_{s22}$	0	$\frac{1}{a} M_{011} \cdot \operatorname{tg} \alpha$
$Z_{12} = Z_{21}$	$\frac{1}{a} M_{s12} = \frac{1}{a} M_{s21}$	$\frac{1}{a} M_{011} \cdot \sin \alpha$	0



Слика 5.8.a Распоред сила и спрегова по елементима кардановог вратила под дејством обртног момента $M_{011} = const$ за случај $\varphi_{11} = 0^\circ, 180^\circ, \dots$



Слика 5.8.b Распоред сила и спрегова по елементима кардановог вратила под дејством обртног момента $M_{011} = const$ за случај $\varphi_{11} = 90^\circ, 270^\circ, \dots$

Постоји и друга група сила, а то су инерцијалне силе, изазване неравномерним обраћањем крста и међувратила са унутрашњим виљушкама. Инерцијалне силе крста су занемарљиво мале, због њихових сразмерно малих маса, па се дејство момента инерцијалних сила међувратила на напонско стање делова, такође може занемарити. Међутим, због двоструке промене знака момента у току сваког обраћаја и неизбежних зазора у покретним везама, јављају се удари.

Променљивост угла α под којим се секу осе кардановог вратила у току рада ($\frac{d\alpha}{dt} \neq 0$) постиже се транслаторним кинематским паром који треба да обезбеди преношење обртног момента, центрирање и релативну уздужну покретљивост сопствених делова. То се може остварити међувратилом променљиве дужине, чији су елементи везани ожљебљеним или полигоналним спојем. Промена угла α је у том случају праћена релативним клизањем делова међувратила, при чему се у споју јавља сила трења:

$$F_{\mu} = 2\mu \frac{M_{o12}}{d_m}$$

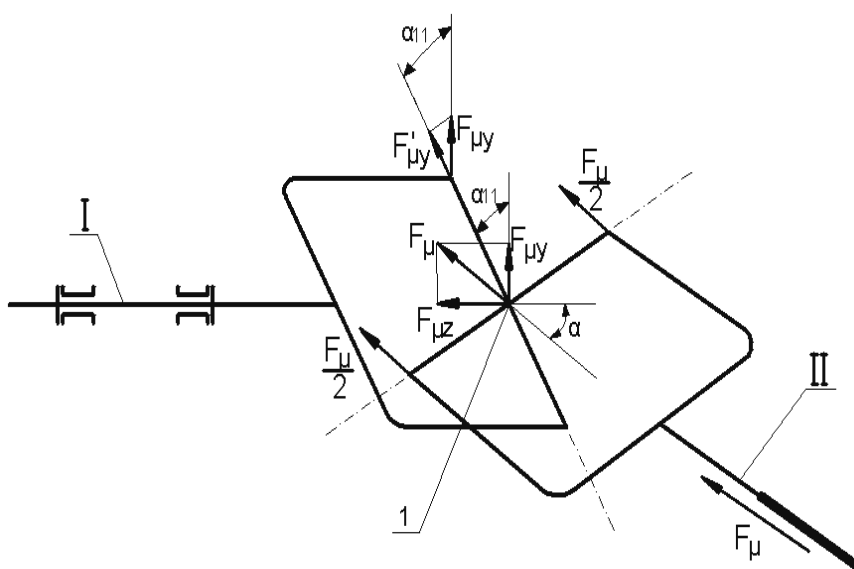
где је:

μ - коефицијент трења додирних површина у споју међувратила

M_{o12} - обртни момент међувратила

d_m - средњи пречник споја међувратила.

Ова сила трења, чије је дејство на погонско вратило I и спојницу 1 приказано на слици 5.9, представља радијално оптерећење лежишта у равни виљушке међувратила и може бити знатног интензитета због чега се по правилу не сме занемарити.



Слика 5.9. Дејство силе трења у клизном споју међувратила на карданову спојницу 1 и погонско вратило I

Њене компоненте $F_{\mu x} = F_{\mu} \cdot \cos \alpha$ и $F_{\mu y} = F_{\mu} \cdot \sin \alpha$ оптерећују ослонце погонског I односно гоњеног II вратила у аксијалном и радијалном правцу. Компонента силе $F_{\mu y}$ у правцу крака крстасте осовине ослоњеног у спољашњој виљушци $F_{\mu y}' = F_{\mu y} \cdot \cos \alpha_{11}$ помера крст у смеру дејства и радијално оптерећује лежаје виљушке међувратила ($F_{\mu y}' \perp F_{\mu y}$).

Услед угаоног убрзања међувратила, изазваног променом угла α , настају додатне инерцијалне силе које повећавају већ постојеће инерцијалне силе проузроковане периодичном променљивошћу угаоне брзине међувратила.

5.3 НАПРЕЗАЊА ДЕЛОВА КАРДАНОВОГ ВРАТИЛА

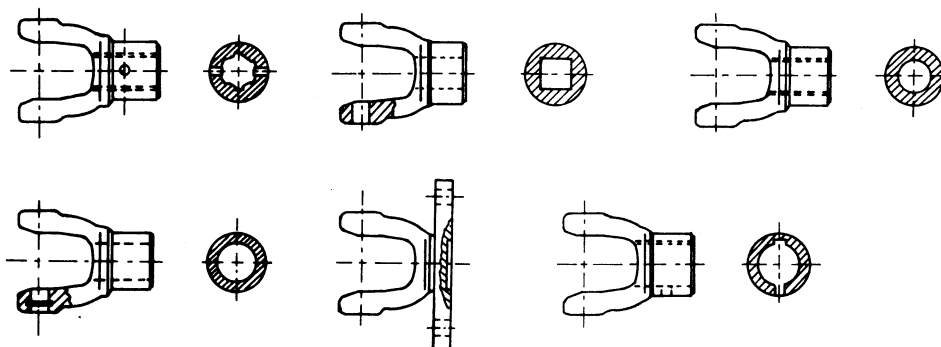
5.3.1 Напрезање виљушке

Према схемама на сликама 5.8 а) и б) кракови виљушака су напрегнути на:

- савијање и увијање од момента спрегова сила F_{11} , F_{22} , F_{12} , F_{21} управни на равни виљушака
- савијање од момента спрегова сила Z_{11} , Z_{22} , Z_{12} , Z_{21} у равни виљушака и момента силе трења F_{μ} у истој равни
- смицање силама F , Z и F_{μ} редукованим на тежиште равни укљештења
- истезање на делу око отвора за шољице игличастих лежаја, услед притиска изазваног пресованим склопом
- површински притисак на цилиндричној површини отвора за шољице, такође услед пресованог склопа.

Виљушке кардана, у зависности од начина причвршћивања за суседно вратило, могу као завршетак имати чауру или прирубницу. Прирубницом се виљушка везује за спојницу другог вратила, а чаура жљебном везом, варом (заваривањем) или неким другим начином. На сл. 5.10 приказане су различите конструкције виљушки кардана и начини њиховог везивања за суседна вратила [20]. Разлике

међу њима су углавном у начину везивања за вратило и у форми отвора за лежишта крстасте осовине.

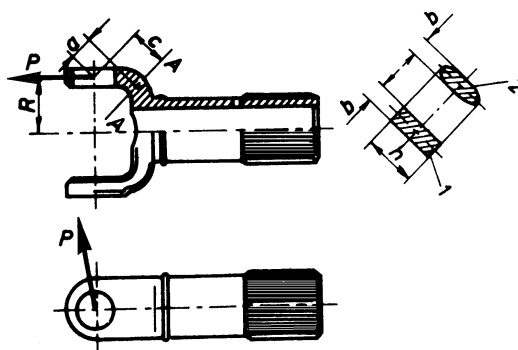


Слика 5.10. Различите конструкције виљушки кардана и начини њиховог везивања вратила

Краци виљушке су напрегнути на:

- савијање и увијање од момената спрегова сила управних на раван виљушке и у равни виљушке, као и момената силе трења у истој равни,
- смицање силама редукованим на тежиште равни укљештења,
- истезање на делу око отвора за шољице игличастих лежишта, услед притиска изазваног пресованим склопом,
- површински притисак на цилиндричној површини отвора за шољице услед пресованог склопа.

Критеријум прорачуна и провере виљушке карданског вратила, врши се на основу максималног момента и максималне силе, слика 5.11.



Слика 5.11. Силе и геометријске карактеристике виљушке кардана

Сила P која делује на полупречнику R се може изразити као:

$$P = \frac{M_{u2\max}}{2R} = \frac{M_{u2\max}}{F - L} \quad 5.7$$

Она напреже виљушку на савијање и увијање. Напони на савијање и увијање у критичном пресеку виљушке (А-А), одредјују се из израза:

$$\sigma_s = \frac{P \cdot C}{W_s}$$

$$\tau_u = \frac{P \cdot a}{W_u}$$

Отпорни моменти W_s и W_u зависе од облика пресека крака карданске виљушке, односно за правоугли пресек, отпорни момент савијања је могуће одредити изразом из Отпорности материјала:

$$W_s = \frac{b \cdot h^2}{6}$$

За елипсasti пресек, формула за W_s би се могла написати као:

$$W_s \approx \frac{b \cdot h^2}{10}$$

Отпорни момент увијања W_u за правоугли пресек, одређује се из израза:

$$W_u = \alpha \cdot h \cdot b$$

где коефицијент α зависи од односа геометријских карактеристика виљушке h/b .

Ова зависност је приказана табеларно у Табели 5.3:

Табела 5.3. Зависност коефицијента α од односа геометријских величина h/b

h/b	1	1,5	1,75	2	2,5	3	4	10
α	0,208	0,231	0,239	0,246	0,258	0,257	0,282	0,312

За елипсasti пресек, отпорни момент увијања је:

$$W_u = \frac{\pi}{16} h \cdot b^2 \approx \frac{1}{5} h \cdot b^2$$

5.3.2 Напрезање крстасте осовине

Краци крстасте осовине су напрегнути на:

- савијање у равни крстака - моментима резултујућих сила P за посматрани пресек и савијање у равни виљушке међувратила од момента силе трења $F_{\mu}/2$ за исти пресек и
- смицање силама P и $F_{\mu}/2$ редукованим на тежиште посматраног пресека.

Рукавци крстасте осовине као делови његових кракова трпе поред наведених још и напрезање на:

- површински притисак, ако су ослоњени у клизним лежајима, односно контактни притисак ако су ослоњени у котрљајним лежајима, на пример игличастим лежајима.

Уколико су због нетачне израде и монтаже радијални зазори у игличастим лежајима већи од аксијалних (између чела рукавца и дна шољице), чело рукавца се може наслонити на дно шољице и бити изложено површинском притиску.

Максимално савијање расте од средине крстасте осовине ка рукавцу. Расподела оптерећења дуж котрљајних тела показује пораст ка челу рукавца [20].

Ако се занемаре канали и отвор за подмазивање, напрезање на савијање у основи рукавца крстасте осовине, у пресеку $x-x$ (слика 5.12), може да се одреди на следећи начин:

$$\sigma_s = \frac{P \cdot l}{W_s}$$

где су:

$$\text{Максимална сила на рукавцу крстасте осовине: } P = \frac{M_{u2\max}}{2R} = \frac{M_{u2\max}}{F - L},$$

$$\text{крак силе } l = h_1 - \frac{L}{2},$$

$$\text{отпорни момент савијања рукавца: } W_s = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \frac{L}{2}$$

тако да се добија израз за напон савијања:

$$\sigma = \frac{32M_{u2\max} \left(h_1 - \frac{L}{2} \right)}{(F - L) \cdot \pi \cdot d^3}$$

h_1 - растојање од чела рукавца до прорачунског пресека,

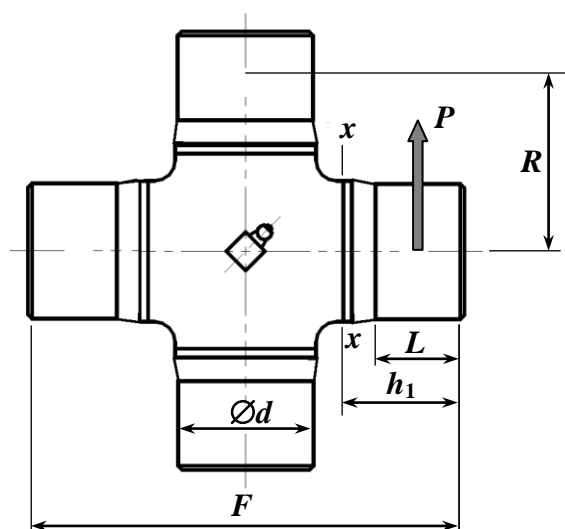
L - дужина иглице лежишта,

F - растојање између чела крстасте осовине,

d - пречник рукавца.

Напрезање на смицање крстасте осовине, може се одредити по формули:

$$\tau = \frac{4 \cdot P}{\pi \cdot d^2}$$



Слика 5.12. Геометријске величине за одређивање напрезања крстасте осовине

5.3.3 Напрезање иглице

Иглице котрљајних лежаја трпе контактне притиске на местима додира са рукавцем крстасте осовине и шољицом.

Највећи број карданских вратила користе игличаста лежишта. Она обезбеђују компактност конструкције, висок степен корисног дејства, поузданост и дуг век. Лежишта са иглицама имају велику моћ ношења за радијална оптерећења, а због много мањег спољашњег пречника од осталих лежишта, омогућавају уштеду у

простору у радијалном правцу. Због великих отпора трења не смеју бити оптерећена аксијалним силама. Овакве карактеристике игличастих лежишта, чине их веома погодним за рукавце који осцилују, па је због тога њихово коришћење за ослонце карданског вратила веома оправдано [20].

Игличаста лежишта је оправдано проверавати на статичку моћ ношења, а на век трајања по величини динамичке моћи ношења, узимајући по могућности што реалније услове рада.

Статичка носивост се може одредити по једначини [89]:

$$C_0 = 790 \frac{Z \cdot L \cdot d_z}{3 \cdot n_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha_{12}} [N]$$

где су:

Z - број иглица (ваљака)

L - дужина иглица (mm)

d_z - пречник иглица (mm)

n_1 - број обрта погонског вратила (\min^{-1})

Добијена вредност за C_0 мора бити већа од максималне силе на рукавцу:

$$P = \frac{M_{u2\max}}{F = L} [N]$$

Динамичка носивост карданског игличастиг лежишта без сепаратора [90] одређена је формулом:

$$C = 40 \sqrt[3]{Z^2 d_z \cdot L} [N]$$

док је за лежишта са сепаратором:

$$C = \sqrt[3]{Z^2 d_z \cdot L} [N]$$

При одређивању прорачунског радног века игличастиг лежишта, полази се од добро познатог односа котрљајних лежаја, између динамичке носивости и еквивалентног оптерећења [91], који за карданска игличаста лежишта има облик:

$$T = \frac{10^6}{n_{ek}} \left(\frac{C}{F_{ek}} \right)^m \quad [h]$$

где су:

n_{ek} - еквивалентни број обртаја карданског игличастог лежишта за 1 (h) рада,

F_{ek} - еквивалентно оптерећење.

При обртању карданског механизма са углом α_{12} између оса вратила, у лежиштима се јављају осцилаторна кретања са одступањем од средњег положаја за угао α_{12} . Фреквенција оваквог осцилаторног кретања је два пута већа од вредности броја обрта карданског механизма. Превођење осцилаторног кретања у обртно се остварује из услова да се за један обрт погонског вратила (360°), рукавац крстасте осовине заокрене за угао $4 \cdot \alpha_{12}$.

Ако са n_k обележимо број обртаја погонског вратила карданског механизма у јединици времена (1h), тада је:

$$n_{ek} = n_k \frac{\alpha_{12}^\circ}{90^\circ}$$

како је:

$$n_k = 60 \cdot n_1$$

то значи да се и еквивалентни број обрта може изразити као:

$$n_{ek} = 60 \cdot n_1 \frac{\alpha_{12}^\circ}{90^\circ}$$

Еквивалентно оптерећење одређено је изразом:

$$F_{ek} = P = \frac{M_{u2max}}{F - L} \quad [N]$$

па заменом израза за n_{ek} и F_{ek} у једначини за радни век игличастог лежишта, добија се следећи израз за одређивање рачунског века трајања карданског игличастог лежишта:

$$T = \frac{1,5 \cdot 10^6}{\alpha_{12} \cdot n} \cdot \left[\frac{C(F \cdot L)}{M_{u2max}} \right]^m \quad [h]$$

У овом изразу, за експонент m се може усвојити: $m = 3$.

У случају променљивих радних услова, када се мењају број обрта и оптерећење, па је нпр.: оптерећење лежишта M_{u21max} , а број обрта n_1 у времену t_1 , а у времену t_2 оптерећење M_{u22max} и број обртаја n_2 , итд., а притом се још и углови између оса вратила мењају, прорачунски радни век карданског игличастог лежишта може се изразити као:

$$T = \frac{1,5 \cdot 10^6 [C(F - L)]^m}{\sum \alpha_{12} \cdot n_{1i} \left(\frac{t_i}{T}\right) M_{u2i\max}^m} \cdot [h] \quad \sum t_i = T$$

У свим случајевима када се јављају ударна оптерећења, треба еквивалентно оптерећење помножити фактором удара и заменити у изразу за одредјивање рачунског века.

5.3.4 Напрезање шољице

Цилиндрични зид шољица је на спољашњој површини напрегнут на притисак услед дејства пресованог склопа, а на унутрашњој површини је изложен контактним притисцима од додира са иглицама. Унутрашње и спољашње површине су брушене.

Под истим условима као на челу рукавца, јавља се дејство површинског притиска и на дно (данце) шољице.

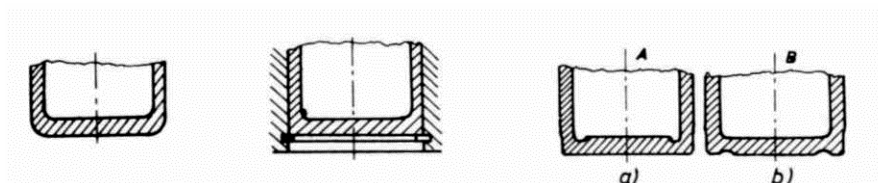
Суштински недостаци шољица су [20]:

- мали пречник иглица, условљен ограниченим габаритима,
- опасност појаве "избразданих" површина,
- немогућност смањења дебљине зида шољице,
- условљена технологијом израде, већи тангенцијални зазор између иглица.

Сви ови недостаци воде ка релативно мало динамичкој носивости и скраћењу века конструкције. Осим тога, неопходно је рачунати и са могућношћу појаве "избразданих" површина које доводе до снижења допуштених контактних напрезања по HERTZ-у у условима статичког оптерећења. Да би се ови недостаци

свели на најмању меру, као резултат вишегодишњих испитивања, разрађена је метода израде танкозидних шољица, извлачењем.

Хладновучена танкозидна шољица, одликује се хомогеном расподелом влакна и чврстоћом данцета. Карактеришу се већом динамичком и статичком моћи ношења, а дозвољавају уградњу котрљајних тела већих димензија него шољице са дебелим зидовима.



Слика 5.13

Слика 5.14

Слика 5.15

Посебан проблем који се јавља при изради танкозидних шољица извлачењем је форма ивице данца. Да би се успоставио задовољавајући контакт са зауставним прстеном, није довољан "природни" радијус који се добија извлачењем (слика 5.13). Да би се добила довољна површина за унутрашњи ускочник (слика 5.14), неопходно је повећати спољну површину налегања.

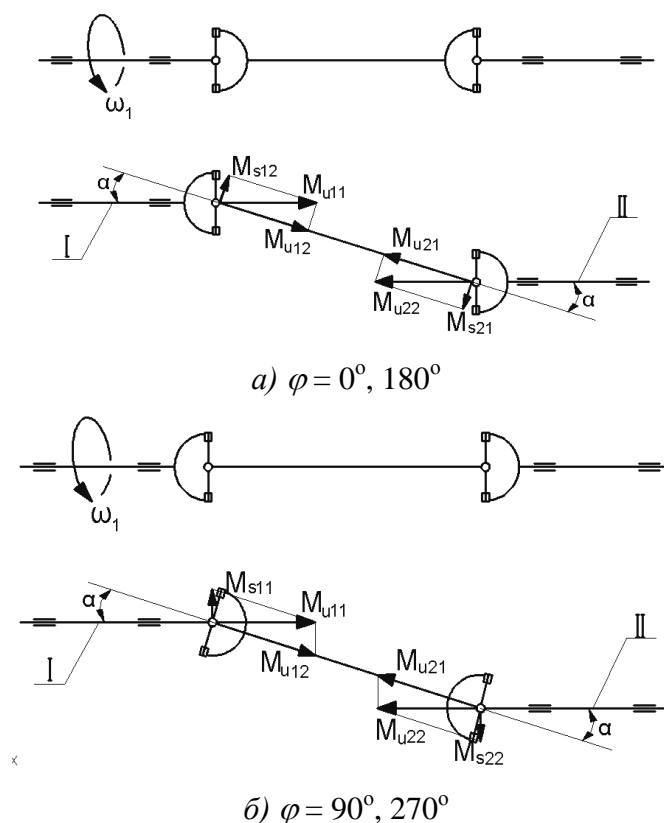
У новије време, шољице се израђују по варијанти А (слика 5.15а), при чему се потребне димензије дна шољице добијају допунским калупом. Ова операција у којој материјал нема могућности течења, носи опасност настајања мањих "рисева" као и цепања у зони прелаза зидова у дно шољице. Да би се избегле ове опасности, фирма SKF прешла је на други начин израде (слика 5.15б). Испитивања су довела до разраде варијанте Б. По овој варијанти, "природни" радијус се налази унутар шољице, а материјал са данцета се специјалним пресовањем одвлачи у спољашњи део дна шољице, где треба обезбедити радијус већи од 0,4 mm. Постојањем прстенастог жљеба, олакшан је прилаз инструментима за монтажу и демонтажу унутрашњег ускочника. Упоредна испитивања варијанте А и Б, показују да су у случају варијанте В напрезања на прелазу зидова у дно шољице мања за 33%, што знатно смањује вероватноћу разарања.

5.3.5 Напрезање вратила

Вратила која везују спојнице у општем случају су напрегнута на:

- увијање услед променљивог обртног момента $M_{u12} = M_{o12} = M_{u21} = M_{o21}$,
- савијање од момената спрегова сила Z ,
- површински притисак дуж додирних површина клизног споја и
- истезање односно притисак услед силе трења F_{μ} у споју

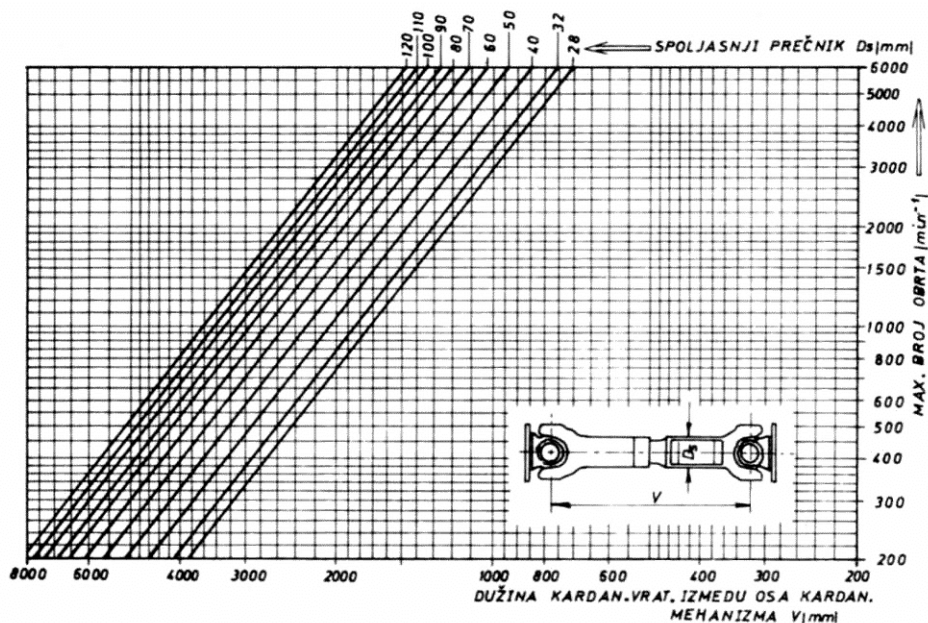
За случај диспозиције „Z“ на слици 5.16, вратила нису напрегнута на савијање, јер су моменти спрегова сила Z - M_{S12} и M_{S21} – истог интензитета а супротног знака па се међусобно поништавају.



Слика 5.16. Моменти увијања и савијања кардановог вратила у диспозицији „Z“

Оптеређења кардановог вратила се преносе на погонско (I) и гоњено вратило (II) и напрежу их на увијање, савијање, притисак односно истезање.

За одређивање геометријских и кинематских параметара карданових вратила, као и за њихово испитивање и проверу, често се користе номограми, које дају произвођачи карданових вратила. Један од њих, за одређивање неопходног пречника цеви вратила у зависности од учестаности обртања и дужине кардановог вратила, приказан је на слици 5.17.



Слика 5.17. Пример Номограма за одређивање пречника цеви

Анализом напрезања и напона у деловима карданових вратила долази се до следећих закључака:

- Највећи напони се јављају у деловима игличастих лежаја, при чему је интензитет највећих напона условљен карактером додира тих делова у неоптерећеном стању и расподелом оптерећења унутар лежаја
- Напони свих осталих делова се могу свести у жељене границе избором одговарајућих облика и димензија које не ремете оптималне габарите вратила.

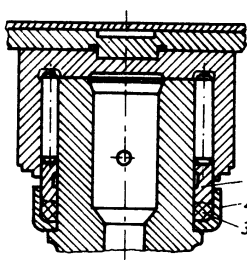
На основу тога се може констатовати да су најопаснији напони у деловима игличастих лежаја који се зато морају посебно размотрити.

5.4. ЗАПТИВАЊЕ ЛЕЖИШТА КРСТАСТЕ ОСОВИНЕ

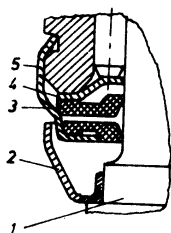
Заптиваче лежишта крстасте осовине је намењено раздвајању простора са унутрашњим притиском p_i и простора са спољашњим притиском p_a , а такође спречавају истицања или истискивања мазива, као и продирању воде или прашине.

Једна од најпростијих могућности заптивања, приказана је на слици 5.18. Заптиваче се остварује прстеном од пресоване плуте (1), постављеним у стезну чауру (2). Херметичност заптивања се постиже чауром (3) која притиска на прстен од пресоване плуте.

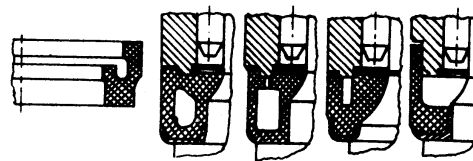
У последње време, чешће су конструкције са гуменим манжетна-ма. Конструкција таквог заптивања, са две гумене манжетне, приказана је на слици 5.19 [20]. Тањирасти поклопац (4) са зазором је навучен на рукавац крстасте осовине (1). Манжетна (3) која спречава истицање мазива, постављена је у чауру (5), испод тањирастог поклопца. Метални поклопац (2), напресован на наслон већег пречника рукавца, штити од продирања прашине. Друга манжетна штити површине трења од продирања спољње прашине и влаге. Манжетне се најчешће израђују од синтетичке гуме, отпорне на температуру од -35°C до 85°C и уље.



Слика 5.18



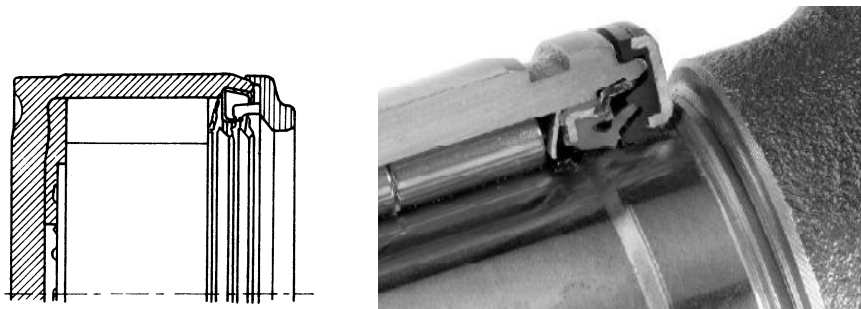
Слика 5.19



Слика 5.20

Новије конструкције гумених манжетни, предвиђају уљне цепове различитих облика (слика 5.20). Цепови се пуне уљем које штити игличаста лежишта од корозије. На додиру манжетне и чашице образује се уљни филм који спречава продирање воде и прашине.

Најновије конструкције карданских вратила, поред унутрашњег заптивања лежишта крстасте осовине, предвиђају и спољашње допунско заптивање (слика 5.21), чији је основни задатак заштита унутрашњих манжетни од продирања крупних честица прашине.



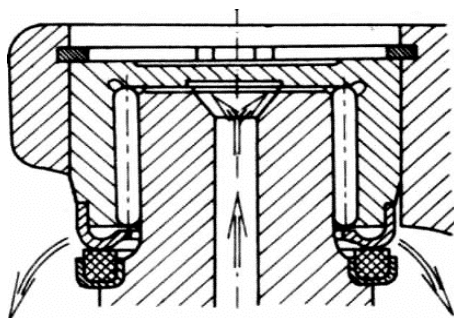
Слика 5.21. Спољашње допунско заптивање шољице

Жлебне везе телескопског дела вратила подмазују се при монтажи и специјалном мазалицом у времену експлоатације. За карданска вратила намењена експлоатацији у тропским условима, као и за остала карданска вратила која раде у загађеној атмосфери, конструисана је посебна облога за допунску заштиту телескопског дела вратила од продирања прашине и песка у клизне површине.

5.5. ПОДМАЗИВАЊЕ КАРДАНСКИХ ПРЕНОСНИКА

Површине карданског вратила које учествују у клизању котрљању, неопходно је подмазивати и осигурати од истицања уља, а такође и од продирања прашине и абразивних честица.

Крстаста осовина има четири најфиније обрађена и површински окаљена рукавца који леже у прецизним игличастим лежиштима, а ови у виљушкама вратила, осигурани од испадања помоћу ускочника. Конструкција крстасте осовине је изведена тако да омогућује подмазивање сва четири лежишта крста, помоћу мазалице смештене на крстастој осовини, слика 5.22 [20].



Слика 5.22. Систем подмазивања крстасте осовине

За подмазивање могуће је користити литијум сапонифициране масти или хипидна уља домаћих и страних произвођача, мање вискозности (SAE 90 и SAE 140).

Коефицијент трења челика по челику у жлебном споју, који се јавља при телескопирању карданског вратила, зависи од квалитета подмазивања. При добром подмазивању креће се од 0,06-0,10. У случају недовољног подмазивања или присуства абразива, коефицијент трења нагло расте и достиже вредност при задирању 0,35-0,40. Аксијална сила при томе достиже знатне вредности. Она дејствује на међувратило карданског преносника и оптерећује лежишта, кућиште и друге чланове склопа. Зато је неопходно систематско подмазивање жлебног споја карданског преносника.

Аксијално оптерећење се знатно смањује уколико се трење клизања при аксијалном померању замени трењем котрљања (жлебна веза са куглицама или ваљчићима).

Ожлебљени спој се подмазује преко мазалице, постављене на телескопској виљушци. Правилним избором мазива, може се знатно смањити сила трења. Експериментална испитивања су показала да се највеће смањење коефицијента трења клизања у жлебовима постиже коришћењем графитне масти, уља за хипоидне зупчанике и трансмисионим ауто-тракторским уљима. Упоредјујући са широко коришћеним пластичним мазивима, ова мазива смањују силу трења више од 75%.

Ефикасно средство продужења века трајања високооптерећеног ожлебљеног дела вратила на чијим се контактним површинама јављају високи притисци и температуре је примена специјалних тешкотопљивих пластичних мазива са додатком дисулфид молибдена. Како су показала испитивања, жлебна вратила са молибденовим мазивом могу издржати већа оптерећења без задирања него са обичним пластичним мазивима.

Телескопски део вратила се може подмазивати и мастима за шасије (ALMAS, ALS-5) или њима сличним мазивима.

Препорука произвођача карданских вратила је да се подмазивање крстастог зглоба врши сваких 2000 часова рада, а телескопски део вратила после сваких 450 часова рада.

Западно Немачки произвођачи препоручују рокове за подмазивање карданских вратила датих у Табели 5.3:

Табела 5.3 Препоруке за динамику подмазивања делова карданског вратила

ВРСТА МАШИНЕ	Игличасто лежиште	Телескопски део вратила
Возила у град. саобр.	10.000 [km]	5.000 [km]
Возила у друм. саобр.	5.000 [km]	2.500 [km]
Грађевинске машине	3.000 [km]	1.500 [km]
Уређаји у непокр.маш.	1.500 [km]	500 [km]

Уколико карданска вратила раде у отежаним условима, препоручени интервали подмазивања се обавезно скраћују.

5.6. МАТЕРИЈАЛИ КАРДАНОВИХ ВРАТИЛА

Век трајања и експлоатационе карактеристике карданских преносника у великој мери зависе и од изабраног материјала елемената, њихове термичке обраде, тачности израде, монтирања, а такође и од подмазивања.

У већини случајева, елементи карданског преносника израђују се из конструкционих и легираних челика. Виљушке карданских механизма праве се од челика за побољшање: Č1430, Č1431, Č1530, Č5430. После механичке обраде врши се каљење са отпуштањем до тврдоће 210-280 НВ. Примењују се такође и нискоугљенични челици (Č4320), који се после цементације подвргавају каљењу и отпуштању до тврдоће 58-65 HRC.

Крстаста осовина израђује се од нискоугљеничних легираних челика (Č4320, Č4321 и др.). Рукавци се цементирају, кале и отпуштају од тврдоће 58 – 65 HRC.

Пуна карданска вратила и цевни делови карданских вратила, обично се израђују из нискоугљеничних челика (Č1120, Č1220, Č1330) који се добро заварују. Наглављени завршци израђују се од челика за цементацију, који се кале у струји високе учестаности.

Продужење века телескопског вратила, могуће је путем сулфацијанирања ожљебљеног дела телескопске виљушке. Сулфацијанирање смањује хабање спрегнутих површина, скраћује период уходавања и смањује храпавост површина трења. Упоредна испитивања су показала да ожљебљени спојеви карданских вратила без наношења противхабајних слојева, већ после 3800-4200 циклуса показују значајно хабање бочних површина зуба. Сулфацијанирани телескопски делови карданског вратила раде 63000 циклуса, практично без хабања.

У најновије време, посебну пажњу заслужују специјалне методе прекривања радних површина ожљебљеног вратила, најлонским превлакама (пластифицирање). Пластифицирањем се знатно повећава отпорност на хабање, телескопског дела вратила. Најлон се одликује добрим антифрикционим својствима и високом отпорношћу на хабање, нарочито при присуству абразивних честица у зони трења. Он је хемијски отпоран на деловање мазива и може се сигурно примењивати за спајање са таквим додацима који смањују коефицијент трења, као: тефлон, дисулфид молибден, графит, итд. Услед смањења коефицијента трења, смањује се загревање ожљебљеног дела вратила, а тиме се

продужава век мазива. Примена пластифицираних ожљебљених делова карданског вратила, омогућава боље пригушење вибрација, повећава отпорност на замор жљебова, зато што се оптерећење равномерније распоређује по радним површинама. Пластифицирање не захтева сложене конструктивне измене, осим смањења дебљине и спољњег пречника жљебова.

Примена најлонских превлака знатно смањује коефицијент трења са 0,3 на 0,06 и знатно продужава век телескопског дела карданског вратила.

Елементи непогонских карданских преносника израђују се од мање отпорних материјала: С1430 , алуминијумске легуре, бронза.

Управљачки механизми авиона, због смањења тежине, користе карданске преноснике алуминијумских легура. У новије време за специјалне намене, а у циљу драстичног смањења тежине, користе се композитни материјали. Начешће примењивана су графитна влакна, а као матрица се користи алуминијум [45, 46]. Тежина оваквих конструкција карданових вратила у односу на класичне може бити смањена и за 75%. При томе се радне перформансе повећавају, тако да се торзионои капацитет трансмисије може повећати и за 160%. Вратила израђена од композитних материјала су знатно отпорнија у корозионом окружењу.

6.

АНАЛИЗА ОШТЕЋЕЊА КАРДАНОВИХ СПОЈНИЦА

Оштећења Карданових спојница се генерално могу поделити на површинска и запреминска – ломови. Површинска оштећења се углавном огледају у разарању и љуштењу рукавца крста и радних површина иглица лежаја, као и трошењу – хабању радних површина које су недовољно или неадекватно подмазане. Љуштење радних површина рукавца и иглица лежаја је резултат разарања услед замора, изазваног појавом знатних контактних напрезања у случају неравномерне расподеле оптерећења дуж линије контакта иглице – рукавца, односно иглице – чауре лежаја. Запреминска оштећења – ломови Карданових спојница углавном настају на вратилу, споју вратила и виљушке, односно на самој виљушци Карданове спојнице.

Анализирајући оштећења елемената Карданове спојнице, и разлоге испадања из употребе (дефекте), оштећења и испале можемо поделити на изненадна и она која се постепено развијају. У изненадне дефекте спада лом рукавца Кардановог крста, што је најчешће случај код машина са ударним оптерећењима (шумске машине, теренска теретна возила). Нагомилавање заморних микропрслина условљено је радом Кардановог вратила под тешким режимима рада и успостављањем високофреквентних торзионих осцилација трансмисија и осцилација при проклизавању погонских точкова код моторних возила. Високофреквентне торзионе осцилације су изазване спољашњим утицајима, дебалансом Кардановог вратила, параметарским осцилацијама зупчаника, односно неравномерним обртањем вратила услед његовог угла отклона. Нискофреквентне осцилације оптерећења настају при покретању (старту), услед укључивања преносника снаге,

код возила – услед неравног терена, кочења итд. Изненадни откази у виду лома рукавца крста настају услед наглих преоптерећења и најчешће се дешавају при дејству знатног торзионог момента при максималном углу отклона у зглобу. Изненадни дефекти се могу објаснити грешком при избору типа, облика и материјала Крстасте осовине (у процесу пројектовања или репарације), неправилним избором примењене механичке и термичке обраде (у технологији), нарушавањем технологије израде, контроле и експлоатације (у производњи и експлоатацији). Разарање рукавца крста је, углавном резултат неравномерне расподеле оптерећења по дужини иглице при њеном релативном померању у односу на радну површину рукавца крста и чауре лежаја. Разарање се појављује обично код Карданских спојница које имају малу крутост виљушке или при недовољној тврдоћи радних површина рукавца крстасте осовине, а такође и при већим укупним зазорима [78]. Конструкција спојнице Кардановог преносника мора да буде таква, да појаву неуравнотежености сведе на минимум услед самоиницијативног елиминисања основних зазора у спојници под дејством центрифугалне силе. Због тога се постављају посебни захтеви за осне зазоре код зглоба спојнице и тачности фиксирања централних оса крстасте осовине у односу на подужну осу вратила.

6.1 Површинска оштећења

Површинска оштећења Карданових спојница јављају се претежно на радним површинама делова игличастог лежаја, углавном на површинама рукаваца крстасте осовине, површинама чауре лежаја (шољице), и површинама иглица [79, 80, 81, 82], као елементима трибо-механичких система. Елементи трибо-механичких система Карданових вратила често раде у условима високих оптерећења, при великим учестаностима обртања и неповољним радним условима. Радни услови могу бити изузетно тешки (транспортна возила, транспортне машине, пољопривредне машине, погонски системи ваљаоница метала...), а подмазивања често неадекватна. Све ово указује на то да се на елементима карданских вратила могу јавити различити облици хабања и

оштећења. Могу се јавити појединачно, а најчешће више врста истовремено. Њихови међусобни односи су сложени, а идентификација доста отежана [83, 84].

Табела 6.1 Врсте оштећења и хабања елемената Карданових вратила

Трибо-механички систем	Елемент система	Врста хабања и оштећења	Најчешће
Ожлебљено вратило - телескоп	Ожлебљено вратило 	- заморно хабање - абразија - режући скоринг - атхезиони скоринг - трибо хем. хабање	+ + +
	Телескоп 	- заморно хабање - абразија - режући скоринг - атхезиони скоринг - трибо хемијско хабање	+ + +
Шољица – иглица	Шољица 	- бринеловање - заморно хабање - режући скоринг - атхезиони скоринг - фретинг - абразија - корозија	+ + + +
	Иглица 	- заморно хабање - атхезионо хабање - корозија - пластично деформисање - лом	+
Иглица – крстаста осовина	Рукавац крстасте осовине 	- бринеловање - заморно хабање - абразија - режући скоринг - атхезиони скоринг - корозија - пластично деформисање - лом	+ + +
Заптивач – рукавац крста	Заптивач	- нормално хабање (полирање) - температурно старење	+ +
Чеона површина крста – дно шољице	Чеона површина крста 	- абразија - заморно хабање	+ +
	Дно шољице 	- абразија - заморно хабање - бринеловање	+ +

У табели 6.1 наведене су врсте оштећења и хабања елемената триболошких система Карданових вратила са телескопом, као начешће употребљаваних конструкционих решења.

Најчешћа и најкарактеристичнија оштећења крстастих осовина и шољица је бринеловање, познато у литератури као „лажно бринеловање”. То је облик пластичног течења метала, односно деформација површинског слоја контактних површина услед великих оптерећења, без одвођења метала са површине, слика 6.1. Овај вид површинског разарања је карактеристичан за „мекше” метале, али се често јавља и код каљених и цементираних челика.



Слика 6.1 Појава бринеловања на рукавцу

Појава бринеловања се може наћи и на шољици лежаја и на рукавцу крстасте осовине и узрок је (ако се искључе случајеви нарушавања техничких услова, лоше монтаже, неправилне експлоатације) настанку жлебова на радним површинама поменутих сегмената спојнице. Жлебови код бринеловања су распоређени дуж активних површина или су под малим углом. У неким случајевима могу бити и удвојени или унакрсно распоређени. Једно од мишљења [82] је да је настајање оваквих оштећења везано за одсуство слоја мазива на рукавцу крстасте осовине или радној површини шољице, у присуству веома високих вредности контактних напона. У овим случајевима, чак и веома глатке и тврде површине се деформишу

при чему настају првонастала – иницијална удубљења. Као узроци настанка овог типа оштећења може бити и недовољна крутост виљушки Карданове спојнице, ниска тврдоћа рукавца крстасте осовине, недовољна количина мазива, лоша херметичности и непоштовање прописа техничког одржавања склопа. Настајање иницијалних удубљења може бити везано и за високе температурне ефекте у зони контакта рукавац – иглица – шољица, који изазивају отпуштање метала и смањење тврдоће површинских слојева. У даљој фази развоја, под дејством удара иницијална удубљења прелазе у жлебове. О великом утицају на појаву бринеловања, сведоче и анализе оштећења код транвајских Карданових вратила где нема бринеловања. Овде су оптерећења рукавца релативно мања, а током експлоатације – кретању по шинама, параметри оптерећења су су релативно мирни, без већих удара. Са друге стране, код кардана аутомобила и камиона који раде у условима већих напрезања, долази до појаве жлебова. Такође и код транспортних машина, где током експлоатације динамичка оптерећења могу тренутно нарасти 1,2 – 1,8 пута³.

Услед неравномерности оптерећења дуж линије контакта, места на којима се најчешће дешавају оштећења на површини рукавца Кардановог крста су у зонама где се започиње контакт између површина рукавац – иглица, слика 6.2.



Слика 6.2 Позиција настанка контактних оштећења – разарања површине услед замора унакрсно распоређених на рукавцу

³ Извор: сервис за замену и репарацију Карданових вратила „СБОАУТО” Београд.

Најчешћи облик хабања Кардановог механизма је **заморно хабање**, слика 6.3. Оштећење се јавља у облику појединачних јамица, распоређених обично дуж чеоне ивице. Јамице се у даљој фази развоја оштећења сливају и крећу ка површини контакта рукавца са заптивачем. У неким случајевима, простирање јамица иде дуж линије контакта радне површине рукавца са иглицама.



а)



б)

Слика 6.3 Јамице услед заморног хабања на рукавцу крстасте осовине

а) почетак разарања; б) разарање у подмаклом стадијуму

Абразивно хабање површина рукавца крста, шољица и иглица лежаја, изазвано упадањем нечистоћа (прашине, блата, влаге) у спој, сусреће се често у експлоатацији Карданових вратила, посебно у случајевима оштећења заптивних елемената. При томе може доћи до уклињавања Кардановог зглоба (избог истицања мазива), до уништења виљушки, задора и ојечања жлебне везе на телескопским вратилима. Абразивно хабање настаје као резултат резања или

зарезивања тврдих похабаних честица метала, продуката мазива и нечистоћа. Коначна етапа разарања обично се карактерише режућим скорингом, мада може бити присутан и атхезиони скоринг, слика 6.4.



6.4. Абразивно хабање површина рукавца крста

На слици 6.5 је приказан потпуно разорен рукавац крстасте осовине, на коме се поред режућег скоринга уочавају велики трагови пластичног деформисања, а такође и губитак почетне форме рукавца. Оштећења оваквог типа често су последица великих ударних оптерећења и праћена су утискивањем поломљених иглица лежаја у површину рукавца крстасте осовине, слика 6.5 (б).



а)



б)

Слика 6.5. (а) Потпуно разорен рукавац крстасте осовине
(б) Трагови утиснутих поломљених иглица у површину рукавца

Хабање жлебних елемената телескопске спојнице, затим спољашњег дела шољице који је у контакту са виљушком Кардановог зглоба, може бити изазвано **фретинг корозијом**, слика 6.6. Хабање настаје микро померањима контактних површина великом фреквенцијом. Услед настајања значајних притисака, одсуства или недовољне количине мазива, трења истородних материјала, ниске површинске тврдоће спојева, долази до микрозаваривања и задирања контактних површина. Продукти хабања, који се састоје од честица слепљеног и оксидираног метала и абразива који је упао у спој, поспешују убрзано уништавање контактних површина.



Слика 6.6. Оштећења на шољици лежаја услед фретинг корозије

Оштећење чела рукавца утиче на оштећења дна (данцета) шољице игличастог лежаја. Код конструкција чела рукавца Кардановог крста – са жлебовима за подмазивање, због великог броја релативно широких жлебова за развођење масти, контактна површина чела рукавца крста може бити знатно редукована, што доводи до знатног пораста контактних притисака, слика 6.7.



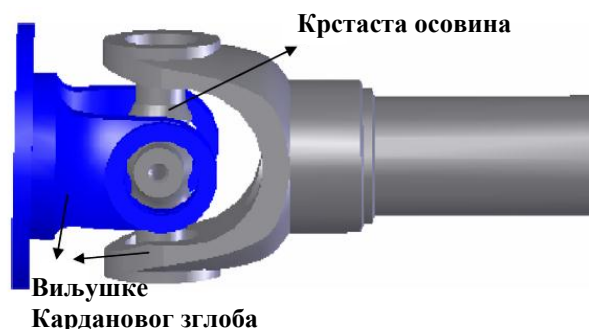
Слика 6.7. Чело рукавца крстасте осовине са жлебовима за развођење масти

6.2 Запреминска оштећења

Запреминска оштећења кардановог вратила – ломови, обично су локализована у зонама вратила, спојева вратила са виљушком и у зони саме виљушке. Ломови могу настати као последица генерисања заморних прелина у критичним зонама при динамичком напрезању. Критичне зоне су места промене попречног пресека, радијуси, у близинама отвора, у зони завареног споја, односно места где је концентрација напона најизраженија. Појава запреминских разарања на машинским деловима и елементима, подразумева се да је веома неповољна, али са друге стране, проучавајући ове појаве и проналажења узрока и механизма њиховог настанка, могуће је исправити неке од грешака настале у процесу пројектовања, производње и монтаже за следеће генерације конструкција.

Поред ломова услед замора, узрок запреминских разарања могу бити и лоше/погрешно изведена термичка обрада, лоша конструкција, лоше изабран

материјал, лоша монтажа, лоша експлоатација, односно преоптерећења. Појава разарања је често комбинација наведених лоше изведених поступака.



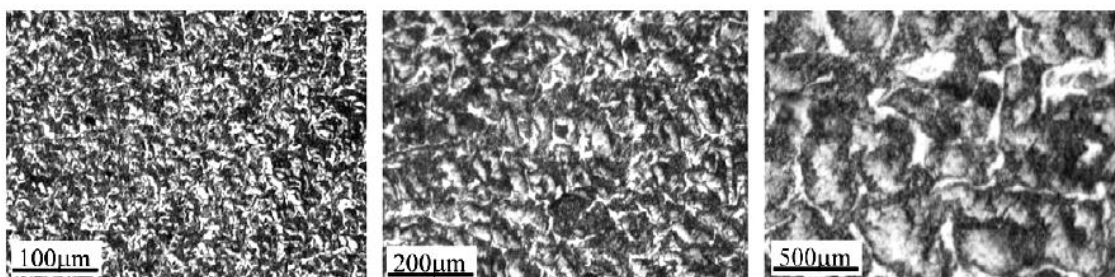
Слика 6.8 Класично решење Кардановог вратила

Код класичних конструкционих решења Карданових вратила, слика 6.8 – решења спојнице са две виљушке, повезане крстастом осовином путем чашица са игличастим лежајима, вратилом које може бити са зглобом повезано заваривањем или крутом спојницом са вијчаним везама (прирубницом), запреминска разарања се често јављају на месту виљушке. На слици 6.9 представљен је лом једног крака виљушке Карданове спојнице као последица појаве замора. На овој слици се јасно уочавају зоне карактеристичне за лом услед замора. На доњем десном делу слике јасно се уочавају две зоне, зона лома услед замора и зона статичког лома. Овакве хаварије су често предмет проучавања узрока лома [31], што има за последицу примену великог броја испитивања: визуелна контрола, макроскопска и микроскопска анализа преломљених површина, проверу механичких карактеристика материјала (тврдоћа, жилавост, испитивање затезањем, ...), проверу класе квалитета материјала (хемијску анализу), контрола микроструктуре помоћу светлосног микроскопа, а ако је то потребно, и помоћу скенинг електронског микроскопа.



Слика 6.9 Изглед виљушке Кардановог зглоба након запреминског разарања

Ова испитивања и анализе нам могу указати на место почетка разарања, а често и на узрок хаврије. На пример, металографска анализа микроструктуре материјала виљушке Кардановог крста, слика 6.10, открива да термичка обрада овог дела није добро изведена. Ту се може уочити феритно – перлитна структура. Формирана структура финог перлита окружена феритом се може објаснити као резултат хлађења на ваздуху, што је имало великог утицаја на жилавост.



Слика 6.10 Микроструктура виљушке кардановог зглоба

Запреминска разарања су најчешћи вид хаварија вратила Кардановог система. Овде се ломови најчешће иницирају на местима извора концентрације напона, било да су последица настала током конструисања, машинске обраде, заваривања или производних грешака унутар материјала вратила. На примеру лома вратила кардана, слика 6.11, уочава се место прелома на делу промене попречног пресека, а између улежиштења и круте спојнице – прирубнице [31].



Слика 6.11 Запреминско разарање вратила Кардановог система

Код истраживања узрока настанка лома било ког карактера (заморног-динамичког ила статичког), потребно је спровести детаљна испитивања и анализе. Ова опсежна испитивања обухватају визуелну и макроскопску контролу, помоћу којих се на датом примеру може закључити да се ради о заморном лому. На датом примеру, заморне прслине су настале у више тачака, које су биле изложене највећем напону у попречном пресеку, слика 6.12. За утврђивање врсте напрезања којем је машински део био изложен, најчешће се користи литература – приручници, која на бази истраживања великог броја ломова и добре инжењерске праксе, даје систематичан преглед могућег напрезања који је довео до разарања. Тако на пример, према АСМ приручнику фрактографије [85], овај случај замора одговара случају наизменично променљивог савијања услед ротирања вратила,

при ниском номиналном напону и благим изворима концентрације напона, слика 6.12.



Слика 6.12 Преломна површина вратила упоређена са мапом из
ASM приручника фрактографије [85]

Литература је препуна истраживања узрока хаварије машинских делова и система, последица запреминских, односно површинских разарања, у циљу да се стручна и научна јавност упозна са случајевима који се дешавају у реалним – експлоатационим и лабораторијским условима. Ово указује да се и поред огромног инжењерског искуства, дешавају хаварије чији узрок треба објаснити, кроз објављене публикације и препоруке, како би се избегло понављање грешака у процесу конструисања, производње, експлоатације и одржавања.

Проблем разумевања проблема, врсте и локације оштећења која се јављају на кардановим спојницама и вратилима, најбоље објашњавају смернице за установљивање оштећења и њихове поправке, предложене од фирме ФКЛ из Темерина. Смернице су дате табеларно (табеле 6.2 – 6.6) и настале су из искуства и добре инжењерске праксе. Ове смернице се односе на процесе, како утврдити и поправити најучесталија оштећења при раду Карданових вратила. Препорука овог нашег реномираног произвођача је да се од смерница може одступити ако друге методе обраде омогућавају економичније одржавање.

Табела 6.2. Смернице за установљивање оштећења вођица прирубница,
главчина и вратила и њихове поправке

Метода испитивања	Могућа оштећења	Поправке оштећења
Визуелна контрола, мерење	Оштећење центрирања на вођици прирубнице	Преваљати и завршно обрадiti стругом на номиналну меру
Визуелна контрола, мерење	Излупан унутрашњи пречник лежишта, излизан Затворена ушица лежишта Отворена ушица лежишта	Упресовати чауру лежишта до величине карданског вратила
Визуелна контрола, мерење	Пречник обе ушице лежишта одступа од 0,5 mm од номиналне мере	Заменити и обрадiti на номиналну меру
Визуелна контрола	Проширен отвор вијка	Заменити прирубницу

Табела 6.3. Смернице за установљивање оштећења крстасте осовине
и њихове поправке

Метода испитивања	Могућа оштећења	Поправке оштећења
Визуелна контрола	На цилиндричном завршетку близу оштећења јака улегнућа, избијена површина, „Pitting“	Исполирати (изглатати), обрусити на репарацијску подмеру
Визуелна контрола	Запушен отвор за подмазивање	Пробушити, пробити, очистити
Визуелна контрола	Запушене млазнице	Заменити

Табела 6.4. Смернице за установљивање оштећења лежаја и њихове поправке

Метода испитивања	Могућа оштећења	Поправке оштећења
Визуелна контрола	Похабан кавез	Заменити
Визуелна контрола	Пукотине или питинзи на иглицама или ваљчићима	Заменити
Визуелна контрола	Похабан чеони прстен	Заменити
Визуелна контрола	Похабан или поломљен тањирасти или међупрстен (специјалан ваљчасти лежај)	Заменити

Табела 6.5. Смернице за установљивање оштећења лежишта чауре
и њихове поправке

Метода испитивања	Могућа оштећења	Поправке оштећења
Визуелна контрола	Похабаност спољашњег пречника чауре због заокретања чауре	Када се прекорачи толеранција номиналне мере, заменити
Визуелна контрола	Унутрашња површина (површина котрљања): Осенчености Осетна улегнућа, Pitting	Исполирати (изглатати) Заменити
Визуелна контрола	Пукотине на дну чауре	Заменити
Визуелна контрола	Оштећен држач заптивача	Ставити нови држач заптивача, уваљати
Визуелна контрола	Оштећен заптивни прстен	Заменити
Визуелна контрола	Похабан семеринг (заптивач са опругом)	Заменити

Табела 6.6. Смернице за установљивање оштећења вођица вратила и главчине и
њихове поправке

Метода испитивања	Могућа оштећења	Поправке оштећења
мерење	Похабаности на озубљењу	Заменити ако је погонски траг мањи од 2/3 профила зуба
Визуелна контрола	Оједена места	Обрадити
Визуелна контрола	Хладни навари	Обрадити ако је могуће, иначе променити. Код цевних вратила, наварити нове рукавце вратила
Визуелна контрола	Оштећен слој рилсана	Обновити га
Визуелна контрола	Оштећен навој на вођици главчине	Заменити
Визуелна контрола	Оштећена капа навоја	Заменити
испитивање	Напрслина на завареном споју	Површинске напрслине обрусити, иначе наварити нове рукавце вратила

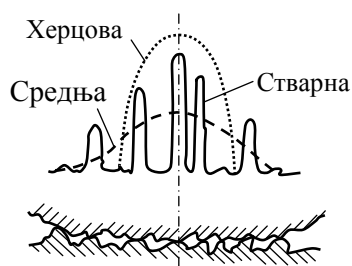
7.

РАСПОДЕЛА ОПТЕРЕЋЕЊА

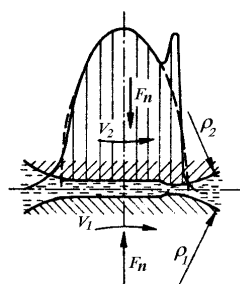
7.1 УВОД

Расподела оптерећења у деловима и склоповима машинског система при протоку снаге од погонске до радне машине је неравномерна. Она зависи од: храпавости додирних површина; тачности облика; димензија и међусобног положаја; еластичних деформација (крутости); компатибилности деформација и одступања облика; димензија и међусобног положаја; експлоатационих услова и услова одржавања [47].

Површине по којима се додирују машински делови нису идеално глатке. Оне се састоје од **микронеравнина** различитог облика и димензија, па се оптерећење са једног дела на други преноси преко врхова - гребенова микронеравнина (Сл.7.1а). Стварна додирна површина се знатно разликује од теоријске – идеалне додирне површине. Површински притисак има другу вредност у свакој тачки додира (Сл.7.1а). Током рада, микрогеометрија додирних површина, које су у релативном кретању, се стално мења. Неравнине, настале при процесу израда замењују се новим микронеравнинама. Зависно од триболошких услова у зони контакта, новоформиране неравнине могу бити веће или мање од неравнина насталих при процесу израде. Сваки нови контакт је по додирним површинама друге микрогеометрије. То се директно рефлектује на расподелу оптерећења (површинског притиска) делова у контакту (спрегнути пар зубаца, додир котрљајних тела и прстенова, додир навојака навојног споја...), Сл. 7.1б.

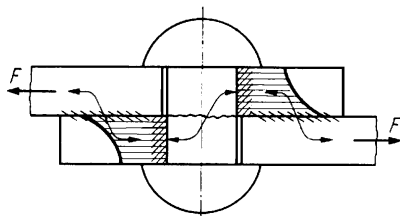


Слика 7.1.а. Утицај неравнина на расподелу притиска у зони контакта спрегнутих делова

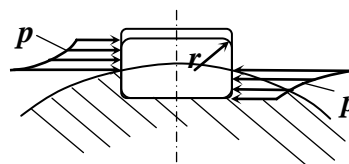


Слика 7.1.б. Утицај средства за подмазивање на расподелу притиска у зони контакта

Контурне (граничне) површине машинских делова састоје се од равних, цилиндричних, конусних, завојних, еволвентних и других површина. При изради машинских делова остварена тачност димензија, облика и међусобног положаја одступа од идеалне тачности. Величина ових одступања утиче на степен неравномерности расподеле оптерећења (површинског притиска) делова у контакту (Сл.7.2а, Сл. 7.2б).

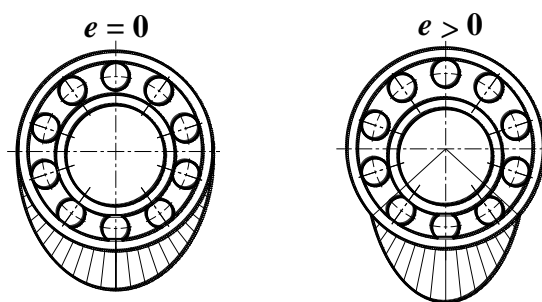


Слика 7.2.а. Расподела оптерећења код делова закованог споја



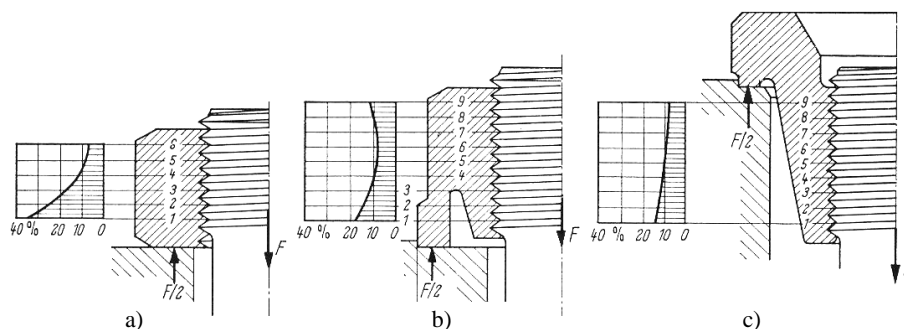
Слика 7.2.б. Расподела оптерећења код делова жлебног споја

Код котрљајних лежаја доминантан утицај на расподелу оптерећења има међусобни положај делова у контакту - котрљајно тело, унутрашњи и спољашњи прстен (Сл.7.3). Са повећањем радијалног зазора e , слика расподеле оптерећења на котрљајна тела лежаја се знатно мења (Сл.7.3).



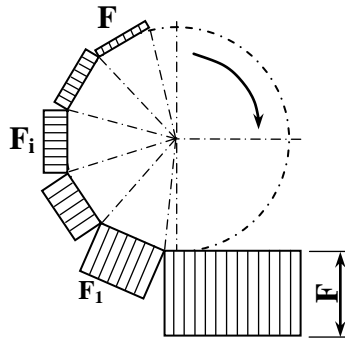
Слика 7.3. Утицај радијалног зазора на расподелу оптерећења на котрљајна тела лежаја

Код зубаца зупчастих парова корак и облик бокова зубаца највише утичу на равномерност расподеле оптерећења. Исти је случај и код навојака навојног споја. **Услед еластичних деформација** (запреминских и површинских) и топлотних деформација мењају се димензије, облици и међусобни положаји делова у контакту. Нетачности настале при изради машинских делова могу се ублажити еластичним деформацијама. То се директно одражава на равномерност расподеле оптерећења. На слици 7.4 приказана је расподела оптерећења у навојцима навојног споја: када је навртка крута (слика 7.4а), еластична (слика 7.4б) и гранично еластична, са аспекта равномерности расподеле оптерећења (слика 7.4ц). Запреминске еластичне деформације зависе од облика и димензија машинских делова и еластичних карактеристика примењених материјала. Површинске деформације зависе од глаткости додирних површина, броја делова у контакту и величине предоптерећења: сила претходног притезања код навојног споја и сила претходног затезања код ланчаних и ремених парова.



Слика 7.4. Утицај крутости навртке на расподелу оптерећења у навојцима навојних спојева

Расподела оптерећења код ланчаног пара зависи од крутости, запреминске и површинске, величине силе претходног затезања и прецизности израде делова ланчаног пара, првенствено корака, дијаграм на Сл. 7.5.



Слика 7.5. Расподела оптерећења код делова ланчаног пара

7.2 МЕРОДАВНО ОПТЕРЕЋЕЊЕ

Аналитичка и експериментална истраживања у циљу одређивања радног оптерећења машинских делова, елемената и склопова су увек актуелна. Она су база за процену њихове радне способности. Сложеност ових истраживања долази до изражаја нарочито код Карданових спојница, због јаког утицаја кинематских и геометријских услова и тачности израде. Основне карактеристике радног оптерећења су: смер, правац, интензитет, карактер промене и број промена (циклуса).

Ове карактеристике радног оптерећења имају најважнији утицај избор поступка за проверу радне способности машинских делова, елемената и склопова. Радно оптерећење одређено на основу снаге и брзине кретања јесте **номинално оптерећење**:

$$F_{nom} = f_1(P; \omega) \quad \text{или} \quad F_{nom} = f_2(P; v)$$

Тачно одређивање карактеристика радног оптерећења - **стварно радно оптерећење** у већини случајева је веома сложено. Економски је често неоправдано, јер су поред теоријских, неопходна су и сложена експериментална истраживања. Зато се најчешће анализа радне способности машинских делова и склопова спроводи на основу **меродавног оптерећења**. Номинално оптерећење се преводи у меродавно, на основу **фактора радних услова**, односно **фактора меродавног оптерећења K** (Sl.21):

$$F_{mer} = F_{nom} K; \quad K \geq 1$$

Овим фактором се не обухвата цео спектар радних услова, него се за одређену класу радних услова, спроводе детаљна теоријска и експериментална истраживања. Резултати се презентирају у виду табела и/или дијаграма. Карактеристични примери ове процедуре су фактори радних услова код зупчастих, ремених и ланчаних парова и котрљајних лежаја [47, 92, 93, 94].

Фактор радних услова одређен је производом следећих фактора:

$$K = K_A \cdot K_V \cdot K_B \cdot K_\alpha$$

где су:

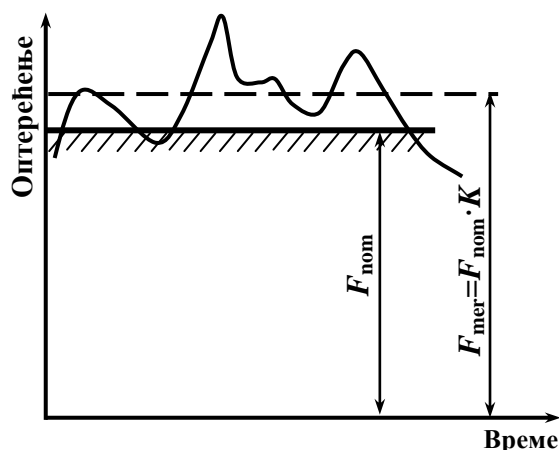
K_A - фактор утицаја погонске и радне машине на оптерећење преносника,

K_V - фактор динамичких сила,

K_B - фактор расподеле оптерећења дуж тренутне линије додира,

K_α - фактор расподеле оптерећења на истовремено спрегнуте парове зубаца.

У научној и стручној литератури ови фактори нису довољно обрађени, тако да не постоји довољно поузданих квантитативних и квалитативних информација за карданове спојнице. У овом раду анализираће се утицај геометријских карактеристика спрегнутих делова Карданове спојнице на расподелу оптерећења, односно на фактор K_B .



Слика 7.6. Номинално, меродавно и стварно оптерећење

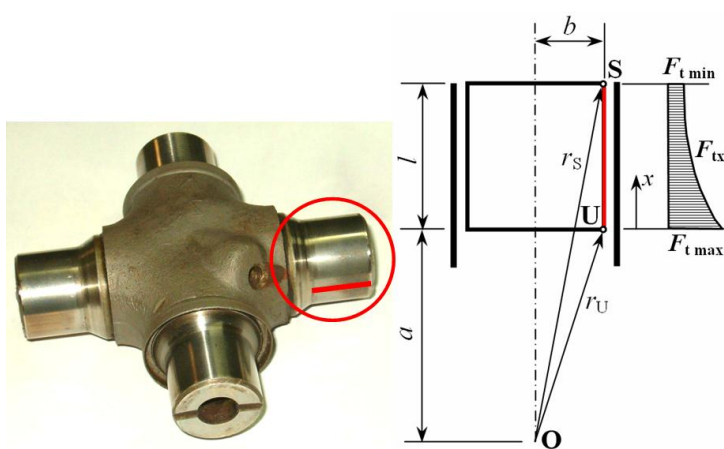
7.3 РАСПОДЕЛА НОМИНАЛНОГ ОПТЕРЕЋЕЊА КОД ДЕЛОВА У КОНТАКТУ КРСТА КАРДАНОВЕ СПОЈНИЦЕ

Номинално оптерећење у виду тангенцијалне силе проузроковано обртним моментом није равномерно распоређено дуж линије контакта спрегнутих делова карданове спојнице. Највећи интензитет номиналног оптерећења је у тачкама које припадају корену рукавца, дијаграм на Слици 7.7. Најмањи интензитет номиналног оптерећења је у тачкама које припадају врхи рукавца крстасте осовине. Разлика ових граничних вредности номиналних оптерећења зависи од геометријских величина рукавца крстасте осовине. Да би се сагледао утицај

геометријских величина рукавца на степен равномерности расподеле номиналног оптерећења дуж изводнице рукавца, формиран је одговарајући аналитички израз. Посматран је однос номиналног оптерећења у виду тангенцијалне силе у некој произвољној тачки (X) изводнице рукавца, према његовој максималној вредности:

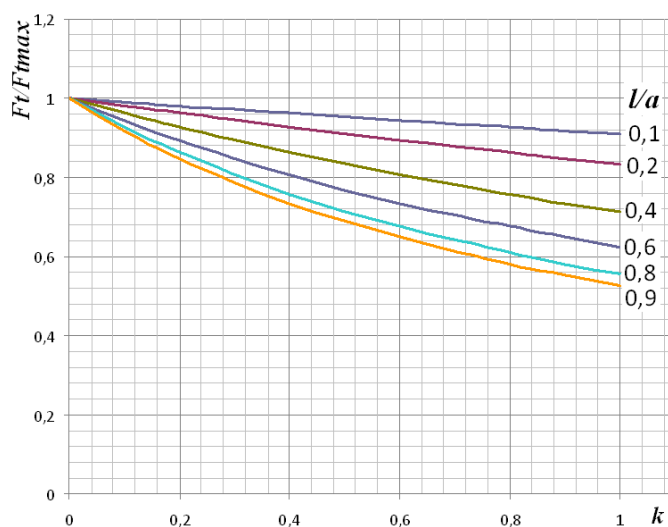
$$\frac{F_{tx}}{F_{tx\max}} = \frac{1}{1 + k \cdot \frac{l}{a}}$$

Где је $k = x/l$



Слика 7.7. Расподела номиналног оптерећења дуж изводнице крста

Корелација између номиналног оптерећења и геометријских карактеристика рукавца, приказана је дијаграмом на Слици 7.8.

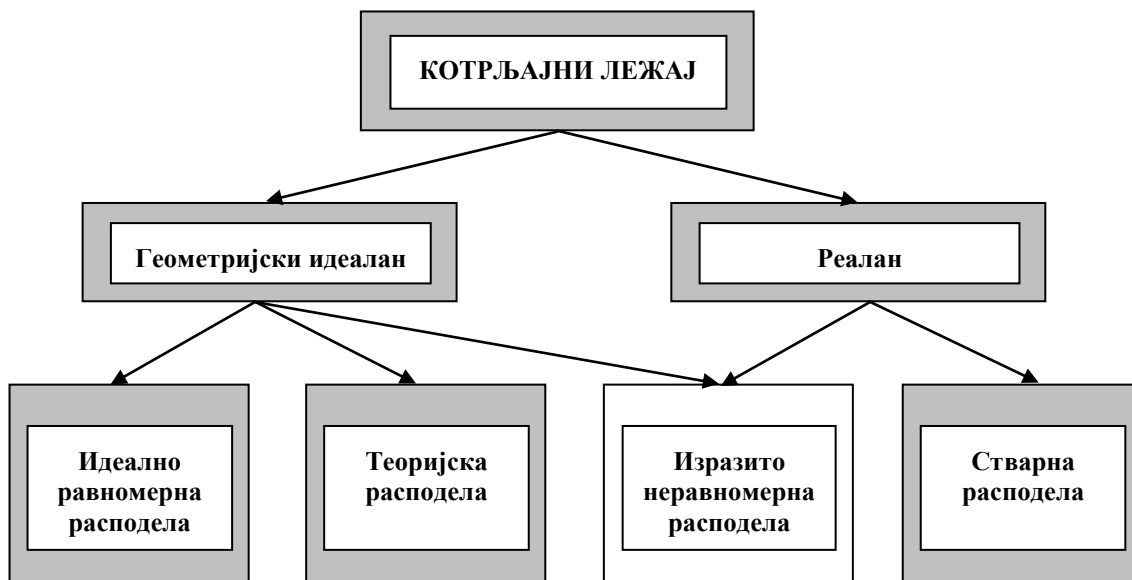


Слика 7.8. Утицај геометрије кардановог крста на расподелу номиналног оптерећења дуж његове изводнице

Већим вредностима параметра k и односа l/a одговара већи степен неравномерности расподеле номиналног оптерећења. Малим вредностима односа l/a одговара мањи градијент промене номиналног оптерећења од корена ка врху рукавца крстасте осовине. То значи, да ће степен неравномерности расподеле номиналног оптерећења на рукавцу бити мањи, ако је рукавац више удаљен од осе обртања.

7.4. РАСПОДЕЛА ОПТЕРЕЋЕЊА НА ИСТОВРЕМЕНО СПРЕГНУТЕ ДЕЛОВЕ

При преношењу спољашњег оптерећења са вратила на кућиште преносника, учешће котрљајних тела лежаја је неравномерно. Степен неравномерности преношења спољашњег оптерећења зависи од више фактора: карактера и интензитета спољашњег оптерећења, крутости спрегнутих делова лежаја, тачности њихових димензија, облика и положаја, као и величине унутрашњег радијалног зазора [47, 94, 95, 96].



Слика 7.9. Блок-шема типова расподеле оптерећења на котрљајна тела лежаја

У Поглављу 2 Монографије [47], са аспекта унутрашње геометрије, дефинисани су појмови **геометријски идеалног** и **реалног котрљајног лежаја**. У случају идеалног лежаја може се говорити о теоријској, а у случају реалног лежаја – о

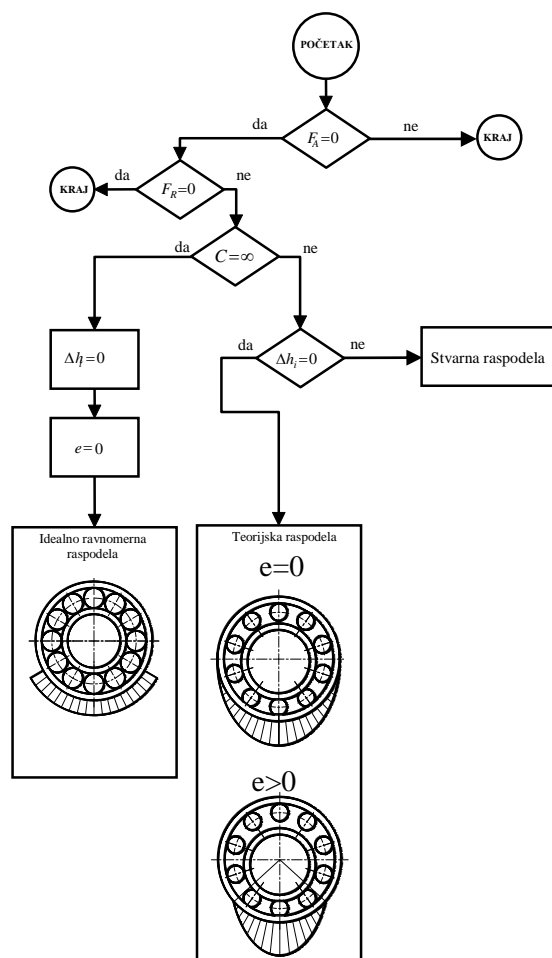
стварној расподели оптерећења. Теоријска расподела оптерећења је својствена геометријски идеалном котрљајном лежају. Она је између граничних случајева расподеле оптерећења: идеално равномерне и изразито неравномерне (слика 7.9). Појава идеално равномерне расподеле оптерећења код реалног лежаја је, теоријски и практично, немогућа.

Идеално равномерна расподела оптерећења подразумева равномерно распоређено спољашње оптерећење на сва котрљајна тела у зони оптерећења. У случају радијално оптерећеног лежаја, активна су котрљајна тела испод меридијанске равни лежаја. У случају аксијалног спољашњег оптерећења – активна су сва котрљајна тела лежаја. Код **изразито неравномерне расподеле оптерећења**, целокупно спољашње оптерећење преноси само једно котрљајно тело.

Идеално равномерна расподела оптерећења подразумева равномерно распоређено спољашње оптерећење на сва котрљајна тела у зони оптерећења. У случају радијално оптерећеног лежаја, активна су котрљајна тела испод меридијанске равни лежаја. У случају аксијалног спољашњег оптерећења – активна су сва котрљајна тела лежаја. Код **изразито неравномерне расподеле оптерећења**, целокупно спољашње оптерећење преноси само једно котрљајно тело.

Теоријска расподела оптерећења је неравномерног карактера, при чему је квалитативна оцена расподеле позната. Наиме, за карактеристичне случајеве спољашњег оптерећења, код теоријске расподеле унапред је познато како ће котрљајна тела лежаја бити ангажована у преношењу оптерећења. **Стварна расподела оптерећења** је неравномерна и квалитативно и квантитативно “непредвидива”, односно стохастичка.

Алгоритмом са слике 7.10 приказан је поступак одређивања типа расподеле оптерећења зависно од карактеристичних комбинација утицајних параметара. У алгоритму није приказана изразито неравномерна расподела оптерећења, која може бити специјални случај, како теоријске, тако и стварне расподеле оптерећења.



Слика 7.10. Алгоритам одређивања карактера расподеле оптерећења на котрљајна тела прстенастог кугличног лежаја са радијалним додиром у зависности од одговарајућих утицајних фактора [97]

7.4.1. Граничне расподеле оптерећења

Екстремне вредности фактора расподеле оптерећења одређене су граничним расподелама оптерећења: идеално равномерном и изразито неравномерном [95,96].

Идеално равномерна расподела оптерећења

Када би спрегнути делови лежаја били апсолутно крути и тачни по облику и димензијама, а радијални зазор једнак нули, и када би спољашње оптерећење било

равномерно распоређено по унутрашњој површини унутрашњег прстена лежаја (оптерећење q), тада би радијална оптерећења код свих котрљајних тела, која су испод меридијанске равни, била међусобно једнака, а расподела оптерећења на котрљајна тела равномерна (слика 7.11). Овај случај расподеле дефинисан је као **идеално равномерна расподела оптерећења**, тј.:

$$F_0 = F_1 = \dots = F_i = \dots = F_n.$$

На основу ове једнакости може да се напише израз за **фактор расподеле оптерећења** K_{ri} за случај **идеално равномерне расподеле оптерећења на котрљајна тела лежаја** [42]:

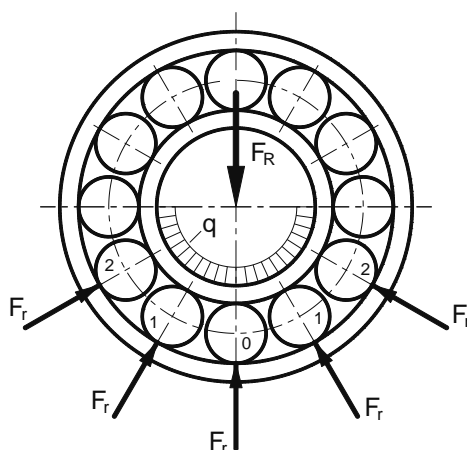
$$K_{ri} = \frac{\cos(i\gamma)}{1 + 2 \sum_{j=1}^n \cos(j\gamma)}.$$

Према томе, код идеално равномерне расподеле оптерећења степен ангажованости котрљајних тела у преношењу спољашњег радијалног оптерећења лежаја зависи само од укупног броја котрљајних тела.

Изразито неравномерна расподела оптерећења

Теоријски је могуће остварити такву комбинацију утицајних фактора на расподелу оптерећења на котрљајна тела лежаја (повећан унутрашњи зазор, мало оптерећење, одступања облика и димензија спрегнутих делова лежаја која се не могу компензовати њиховим еластичним деформацијама) да целокупно спољашње радијално оптерећење преноси само једно котрљајно тело (“0”-то котрљајно тело у правцу којег делује спољашње оптерећење). У том случају, може се говорити о изразито неравномерној расподели оптерећења. При томе ће оптерећење “0”-тог котрљајног тела бити једнако укупном спољашњем оптерећењу:

$$F_0 = F_R.$$



Слика 7.11. Идеално равномерна расподела оптерећења

Фактор расподеле оптерећења за исто котрљајно тело износи

$$K_{r0} = 1,$$

а за сва остала котрљајна тела лежаја важиће једнакости:

$$F_1 = F_2 = \dots = F_i = \dots = F_{z-1} = 0$$

$$K_{r1} = K_{r2} = \dots = K_{ri} = \dots = K_{rz-1} = 0.$$

Између описаних граничних расподела оптерећења су: теоријска расподела оптерећења за геометријски идеалан лежај, као и стварна расподела оптерећења за реалан лежај. Оне су, по карактеру, неравномерне (сл. 7.9, 7.10).

7.4.2 Теоријска расподела оптерећења

У случају геометријски идеалног лежаја, расподела оптерећења на котрљајна тела је неравномерна, услед еластичности спрегнутих делова лежаја, који учествују у преношењу оптерећења. У овом случају, расподела оптерећења се може сматрати теоријском, јер је њена квалитативна оцена једнозначна и позната.

$$K_{ri} = \frac{\delta_i^{3/2} \cos(i\gamma)}{\delta_0^{3/2} + 2 \sum_{j=1}^n \delta_j^{3/2} \cos(j\gamma)}, \quad i = 0, 1, \dots, n, z-n, \dots, z-1.$$

7.4.3 Стварна расподела оптерећења

Стварна расподела оптерећења код реалног лежаја (слике 7.9, 7.10) има

стохастички карактер. У мањој или већој мери одступа од теоријске расподеле. Аналогно претходним случајевима, за реални котрљајни лежај оптерећен радијалним оптерећењем, уз респектовање израза за укупну контактну деформацију спрегнутих делова реалног лежаја са унутрашњим радијалним зазором, може се написати израз за фактор расподеле оптерећења:

$$K_{ri} = \frac{\left(\cos(i\gamma) - \frac{\Delta h_i + \frac{e}{2}}{w} \right)^{3/2} \cos(i\gamma) \Phi(\delta_i)}{\sum_{i=0}^{z-1} \left(\cos(i\gamma) - \frac{\Delta h_i + \frac{e}{2}}{w} \right)^{3/2} \cos(i\gamma) \Phi(\delta_i)}$$

$$\Phi(\delta_i) = \begin{cases} 1, & w \cos(i\gamma) > \Delta h_i + \frac{e}{2} \\ 0, & w \cos(i\gamma) \leq \Delta h_i + \frac{e}{2} \end{cases}$$

У овом изразу величина Δh_i је укупно одступање облика стаза котрљања прстенова лежаја на месту i -тог котрљајног тела. Одређује се на основу израза:

$$\Delta h_i = \sum_{q=1}^2 \sum_{k=1}^{N_q} r_{qk} \cos(ki\gamma + \alpha_{qk}),$$

где је:

N_q - дијапазон сумирања који карактерише степен одступања облика стазе котрљања q -тог прстена;

k - редни број хармоника облика стазе котрљања;

r_{qk} , α_{qk} - амплитуда и фаза одступања облика стазе котрљања q -тог прстена лежаја.

7.5 ФОРМИРАЊЕ ГЕОМЕТРИЈСКОГ МОДЕЛА ЗА АНАЛИЗУ РАСПОДЕЛЕ ОПТЕРЕЋЕЊА ДУЖ ЛИНИЈЕ КОНТАКТА СПРЕГНУТИХ ДЕЛОВА

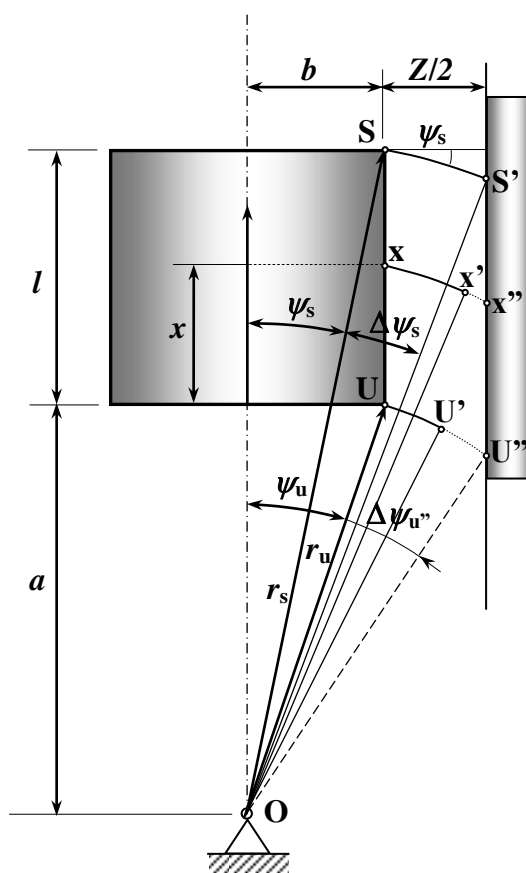
Код спрегнутих делова карданове спојнице, дужина линије контакта и степен ангажованости појединих њених тачака су изразита функција геометријских величина рукавца тј. растојања тачака контактне линије од осе обртања рукавца. При преношењу оптерећења у контакт ступају прво тачке које се налазе на врху рукавца. Степен ангажованости других тачака рукавца зависи од геометријских карактеристика спрегнутих делова, њихове крутости и величине оптерећења. При томе, тачке у корену рукавца скоро редовно остају неоптерећене. Због неповољне геометрије и међусобног положаја спрегнутих делова тачке у корену рукавца не успевају да формирају линију контакта. Према томе, основни услов за повећање равномерности расподеле линијског оптерећења је формирање линије контакта на што већој дужини изводнице рукавца у неоптерећеном стању.

У циљу изналажења геометријских карактеристика спрегнутих делова које ће омогућити генерисање што дуже линије контакта, формиран је одговарајући геометријски модел. Успостављена је корелација између померања тачака изводнице рукавца и геометријских карактеристика рукавца, пречника и дужине рукавца и растојања рукавца од његове осе обртања. За формирање ове корелације посматран је геометријски модел приказан на слици 7.12.

При постојању радијалног зазора Z_l , тачка S на врху рукавца, да би успоставила контакт са одговарајућом тачком на спрегнутом делу – чаури, мора се заокренути око осе O за елементарни угао $\Delta\psi_s$. Овом углу заокретања кардановог крста одговара елементарни пут – елементарно лучно померање тачке S за величину SS' , слика 7.12. Истовремено углу заокретања $\Delta\psi_s$ одговара елементарни пут – елементарно лучно растојање тачке U у корену рукавца за величину UU' .

Тачка U у корену рукавца, да би успоставила контакт са одговарајућом тачком на спрегнутом делу котрљајног тела – иглицом, мора се заокренути око осе O за

елементарни угао $\Delta\psi_u$. Овом углу заокретања кардановог крста одговара елементарни пут – елементарно померање тачке **U** за величину UU'' .



Слика 7.12. Геометријски модел спрезања делова карданове спојнице

Померању тачке **U** у корену рукавца за величину UU' и тачке **S** на врху рукавца на величину SS' , одговара почетак додира спрегнутих делова. Овај почетни додир спрегнутих делова у тачки **S'** остварен је без дејства оптерећења. Да би и друге тачке на изводници рукавца ступиле у контакт са одговарајућим тачкама на котрљајном телу (на пример нека произвољна тачка **X'** са тачком **X''**), потребно је рукавац допунски заокренути за одговарајући угао, за тачку **U** то је угао $\Delta\psi_{u''}$, односно за тачку **X'** то је угао $\Delta\psi_{x''}$. Величина ових углова заокретања, односно њихових лучних померања $U'U''$ и $X'X''$ зависи од геометријских величина спрегнутих делова. Ова допунска лучна померања тачака рукавца обезбеђују се еластичним деформацијама спрегнутих делова, под дејством радног оптерећења. Величина ових деформација је мала и истовремено ограничена еластичним

карактеристикама материјала спрегнутих делова, њиховм геометријом и интензитетом оптерећења. Сагласно томе и вичине лучних померања $U'U''$ и $X'X''$ треба да су што мања. Величину ових померања диктира геометрија спрегнутих делова. Према томе, укључивање појединих тачака рукавца у преношење оптерећења и њихов степен ангажованост примарно зависе од геометријских карактеристика спрегнутих делова. За анализу утицаја геометријских величина спрегнутих делова на расподелу линијског оптерећења посматрана су лучна померања тачака на изводници рукавца.

На основу геометријског модела на слици 7.12 следе изрази за лучна померања тачке **S** на врху рукавца и неке тачке **X** на изводници рукавца:

$$SS_1 = r_s \cdot \Delta\psi_s \quad (7.1)$$

$$XX_1 = r_x \cdot \Delta\psi_x \quad (7.2)$$

где су:

$$r_x = \sqrt{(a+x)^2 + b^2} \quad (7.3)$$

$$r_s = \sqrt{(a+l)^2 + b^2} \quad (7.4)$$

Тачка **S** на врху рукавца прва успоставља контакт са спрегнутим делом – иглицом, када се рукавац заокрене за угао $\Delta\psi_s$. Истовремено нека тачка **X** изводнице рукавца заокренуће се за исти угао. Сагласно овоме следи једнакост:

$$\Delta\psi_x = \Delta\psi_s \quad (7.5)$$

Сменом (7.1) и (7.2) у (7.5) добија се

$$\frac{XX_1}{SS_1} = \frac{r_x}{r_s} \quad (7.6)$$

Сменом (7.3) и (7.4) у (7.6), добија се општи израз за анализу утицаја геометријских величина спрегнутих делова на расподелу оптерећења спрегнутих делова:

$$G_r = \frac{XX_1}{SS_1} = \sqrt{\frac{1 + 2k\left(\frac{l}{a}\right) + k^2\left(\frac{l}{a}\right)^2 + \left(\frac{b}{a}\right)^2}{1 + 2\cdot\left(\frac{l}{a}\right) + \left(\frac{l}{a}\right)^2 + \left(\frac{b}{a}\right)^2}} \quad (7.7)$$

где су:

d – пречник рукавца

l – дужина рукавца

$$b = \frac{d}{2}, \quad \overline{OA} = a, \quad k = \frac{x}{l}$$

Односом лучних померања најудаљеније тачке рукавца од осе обртања, тачка **S** и неке тачке **X** на изводници рукавца када се рукавац заокрене за угао $\Delta\psi_s$ дефинисан је **геометријски фактор расподеле линијског оптерећења G_r** .

На основу геометријског фактора расподеле линијског оптерећења може се извршити квалитативна анализа расподеле оптерећења дуж линије контакта спрегнутих делова. Овај фактор показује геометријски потенцијал спрегнутих делова за формирање одговарајуће расподеле оптерећења дуж линије контакта. Сагласно дефиницији фактора G_r , његове вредности су мање или у граничном случају једнаке броју 1:

$$G_r \leq 1$$

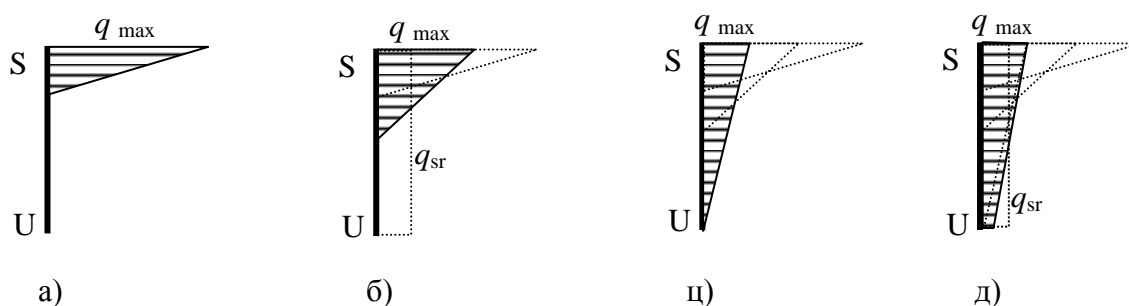
Варирањем вредности параметра k у интервалу $k \in [0...1]$, може се на основу општег израза (7.7) анализирати утицај геометријских величина спрегнутих делова на расподелу линијског оптерећења дуж изводнице рукавца. На пример, за

$k=1$, геометријски фактор расподеле линијског оптерећења достиже максималну вредност, $G_{r1} = 1$, Слика 7.14.

За $k=0$, на основу израза (7.7) следи израз за геометријски фактор расподеле линијског оптерећења у тачки „U” изводнице рукавца која је најближа оси обртања „O”.

$$G_{r0} = \frac{UU_1}{SS_1} = \sqrt{\frac{1 + \left(\frac{b}{a}\right)^2}{1 + 2 \cdot \left(\frac{l}{a}\right) + \left(\frac{l}{a}\right)^2 + \left(\frac{b}{a}\right)^2}} \quad (7.8)$$

Мале вредности фактора G_{r0} , генеришу велике лучне дужине $U'U''$ које налажу велико допунско заокретање рукавца, које се обезбеђује еластичним деформацијама спрегнутих делова. Како су ове деформације мале, то допунско заокретање рукавца неће бити довољно да се генерише велика дужина линије контакта спрегнутих делова. Услед тога расподела линијског оптерећења ће бити изразито неравномерна, слика 7.13а.

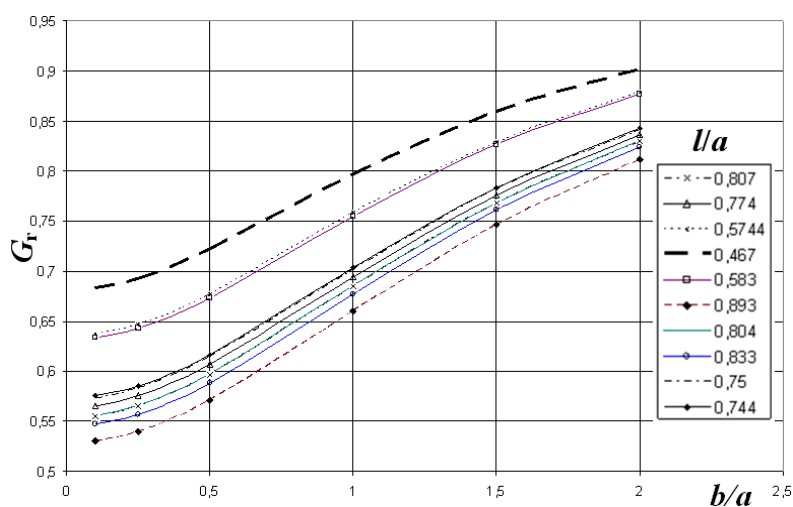


Слика 7.13. Теоријска расподела линијског оптерећења
када су вредности фактора $G_r \leq 1$

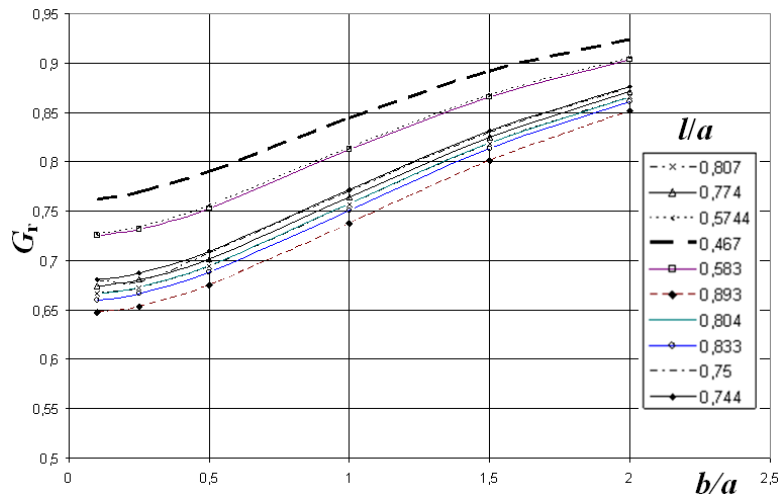
Са повећањем вредности фактора G_r , смањује се лучна дужина $U'U''$. То се рефлектује на повећање дужине теоријске линије контакта и смањење степена неравномерности расподеле оптерећења (слика 7.13б.). Када геометријски фактор расподеле оптерећења достигне вредност 1 ($G_r = 1$), тада теоријска дужина линије

контакта достиже максималну вредност, која одговара дужини изводнице рукавца. Истовремено се још више смањује степен неравномерности оптерећења (слика 7.13ц.). У овом случају, осим тачке **U** све тачке изводнице рукавца су ангажоване у преношењу оптерећења. Расподела линијског – континуалног оптерећења има изглед троугла, слике 7.13 а-ц. Са повећањем оптерећења, услед контактних деформација, троугласта расподела оптерећења се трансформише у трапезну (слика 7.13д.). За добијање још боље расподеле оптерећења дуж линије контакта, потребно је обезбедити одговарајућу компатибилност између геометријских вредности спрегнутих делова и контактних деформација услед спољашњег оптерећења.

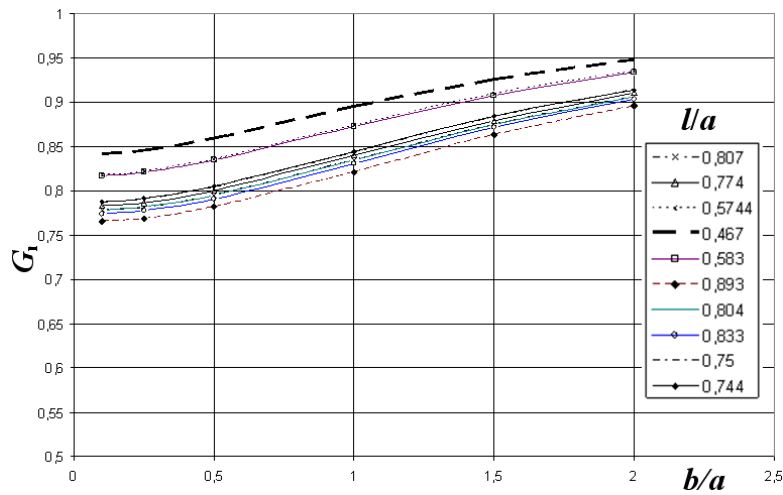
У наставку ових истраживања треба сагледати реалне вредности фактора G_r , које се могу остварити на основу геометријских карактеристика спрегнутих делова (l , b , a). У том циљу, варирањем односа геометријских величина спрегнутих делова (l/a , b/a) анализирани су вредности фактора G_r . Као улазни подаци за формирање дијаграма, коришћене су геометријске карактеристике 10 различитих типова карданских вратила од два произвођача. Геометријске величине приказане су у Таблици 7.1 у поглављу 7.6. Резултати ових истраживања приказани су дијаграмима на слици 4.17 а - е.



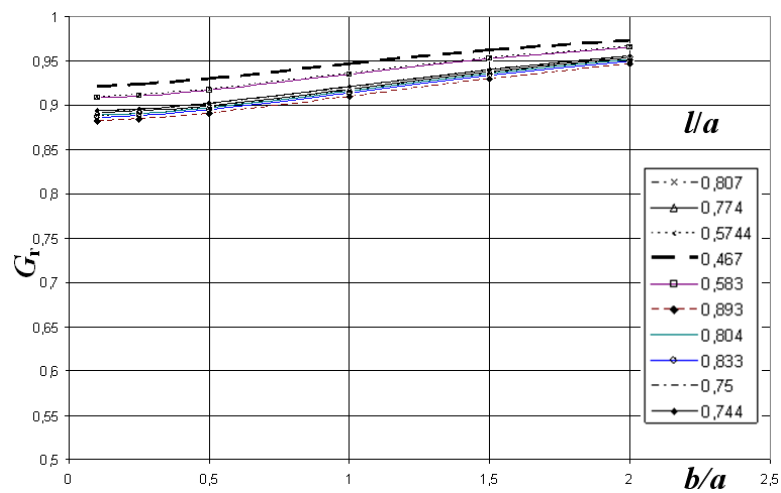
Слика 7.17(a) за $k = 0$



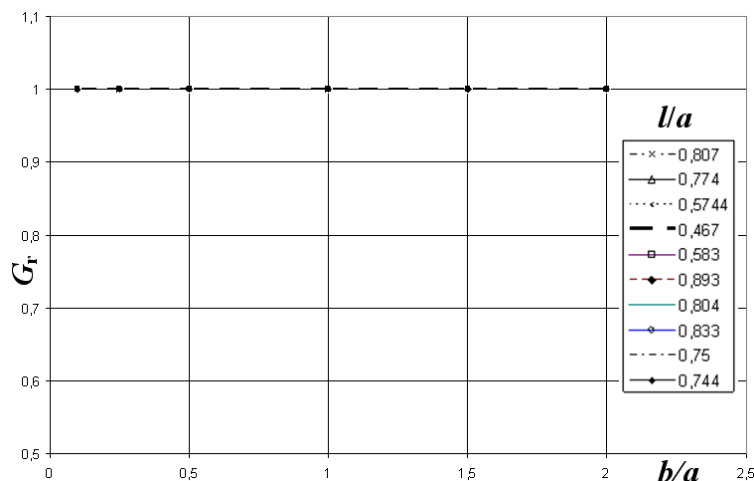
Слика 7.17(б) за $k = 0,25$



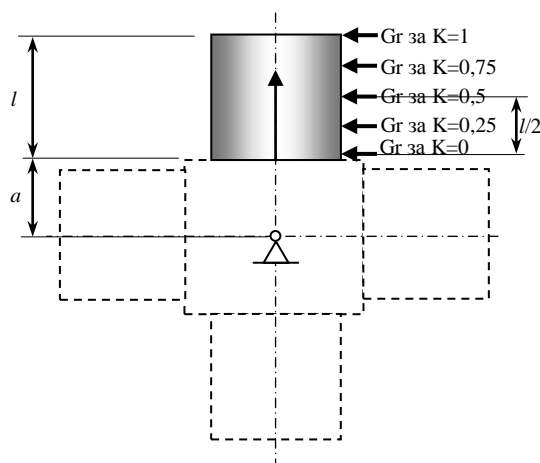
Слика 7.17(у) за $k = 0,5$



Слика 7.17(д) за $k = 0,75$



Слика 7.17(e) за $k = 1$



Слика 7.17 (a – e). Зависност фактора G_r од геометријских величина спрегнутих делова.

На основу зависности приказаних на слици 7.14, могу се извести следећи закључци:

Ток промене фактора G_r у свим тачкама изводнице рукавца ($k \in [0...1]$) има линеарни и нелинеарни део. Линеарни део налази се у интервалу промене геометријских величина a и b , $b/a \in (0,5...1,5)$. При томе, коефицијент правца линеарног дела тока промене фактора G_r зависи од положаја тачке на изводници рукавца. Коефицијент правца је највећи, тј. праве су најстрмије у тачкама које припадају корену рукавца (слика 7.14). Ако у тачкама на врху рукавца вредности коефицијента правца су знатно мање. При томе у тачки на самом врху рукавца, фактор G_r достиже максималну вредност, слика 7.14 за $k=1$.

Утицај односа (l/a) на вредности фактора G_r је највећи у тачкама које се налазе у областима корена зупца, $k \in [0...0,25]$, слика 7.14, а знатно мањи је у области $k \in [0,5...0,75]$. При томе вредности фактора G_r су обрнуто пропорционалне од величина односа l/a .

7.5.1 Фактор расподеле оптерећења дуж линије контакта

Расподела линијског оптерећења првенствено зависи од степена паралелности изводница спрегнутих делова, затим од одступања облика и димензија спрегнутих делова и њиховог међусобног положаја, крутости спрегнутих делова и интензитета оптерећења које се преноси. Ако би спрегнути делови карданове спојнице били апсолутно тачно израђени и склопљени без одступања међусобног положаја спрегнутих делова, расподела линијског оптерећења би зависила само од геометрије и била би неравномерна. Ова неравномерност расподеле линијског оптерећења, и у овом идеалном случају геометрије спрегнутих делова је последица спрезања изводница контактних површина које нису међусобно паралелне. Степен неравномерности зависи од геометрије спрегнутих делова и он је обухваћен фактором G_r . Да би се додиривање спрегнутих делова остварило на једном делу или по целој теоријској дужини линије додира, потребно је обезбедити одговарајуће еластичне деформације. Пошто су еластичне деформације пропорционалне оптерећењу, закон промене линијског оптерећења имаће исти карактер промене, као и закон промене ових деформација. Истовремено, деформације у тачкама линије контакта су пропорционалне интензитетима њихових вектора положаја од осе обртања.

За одређивање оптерећења меродавног за проверу радне способности контактних површина спрегнутих делова, рукавца, иглице и чауре, расподела линијског оптерећења узима се у обзир фактором K_β . Он је дефинисан као однос максималног линијског оптерећења (q_{\max}) и замишљеног равномерно распоређеног, средњег линијског оптерећења

(q_{sr}) , слика 7.13б.

$$K_{\beta} = \frac{q_{\max}}{q_{sr}} \quad (7.9)$$

У области $0 < k \leq 1$, аналитички израз за одређивање фактора K_{β} следи из једнакости површина испод стварног закона расподеле линијског оптерећења и замишљеног идеалног закона расподеле линијског оптерећења, слика 7.13б.

$$\frac{1}{2} q_{\max} \cdot (l - x) = l \cdot q_{sr} \quad (7.10)$$

На основу ове једнакости следи израз

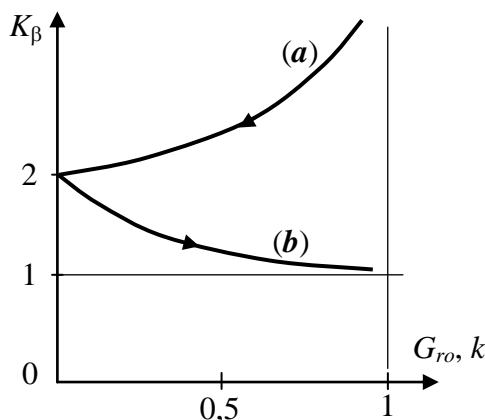
$$K_{\beta} = \frac{q_{\max}}{q_{sr}} = \frac{2}{1 - k} \quad (7.11)$$

Сагласно овом изразу, на слици 7.15, линијом (**a**) приказан је закон промене фактора K_{β} од положаја тачака контакта на изводници рукавца, тј. од параметра k . Теоријски посматрано, када су спрегнути делови апсолутно крути и нетачни са аспекта облика, димензија и међусобног положаја, интензитет фактора K_{β} тежи бесконачно великој вредности, слика 7.15. У овом специјалном случају, када је параметар $k=1,0$ укупно оптерећење преноси само једна тачка изводнице. То је тачка **S** на врху рукавца, слика 7.12. Када је параметар $k=0$, фактор $K_{\beta}=2$. У овом случају све тачке теоријске линије контакта су ангажоване у преношењу оптерећења осим последње тачке теоријске линије контакта која се налази у корену рукавца – тачке **U**.

Када је параметар $k=0$, аналитички израз за одређивање фактора K_{β} следи из једнакости површина стварног закона расподеле линијског оптерећења облика трапеза и површине правоугаоника, као замишљеног равномерно распоређеног линијског оптерећења приказаног испрекиданом линијом (q_{sr}) на слици 7.13д.

$$K_{\beta} = \frac{q_{\max}}{q_{sr}} = \frac{2}{1 + \frac{q_{\min}}{q_{\max}}} = \frac{2}{1 + G_{ro}} \quad (7.12)$$

Сагласно овом изразу, на слици 7.15, линијом **(b)**, приказана је промена фактора K_{β} у функцији геометријског фактора расподеле G_{ro} .



Слика 7.15. Зависност фактора расподеле оптерећења од параметра k и геометријског фактора G_{ro}

У случају када би све тачке на изводници рукавца учествовале у формирању линије контакта спрегнутих делова у неоптерећеном стању ($G_{ro}=1$), расподела линијског оптерећења би била идеално равномерна ($K_{\beta}=1$), слика 7.15. У реалним условима, вредности фактора G_{ro} , су мање од броја 1, дијаграм на слици 6. Сагласно томе, са смањењем вредности фактора G_r , повећава се неравномерност расподеле линијског оптерећења, а вредност фактора K_{β} се приближавају броју 2, слика 7.15.

7.5.2 Зависност између контактних деформација и радијалног зазора

У претходном поглављу анализиран је утицај геометрије спрегнутих делова на степен равномерности расподеле оптерећења дуж изводнице рукавца посредством геометријског фактора G_r . Сprovedена анализа је била „чисто” геометријска, без утицаја оптерећења. Под дејством оптерећења у контактним тачкама спрегнутих

делова се генеришу одговарајуће деформације. Величина ових деформација утиче на степен неравномерности расподеле линијског оптерећења дуж линије контакта спрегнутих делова.

Посматрајмо неку тачку **X** на изводници рукавца, слика 7.12. Да би се ова тачка ангажовала у преношењу оптерећења, потребно је обезбедити одговарајућу деформацију на котактној површини спрегнутих делова у тачки **S**, у правцу нормале. Величина ове деформације на основу модела на слици 7.12, може се одредити сагласно изразу:

$$\delta_{H,x} = X'X'' \cdot \cos \psi_x \quad (7.12)$$

Где су:

$$X'X'' = XX'' - XX' \quad (7.13)$$

$$\cos \psi_x = \frac{a+x}{r_x} \quad (7.14)$$

$$XX'' = \frac{r_x}{r_s} \frac{Z/2}{\cos \psi_s} \quad (7.15)$$

$$XX' = \frac{Z/2}{\cos \psi_x} - \frac{r_x}{r_s} \frac{Z/2}{\cos \psi_s} \quad (7.16)$$

Сменом (7.15) и (7.16) у (7.13), а потом (7.13) у (7.12) добија се израз за одређивање потребне контактне деформације у тачки **S** на врху рукавца, да би се нека тачка **X** на изводници рукавца ангажовала у преношењу оптерећења, сагласно задатој геометрији спрегнутих делова и величини радијалног зазора:

$$\delta_{H,x} = (Z/2) \left(\frac{1}{\cos \psi_x} - \frac{r_x}{r_s} \cdot \frac{1}{\cos \psi_s} \right) \cdot \cos \psi_x \quad (7.17)$$

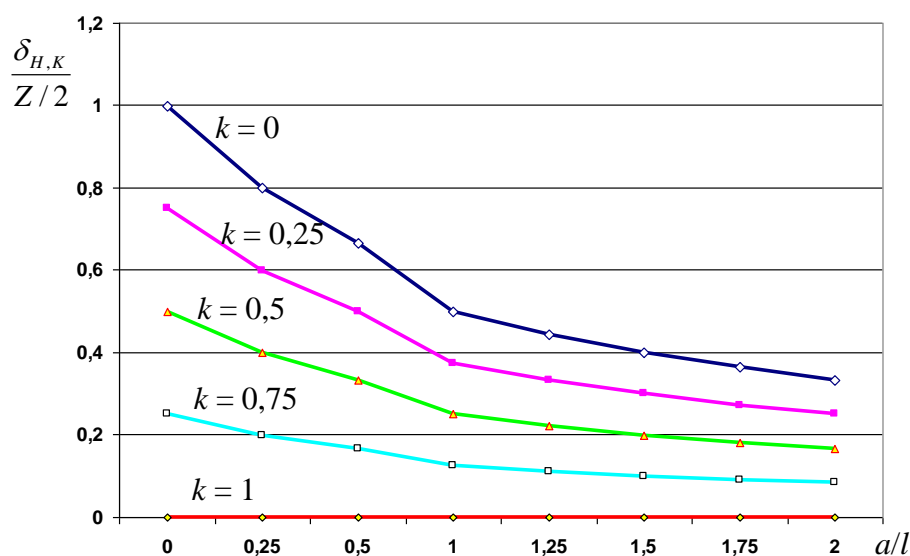
Сменом израза (7.14) у (7.17), и после одређених трансформација, добија се коначан израз у облику релативног односа контактних деформација у тачки **S** на врху рукавца и величине радијалног зазора:

$$\frac{\delta_{H,K}}{Z/2} = \frac{1-k}{1+a/l} \quad (7.18)$$

Где је:

$k = x/l$ - параметар положаја тачке додира на изводници рукавца

Дијаграм зависности релативног односа контактне деформације у тачки **S** на врху рукавца и радијалног зазора од геометријских величина спрегнутих делова, а за различите тачке на изводници рукавца, приказан је на слици 7.16.



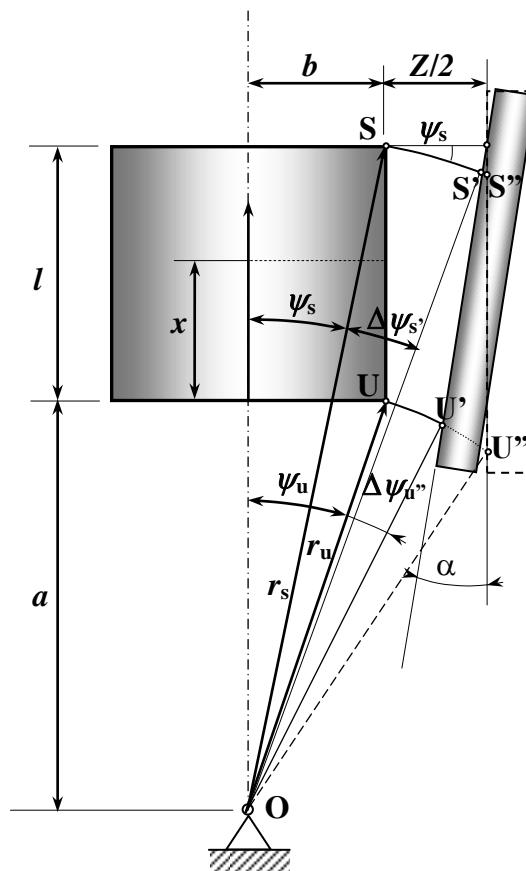
Слика 7.16. Зависност односа контактних деформација и радијалног зазора од геометријских величина спрегнутих делова и положаја тачке додира на изводници рукавца

Највеће контактне деформације у тачки **S** на врху рукавца треба обезбедити за ангажовање тачака у корену рукавца ($k=0$), а најмање за тачку на врху рукавца ($k=1$). При томе, малим односима геометријских величина (a/l) одговарају знатно веће контактне деформације. Може се закључити, да се са повећањем односа a/l и са малим величинама контактних деформација се смањује степен

неравномерности расподеле оптерећења дуж лилније контакта. На основу зависности, приказане на слици 7.16, може се још у фази пројектовања карданове спојнице планирати одговарајућа расподела оптерећења дуж линије контакта спрегнутих делова избором одговарајуће компатибилности између геометрије спрегнутих делова, радијалног зазора и величине контактних деформација.

7.6 ФОРМИРАЊЕ ГЕОМЕТРИЈСКОГ МОДЕЛА ЗА ПОБОЉШАЊЕ РАВНОМЕРНОСТИ РАСПОДЕЛЕ ОПТЕРЕЋЕЊА ДУЖ ЛИНИЈЕ КОНТАКТА СПРЕГНУТИХ ДЕЛОВА

Код стандардних конструкција карданове спојнице радијални зазор између рукавца и котрљајног тела има константну вредност у правцу осе рукавца. Претходна анализа је показала да се са овим решењем и са стандардном геометријом и обликом рукавца крстасте осовине не може се постићи истовремени контакт његовог врха и корена са контактним телом (иглицом), а то је основни предуслов за смањење неравномерне расподеле дуж линије контакта.



Слика 7.17. Геометријски модел спрезања делова карданове спојнице

У циљу побољшања расподеле оптерећења дуж линије контакта треба обезбедити одговарајућу промену радијалног зазора у правцу осе рукавца. То се може постићи израдом рукавца, чауре или отвора виљушке у облику конуса. Са овим конструкционим решењем може се обезбедити истовремено ступање у контакт тачака на врху и у корену рукавца са котрљајним телом.

Да би се успоставила одговарајућа зависност између померања крајњих тачака рукавца, угла нагиба и геометријских карактеристика кардановог крста формиран је геометријски модел на слици 7.17.

Анализа у овом поглављу треба да покаже за који угао α треба заокренути котрљајно тело, сагласно моделу на слици 8.1, да би тачка S' на врху рукавца и тачка U' у корену рукавца истовремено ступиле у контакт са котрљајним телом. Да би се добио одговор на ово питање посматраће се однос углова заокретања тачке S у тачку S' и тачке U у тачку U' :

$$\frac{\Delta\psi'}{\Delta\psi_S} = ? \quad (7.19)$$

Где су:

$$\Delta\psi_{U'} = \frac{UU'}{r_U} \quad (7.20)$$

$$UU' = UU'' - U'U'' \quad (7.21)$$

$$UU'' = \frac{z/2}{\cos\psi_U} \quad (7.22)$$

$$U'U'' = (l + Z/2 \cdot \operatorname{tg}\psi_U) \cdot \sin\alpha \quad (7.23)$$

Сменом (7.23) и (7.22) у (7.21), добија се

$$UU' = UU'' - U'U'' = \frac{Z/2}{\cos\psi_U} - (l + Z/2 \cdot \operatorname{tg}\psi_U) \cdot \sin\alpha \quad (7.24)$$

Сменом ове једначине (7.24) у (7.20) добија се потребан угао заокретања тачке У да би тачка У' ступила у контакт са котрљајним телом:

$$\Delta\psi_{U'} = \frac{z/2 \left[\frac{1}{\cos\psi_U} - \left(\frac{2l}{z} + \operatorname{tg}\psi_U \right) \cdot \sin\alpha \right]}{r_U} \quad (7.25)$$

Аналогно овом извођењу за угао $\Delta\psi_{U'}$, следи поступак извођења за угао $\Delta\psi_{S'}$,

$$\Delta\psi_{S'} = \frac{SS'}{r_S} \quad (7.26)$$

$$SS' = SS'' - S'S'' \quad (7.27)$$

$$SS'' = \frac{z/2}{\cos\psi_S} \quad (7.28)$$

$$S'S'' = Z/2 \cdot \operatorname{tg}\psi_S \cdot \sin\alpha \quad (7.29)$$

Сменом (7.29) и (7.28) у (7.27), добија се

$$SS' = \frac{Z/2}{\cos\psi_S} - Z/2 \cdot \operatorname{tg}\psi_S \cdot \sin\alpha \quad (7.30)$$

Са сменом (7.30) у (7.26) добија се:

$$\Delta\psi_{S'} = \frac{(Z/2) \left[\frac{1}{\cos\psi_S} - \frac{1}{z} + \operatorname{tg}\psi_S \cdot \sin\alpha \right]}{r_S} \quad (7.31)$$

Сменом једначина (7.31) и (7.25) у (7.19) добија се однос углова заокретања тачке S у тачку S' и тачке U у тачку U':

$$\frac{\Delta\psi_{U'}}{\Delta\psi_{S'}} = \frac{1}{G_{r_0}} \cdot \frac{\frac{1}{\cos\psi_U} - \left(\frac{2l}{Z} + \operatorname{tg}\psi_U \right) \cdot \sin\alpha}{\frac{1}{\cos\psi_S} - \operatorname{tg}\psi_S \cdot \sin\alpha} \quad (7.32)$$

Где је G_{r_0} - геометријски фактор расподеле оптерећења

Из услова

$$\frac{\Delta\psi_{U'}}{\Delta\psi_{S'}} = 1$$

Следи израз за одређивање вредности угла α који ће да за дату геометрију спрегнутих делова и величину радијалног зазора омогућити истовремени додир тачака у корену и на врху рукавца са котрљајним телом

$$\alpha = \arcsin \frac{1}{a \cdot \left(\frac{a}{l} + 1\right)} \cdot \left[\frac{1}{r_u} \cdot \left(2 \left(\frac{l}{Z}\right) + \left(\frac{b}{a}\right) \right) - \frac{1}{G_{r0}} \cdot \frac{1}{\left(\frac{a}{b}\right) + \left(\frac{l}{b}\right)} \right] \quad (7.33)$$

Где су:

d – пречник рукавца

l – дужина рукавца

$$b = \frac{d}{2}, \quad \overline{OA} = a, \quad \overline{OU} = r_u, \quad k = \frac{x}{l}$$

Z – зазор

За различите геометријске облике, димензије спрегнутих делова карданове спојнице из производних програма произвођача 1 (три узорка) и 2 (десет узорака) а на основу израза (7.33), анализирани су вредности угла α које треба да обезбеде истовремени додир таче на врху и тачке у корену рукавца са спрегнутим делом – иглицом, а за различите вредности радијалних зазора (Z).

У програму ORIGIN је написан алгоритам за анализу израза (7.33), на основу кога је формиран дијаграмски приказ резултата на слици 7.18. Резултати су формиран на основу геометријских карактеристика карданових спојница из производних програма произвођача 1 и 2, приказаних у Таблица 7.1

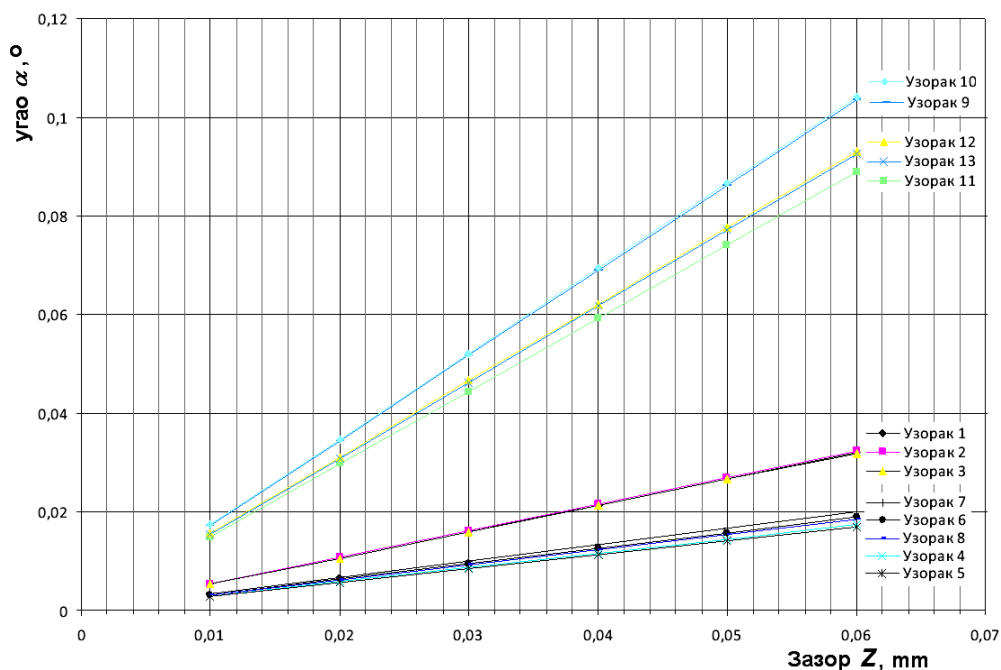
Таблица 7.1. Геометријске карактеристике карданових спојница из производних програма произвођача 1 и 2

Редни број узорка	l	a	b	r_s ($r_s = \sqrt{(a+l)^2 + b^2}$)	r_U ($r_s = \sqrt{a^2 + b^2}$)	r_U/r_s	ψ_U	ψ_s
Произвођач 1								
1	25,57	34,91	18,325	63,1952215	39,4273221	0,6238972	0,483385	0,2942
2	24,03	33,52	13,81	59,1837697	36,2533654	0,61255587	0,390802	0,235512
3	17,2	40,9	16,49	60,3947854	44,0990941	0,73018049	0,383243	0,276548
Произвођач 2								
4	47,8	59,25	24,46	109,808898	64,100344	0,58374453	0,391515	0,224635
5	47,8	61,75	24,46	112,247468	66,4180254	0,59171068	0,377151	0,219674
6	35,7	62,15	24,15	100,786135	66,67717	0,66157086	0,370619	0,241971
7	29,2	62,3	23,86	94,5597673	66,7127394	0,70550871	0,365753	0,255085
8	36,7	63	22,9	102,296139	67,0329024	0,65528282	0,348644	0,225773
9	8,6	9,63	4,32	18,7348686	10,5545867	0,56336593	0,421688	0,23268
10	8,2	10,2	5	19,0672494	11,3595775	0,59576383	0,455774	0,265332
11	10	12	6,5	22,9401395	13,6473441	0,59491112	0,496423	0,287281
12	9	12	6,5	21,9829479	13,6473441	0,62081501	0,496423	0,300171
13	9	12,1	6,5	22,0784963	13,7353558	0,62211464	0,492955	0,298832

Таблица 7.2. Вредности угла α у функцији промене радијалног зазора (Z) и димензија крстасте осовине

Редни број узорка	ЗАГОР (Z), μm					
	$Z=10$	$Z=20$	$Z=30$	$Z=40$	$Z=50$	$Z=60$
Произвођач 1						
1	0,005352	0,010704	0,016055	0,021406	0,026751	0,032107
2	0,005386	0,010772	0,016158	0,021543	0,026924	0,032314
3	0,005319	0,010637	0,015955	0,021273	0,02657	0,031909
Произвођач 2						
4	0,002897	0,005793	0,008689	0,011586	0,014481	0,017378
5	0,002814	0,005628	0,008442	0,011256	0,014068	0,016883
6	0,003142	0,006285	0,009427	0,012569	0,015708	0,018853
7	0,003354	0,006708	0,010062	0,013416	0,016764	0,020124
8	0,003059	0,006117	0,009176	0,012234	0,01529	0,018351
9	0,01723	0,034459	0,051691	0,068933	0,086175	0,103464
10	0,017346	0,03469	0,052037	0,069393	0,086732	0,104153
11	0,014815	0,029627	0,044441	0,059259	0,074064	0,088921
12	0,01552	0,031038	0,046557	0,062082	0,077576	0,093161
13	0,015418	0,030833	0,04625	0,061672	0,077063	0,092546

На слици 7.18 приказана је зависност угла α од геометријских величина (a , b и l) за тринаест узорака и радијалног зазора (Z).



Слика 7.18. Зависност угла α од геометријских величина (a , b и l) и радијалног зазора (Z) за тринаест узорака

На основу добијених резултата приказаних на слици 7.18, може се констатовати следеће:

- угао α , тј. угао конуса контактне површине чауре игличастог лежаја за одређену геометрију спрегнутих делова (a , b и l) се линеарно мења са повећањем величине радијалног зазора спрегнутих делова;
- Код произвођача 1 функција промене угла α у зависности од радијалног зазора је иста за све узорке (узорци 1, 2 и 3), дијаграм на слици 8.2, што показује да разматрани узорци припадају вероватно типизираној фамилији узорака;
- Други произвођач има две фамилије узорака

8.

НУМЕРИЧКИ МОДЕЛ РАСПОДЕЛЕ ОПТЕРЕЋЕЊА ДУЖ ЛИНИЈЕ КОНТАКТА СПРЕГНУТИХ ДЕЛОВА

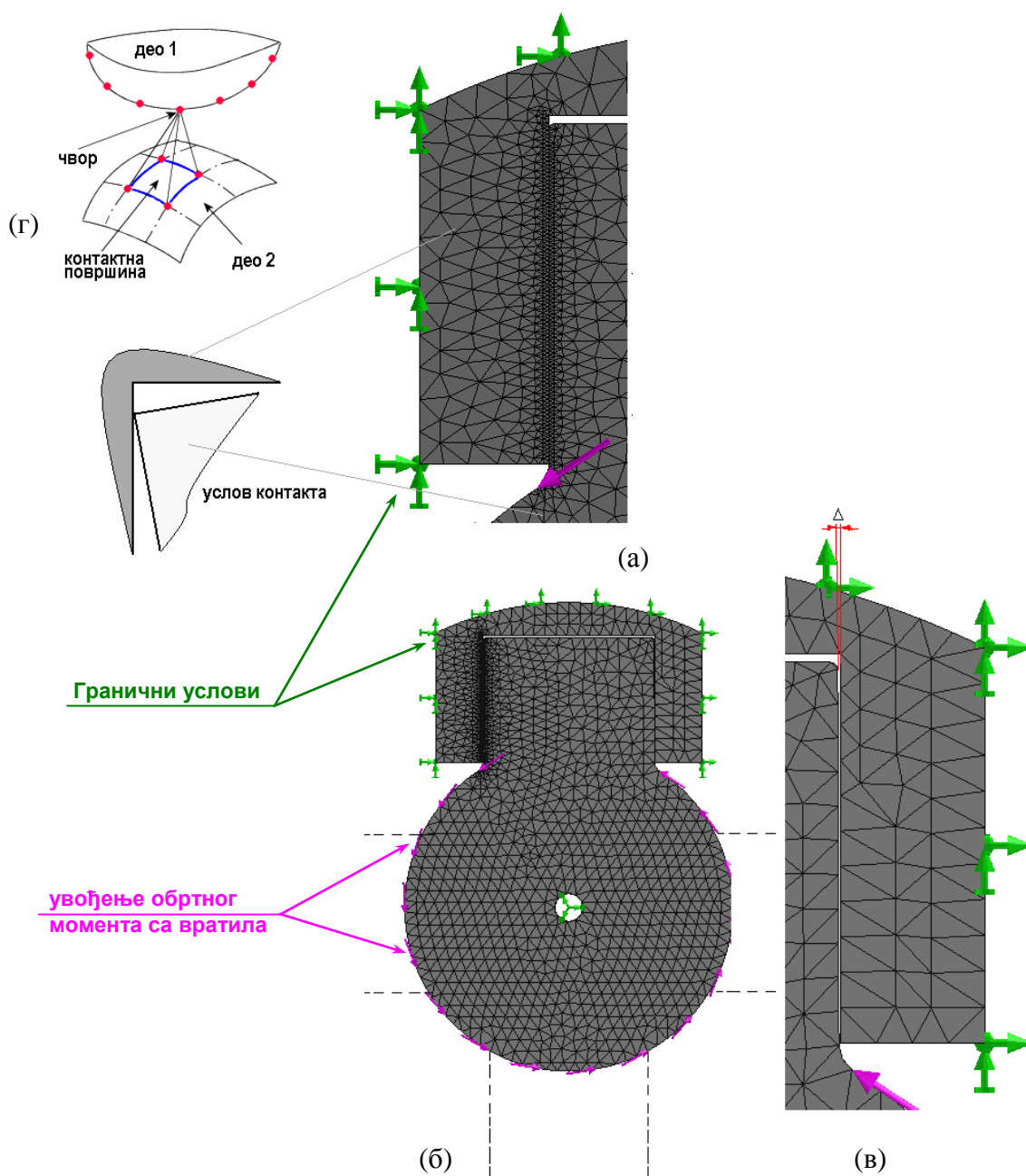
8.1 ФОРМИРАЊЕ НУМЕРИЧКОГ МОДЕЛА ЗА СТАНДАРДНУ КОНСТРУКЦИЈУ КАРДАНОВИХ СПОЈНИЦА

У циљу анализе утицаја расподеле линијског оптерећења на радну способност спрегнутих делова карданове спојнице са аспекта површинске носивости, урађена је нумеричка симулација контактнoг оптерећења на додирним површинама рукавца и чауре карданског крста.

Разматран је равански модел склопа рукавца кардановог крста и чауре виљушке кардана. Издвојен је само један од четири рукавца (слика 8.1) јер се идентична слика оптерећења понавља на сваком од њих.

Математички модел је приказан на слици 8.1. На истој слици 8.1(б) је дат модел склопа дефинисаног помоћу 30381 просторних тетраедарских елемената и 49925 чворова, односно 149775 степени слободe. Стрелицама **зелене боје** по контури модела чауре виљушке су приказани гранични услови. У овом случају је у потпуности спречено померање чворова на спољној површини чауре. У централном делу модела тела кардановог крста су ограничена сва померања осим ротације око осе која пролази кроз центар тела и нормална је на његову чеону површину. По обиму модела тела крста су приказане стрелице **розе боје** које указују на деловање обртног момента доведеног са карданског вратила.

Увеличано је приказана мрежа коначних елеманата која је посебно уситњена у зони у којој се анализирају вредности напона на контактної површини спрегнутих елемената кардановог крста и чауре. На слици 8.1(в), је увеличано приказан изглед зазора (на слици означен са Δ) између површина рукавца и чауре. Посебно је истакнута мера угла закошења између контактних површина рукавца и чауре насталог при закретању неопходном за поништавање зазора у тачки на врху рукавца.



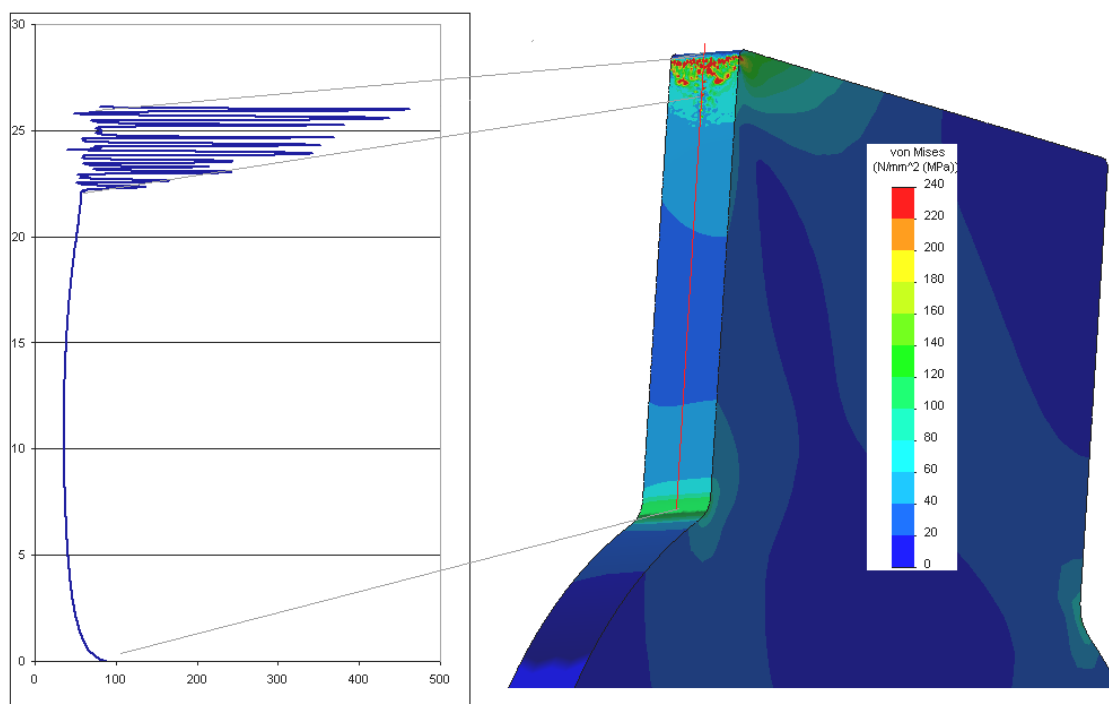
Слика 8.1. Нелинеарни математички модел рукавца кардановог крста и чауре

На слици 8.1(г) је приказан гранични услов који дефинише тачке на нападној површини рукавца које не могу да продру кроз контактну површину чауре. Постепеним повећањем оптерећења, уз сталну проверу да ли померени чвор елемента 1 (рукавац) продире кроз елементарну површину на елементу 2 (чаура), дефинише се повећање контактне површине.

Процес прорачуна је нелинеаран зато што се у зависности од оптерећења и еластичности спрегнутих елемената, мења величина њихове контактне површине. Ова промена суштински мења матрицу крутости система.

За формирање основног модела коришћена је произвољна геометрија крстасте осовине и чауре. Модел је због дефинисања феномена контакта максимално упрошћен, тако да су избачена котрљајна тела – иглица, јер у овој фази истраживања због комплексности проблема, нису укључени остали параметри контакта (параметар још једне врсте материјала, контакта више површина, померања и деформације иглице, једначине котрљања,). У суштини принцип је исти, а физикалност проблема је задржана. Модел и симулација рађени су у софтверском пакету SolidWorks, лиценцираним за академску употребу. Увођење оптерећења је било постепено до максималног предвиђеног момента $T = 100 \text{ Nm}$. Ова максимална вредност момента усвојена је као оптимална за нумеричку симулацију, а анализа је извршена у складу са експерименталним испитивањима, која су дата у Прилогу 1 ове дисертације.

На слици 8.2 је приказан закошени изглед раванског модела рукавца кардановог крста. Посебно је на површини рукавца која је у контакту са одговарајућом површином на чаури виљушке, истакнута изводница црвене боје, као средња линија њиховог додира.



Слика 8.2. Напонска слика на контактної површини рукавца карданског крста и чауре виљушке

У горњој зони контактне површине остварен је додир спрегнутих елемената, па се ту јављају и највећи интензитети напона. Због итеративног поступка у прорачуну, контактна површина није континуална већ се састоји од низа локалних тачака у којима су концентрисани напони. Приказане су вредности еквивалентног (*von Mises*) напона, односно оптерећења дуж контактне површине рукавца и чауре. На слици 8.2 је приказан и дијаграм промене вредности напона дуж средње линије на контактної површини рукавца.

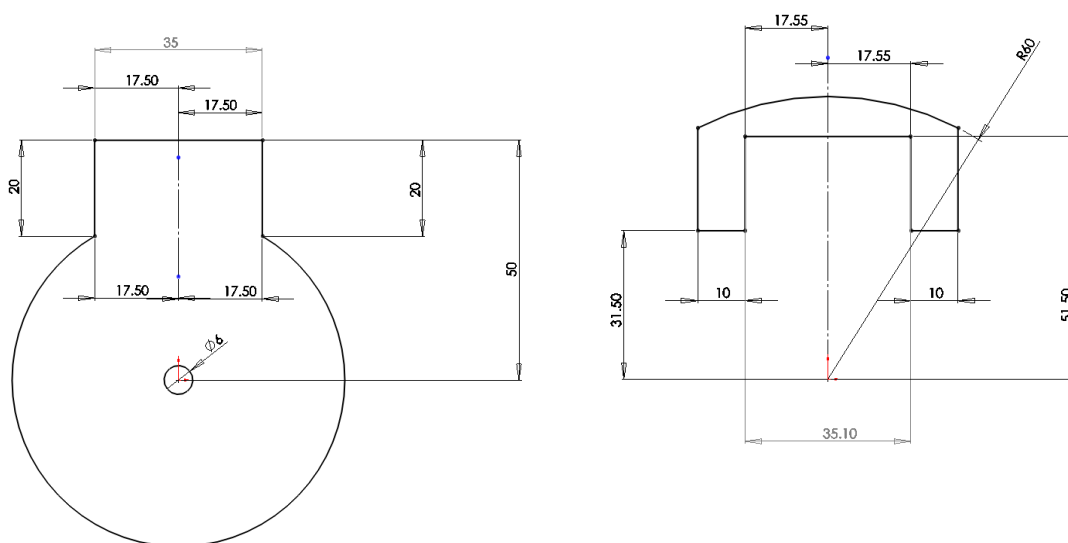
Приказани напони су последица, како притиска у контактної површини, тако и ефекта савијања рукавца. Зато у корену рукавца долази до повећања вредности напона. Вредности површинског притиска се не могу издвојити из матрица напона јер су они дефинисани у тежишту сваког од тетраедарских елемената. Површински притисак се може одредити индиректно преко реакција у чворовима који се налазе у контакту и површина одговарајућих елемената.

На дијаграму (слика 8.2) је приказан умањени и заокренути изглед напонског поља. Оса положаја напона се дефинише од корена ка врху рукавца. На

хоризонталној оси се налазе вредности напона дуж средње линије. За читавање вредности напона треба користити легеду приказану на слици 8.2.

На основу спроведене анализе следи да се највећи напони (200...240 N/mm) генеришу у тачкама које припадају врху рукавца, $k = 0,75 \dots 1,0$. Најмањи напони треба да су у подножју – корену рукаваца. Међутим, због утицаја напона услед савијања рукавца, најмањи напони су се генерисали око средине његове висине $k = 0,5$.

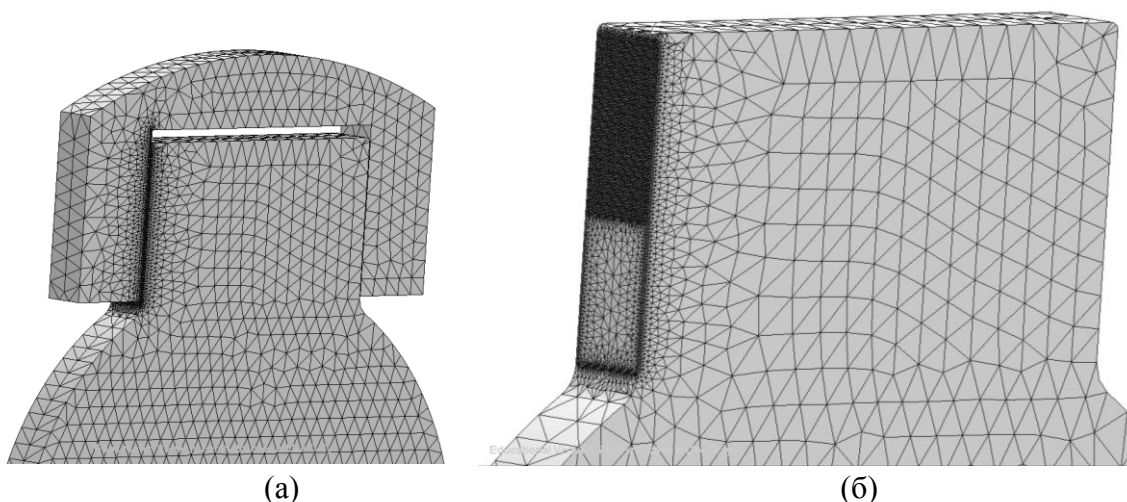
Након тестирања и утврђивања правилног понашања формираног модела, уведена је геометрија (димензије) реалног узорка. Основна геометрија модела је приказана на слици 8.3.



Слика 8.3. Геометрија реалног узорка коришћена за симулацију

Модели рукавца крстасте осовине и чауре су формирано без промене геометрије (рукавац и чаура су цилиндрични са углом конуса $\alpha = 0^\circ$). Идеја је, да се увођењем оптерећења уоче основна померања и нивои генерисаних напона, како би се касније могли упоредити са понашањем новоформираног модела – модела са коригованом конусном геометријом.

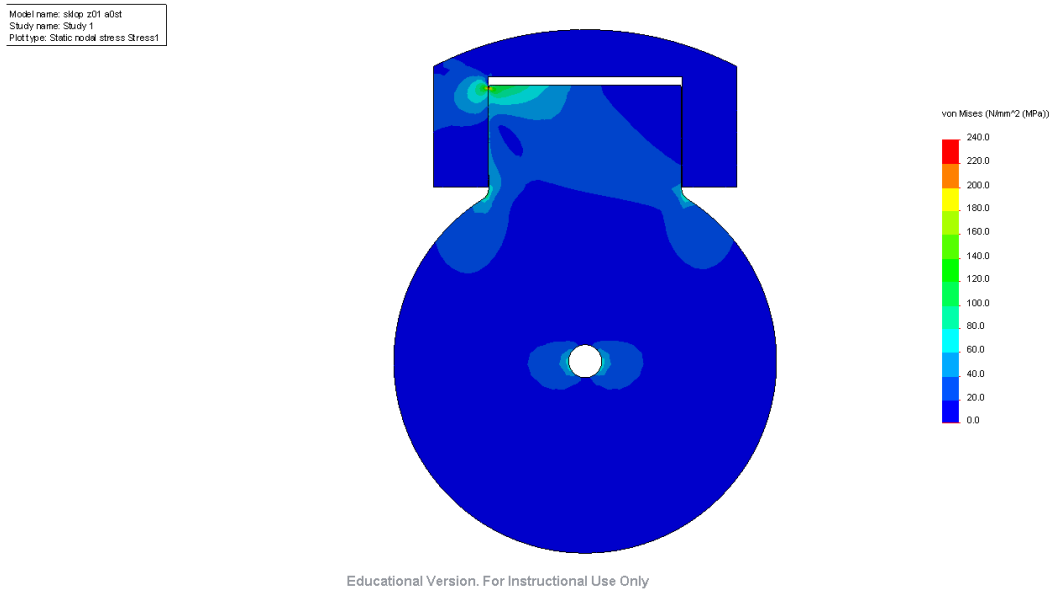
Формирана је нова мрежа модела, слика 8.4.



Слика 8.4. Изглед нове мреже нумеричког модела

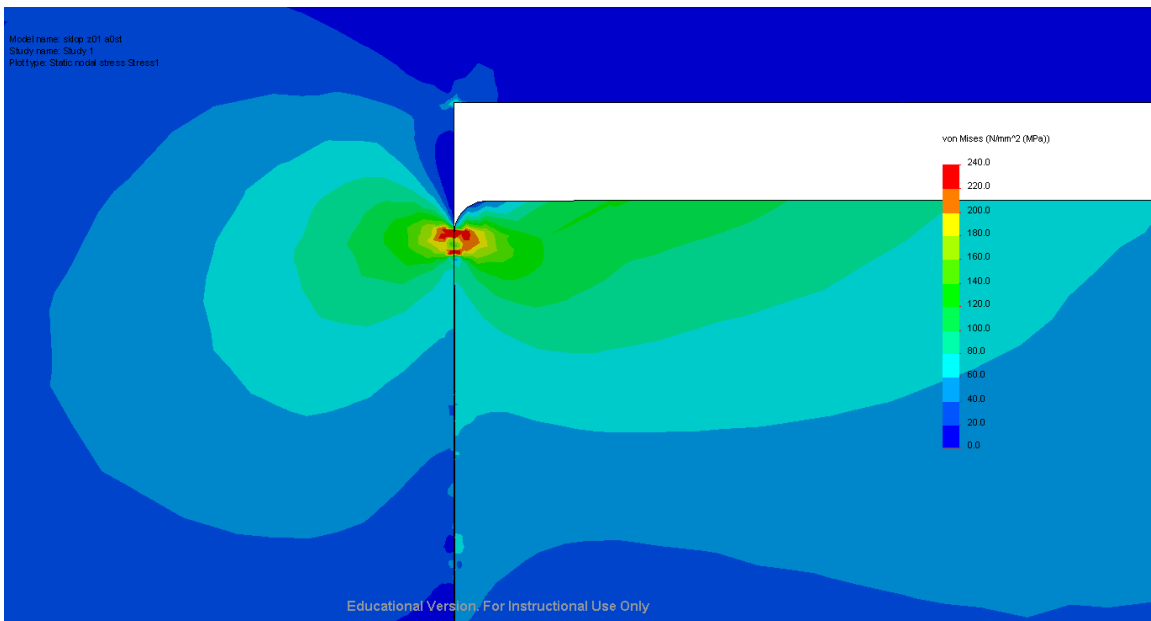
У горњем делу (зони) рукавца, слика 8.4(б), мрежа је уситњена ради добијања прецизнијих нумеричких резултата и детектовања зоне и тренутка првог контакта рукавца и чауре на почетку захвата.

Изглед поља напона посматрано са “чела” рукавца и чауре дат је на слици 8.5. Уочава се нагомилавање контактнoг притиска у горњој зони рукавца. Идући ка корену рукавца, напон опада. У зони корена долази до повећања интензитета напона (*von Mises*) што је последица напрезања на савијање. Ово потврђује и појава напона у корену рукавца и на супротној страни (десно на слици). За улазне параметре усвојено је: зазор $Z=10 \mu\text{m}$, угао конуса $\alpha = 0^\circ$.



Слика 8.5. Нумеричка симулација оптерећења модела са оригиналном геометријом

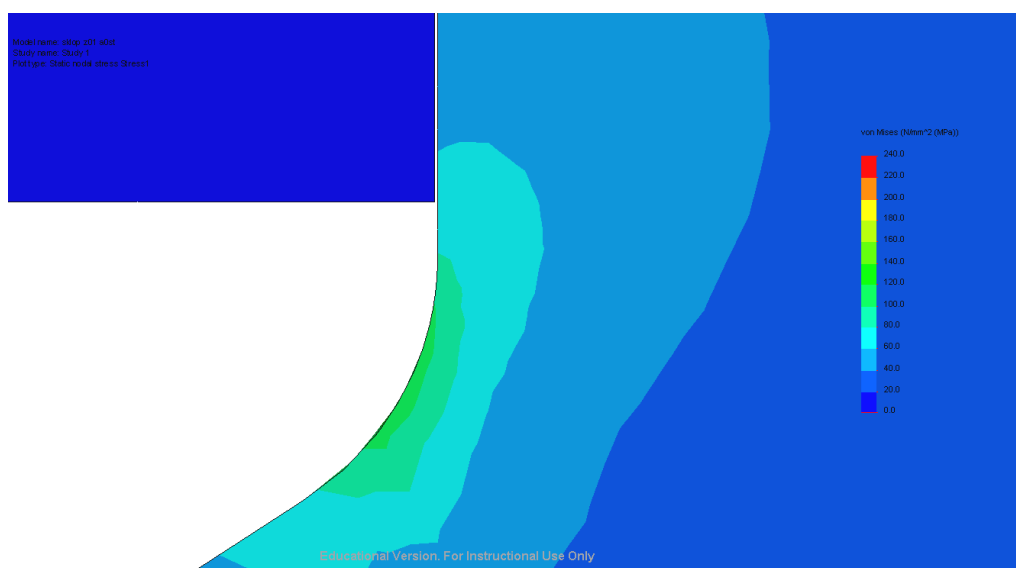
Ради боље прегледности на сликама 8.6 – 8.9 дати су увећани прикази оптерећених зона врха и корена рукавца



Слика 8.6. Детаљ напонске слике у зони контакта

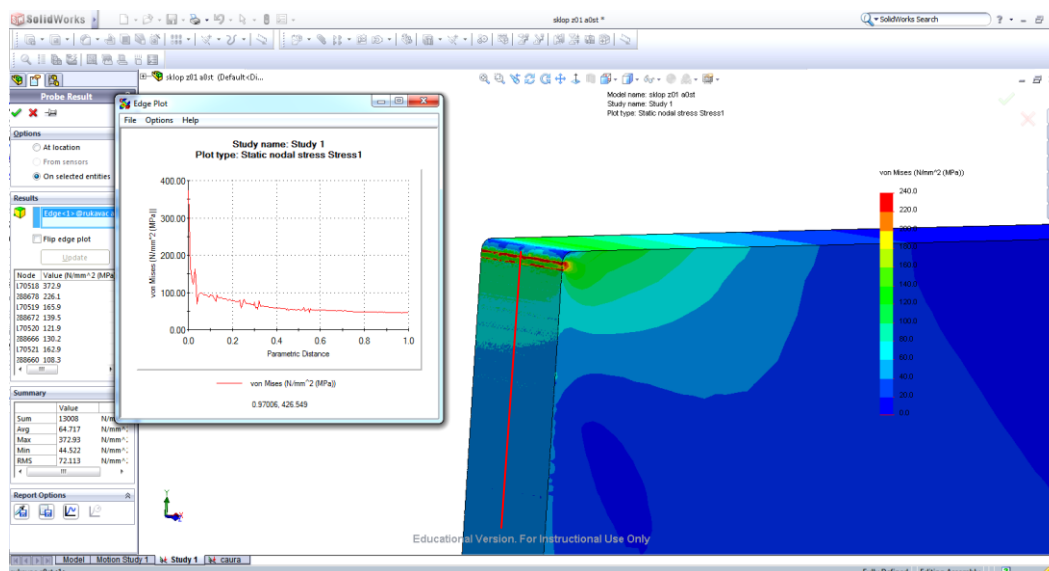
Детаљ напонске слике у корену рукавца приказан је на слици 8.7, где се уочава зазор због закошења рукавца у односу на чауру. Овде се јасно види да рукавац и

чаура нису у контакту у доњем делу склопа рукавца и чауре, те да при задатом напрезању, доњи део рукавца не учествује о преношењу оптерећења.



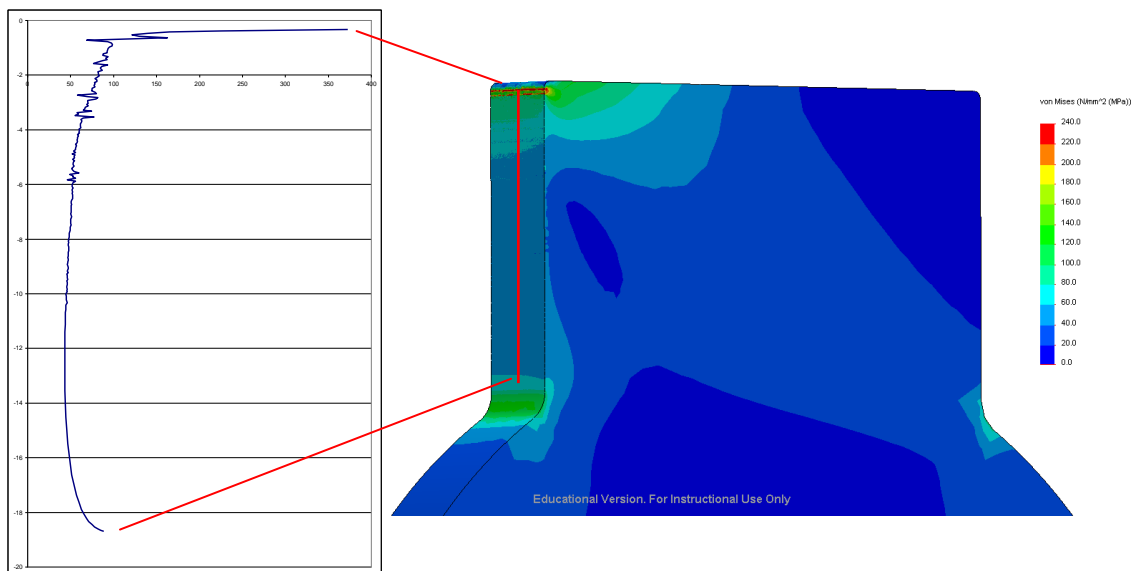
Слика 8.7. Детаљ напонске слике у корену рукавца

Изглед напонског поља на боку рукавца, где се уочава расподела напона дуж средње изводнице бока рукавца дат је на слици 8.8. Овде је разматран равански модел, не цилиндрични. Уска зона контакта унутрашњег цилиндра чауре и спољашњег цилиндра рукавца је у облику раванског модела јер се добијају довољно јасни показатељи утицаја коничности и зазора на промену напона дуж изводнице – контакта.



Слика 8.8. Изглед напонског поља на боку рукавца

На слици 8.9 дат је дијаграм промене напона дуж средње линије рукавца. Ово је било и за предпоставити, јер је аналогија са тестирањем модела при произвољној геометрији (слика 8.2) у потпуности постигнута.



Слика 8.9. Изглед напонског поља на боку рукавца

У овом потпоглављу (8.1) формиран је и тестиран нумерички модел произвољних димензија. Тај модел је у следећој фази испитивања усаглашен са реалним димензијама крстасте осовине и оптерећен са оптимално усвојеним вредностима момента, који вратило предаје крстастастој осовини. Показано је да са постојећом геометријом, тачке које одговарају врху цилиндра рукавца прве ступају у контакт и учествују у преношењу оптерећења, док су тачке у корену рукавца не оптерећене. Ова неравномерност расподеле оптерећења се увођењем већег момента постепено смањује због еластичних деформација елемената у контакту, а у сагласности са механичким својствима материјала. Време контакта у току преношења оптерећења је веће у зони врха рукавца, што је у сагласности са зонама иницијалних оштећења, описаних у Поглављу 6. ове дисертације.

8.2 ФОРМИРАЊЕ НУМЕРИЧКОГ МОДЕЛА СА КОРИГОВАНОМ ГЕОМЕТРИЈОМ СПРЕГНУТИХ ДЕЛОВА КАРДАНОВЕ СПОЈНИЦЕ

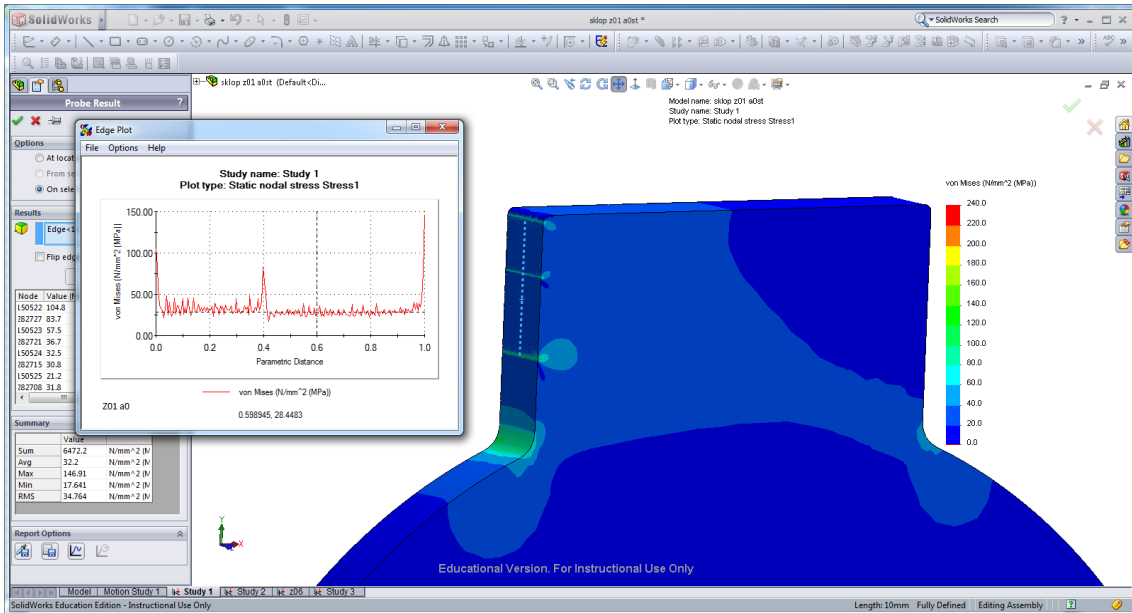
У циљу добијања потврде претпоставке (слика 7.17) да промена геометрије и зазора утиче на бољу расподелу оптерећења дуж изводнице контакта чауре лежаја и крстасте осовине, нумеричком симулацијом вариране су вредности угла конуса рукавца (α) и вредности зазора. Прва серија симулација односи се на промену вредности зазора (Z) при углу конуса $\alpha = 0^\circ$. У другој серији симулација вариране су вредности угла конуса при константном зазору, у сагласности са аналитички добијеним вредностима из Поглавља 7 (слика 7.18) ове дисертације.

8.2.1 Нумеричка симулација при варирању зазора без угла конуса рукавца

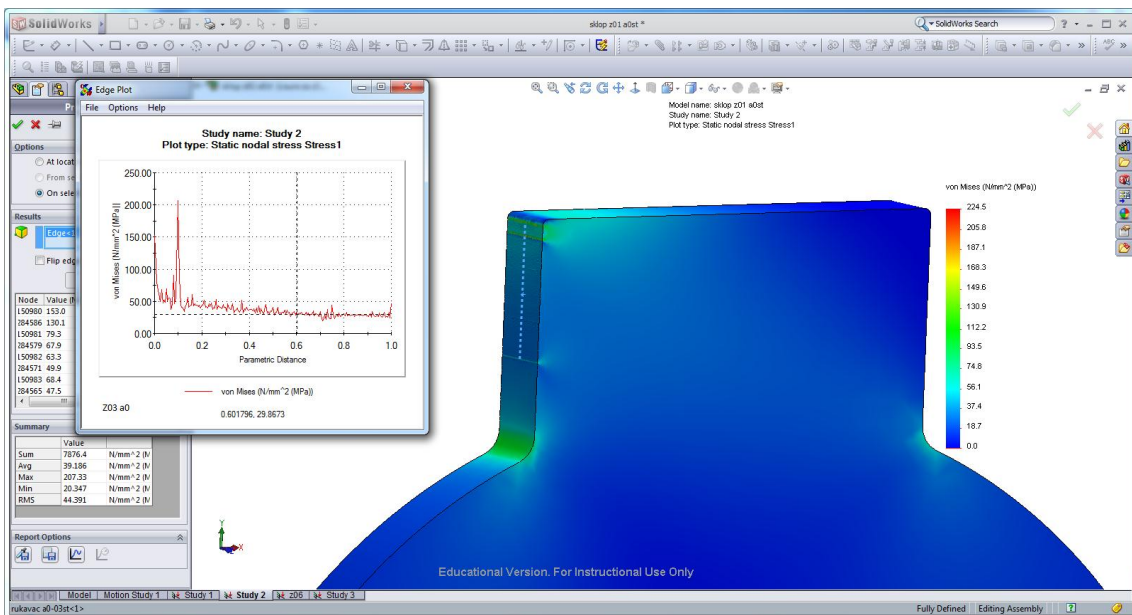
Нумеричка симулација и прорачуни контактних напона су извршени за карданско вратило (узорак 3), са геометријом усвојеном у претходном поглављу. Вредности зазора су вариране од 10, преко 30 до 60 микрометара. У последњем случају је демонстрације ради, промењен угао конуса рукавца на $\alpha = 2 \times 0,03^\circ$.

У случајевима зазора од 30 и 60 микрометара, са цилиндрични рукавцем (угао конуса $\alpha = 0^\circ$) добијају се промене напона које су највеће при врху. Контакт рукавца и чауре је само у горњој зони.

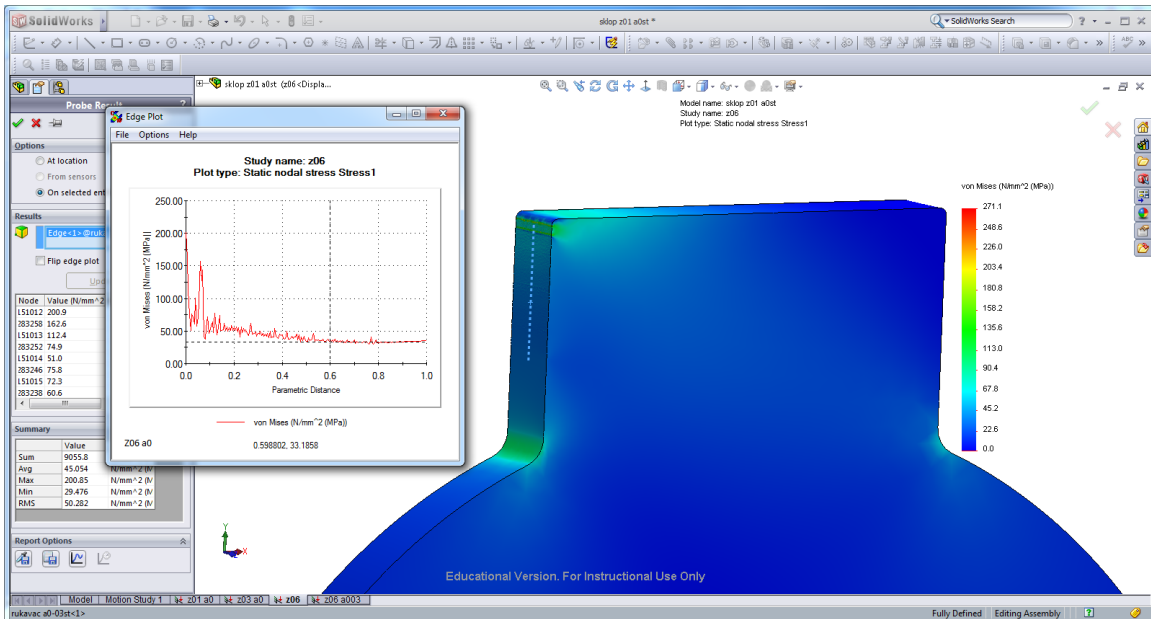
У случају малог зазора од 10 μm , еластична деформација рукавца доводи до контакта са чауром по целој дужини изводнице (случај $Z = 10\mu\text{m}$ и $\alpha = 0^\circ$). Контактне површине рукавца и чауре изгледа да су се дотакле нумерички у три тачке. У тим тачкама је повећан ниво интензитета напона иако то на реалном моделу није случај. Ово је последица формираног модела, где је горња половина рукавца урађена са знатно финијом мрежом, док је доњи део рукавца (ближи корену) урађен са стандардном густином мреже за дате димензије контактне површине. Зона прелаза са једне густине мреже на другу (око средине рукавца) генерише непостојећу зону контакта, коју треба занемарити.



Слика 8.10. Расподела оптерећења при $Z = 10\mu\text{m}$ и $\alpha = 0^\circ$

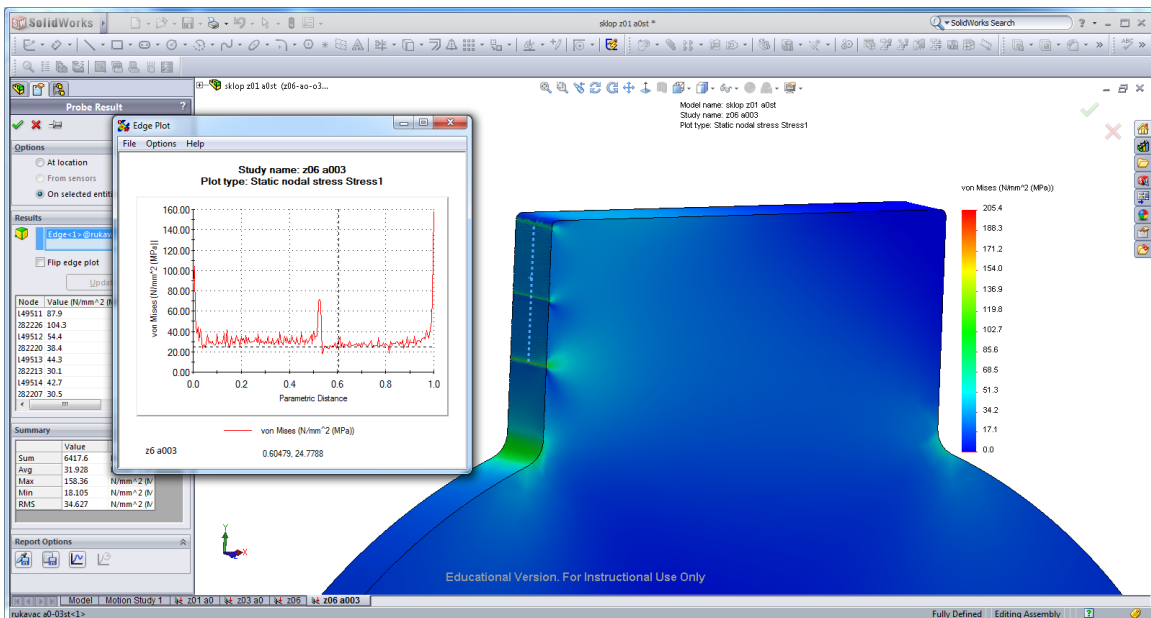


Слика 8.11. Расподела оптерећења при $Z = 30\mu\text{m}$ и $\alpha = 0^\circ$



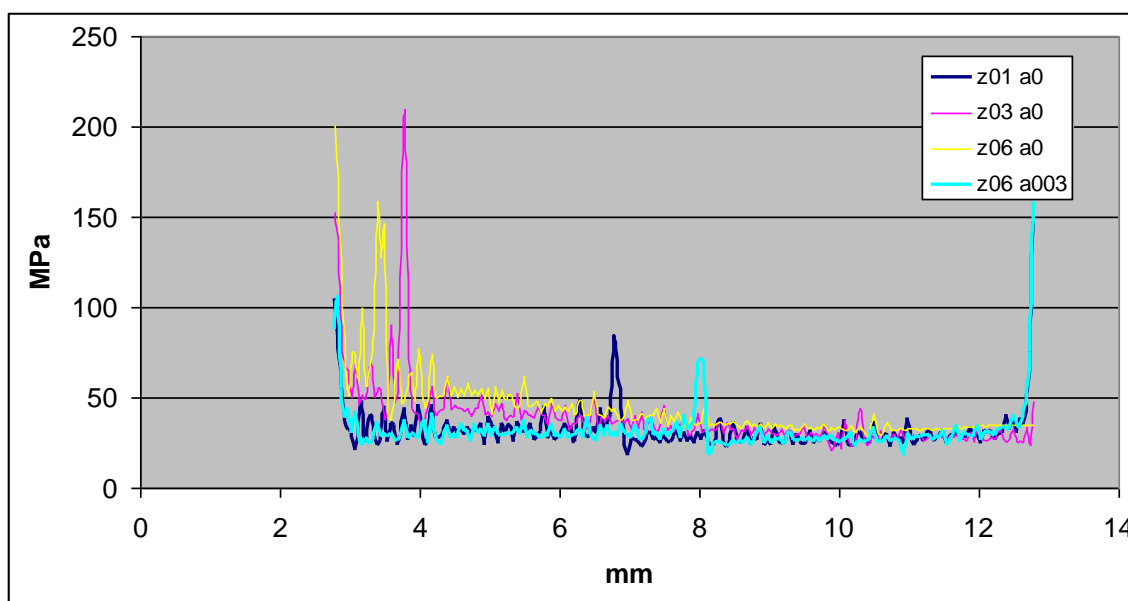
Слика 8.12. Расподела оптерећења при $Z = 60\mu\text{m}$ и $\alpha = 0^\circ$

Код зазора од $60\mu\text{m}$ и угла конуса од $\alpha = 2 \times 0,03^\circ$ степена, остварује се равномеран контакт додирних површина рукавца и чауре. Ово се поново види као нумерички контакт површина у три тачке (хоризонталне зоне) због преласка са финије мреже на грубљу.



Слика 8.13. Расподела оптерећења при $Z = 60\mu\text{m}$ и $\alpha = 2 \times 0.03^\circ$

Ако погледамо збирни дијаграм расподела оптерећења за сва 3 случаја промене зазора ($10\mu\text{m}$, $30\mu\text{m}$ и $60\mu\text{m}$) при углу конуса од $\alpha = 0^\circ$, Уочава се, да са повећањем зазора неравномерност расподеле оптерећења расте. Највећа неравномерност расподеле оптерећења је при највећем зазору $Z = 60\mu\text{m}$ (крива жуте боје), где су најоптерећеније тачке у зони врха рукавца. Четврта крива на дијаграму (крива светло плаве боје) је само демонстрација расподеле оптерећења код најнеповољнијег случаја ($Z=60\mu\text{m}$) ако би се угао конуса са $\alpha = 0^\circ$, повећао за само $\alpha = 0,03^\circ$.

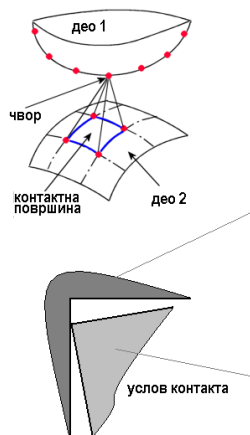


Слика 8.14. Дијаграм за све случајеве зазора и угла конуса

Подебљане су линије које показују равномерност напона, односно додира контактних површина у случају малог зазора од 10 микрометара са цилиндричним рукавцем ($Z = 60\mu\text{m}$ и $\alpha = 0^\circ$) и великог зазора од 60 микрометара уз угао конуса рукавца од $2 \times 0.03^\circ$ ($Z = 60\mu\text{m}$ и $\alpha = 0,03^\circ$).

Констатација да су криве на дијаграму "тестерасте", а не континуалне је већ објашњена, оне су добијене итеративним поступком постепеног повећавања оптерећења. Како је који чвор на мрежи рукавца задовољио задати услов да је довољно близу контактне површине чауре (толеранцију задаје сам програм и не може се мењати) у том елементу престаје даљи рачун напона и задржава се

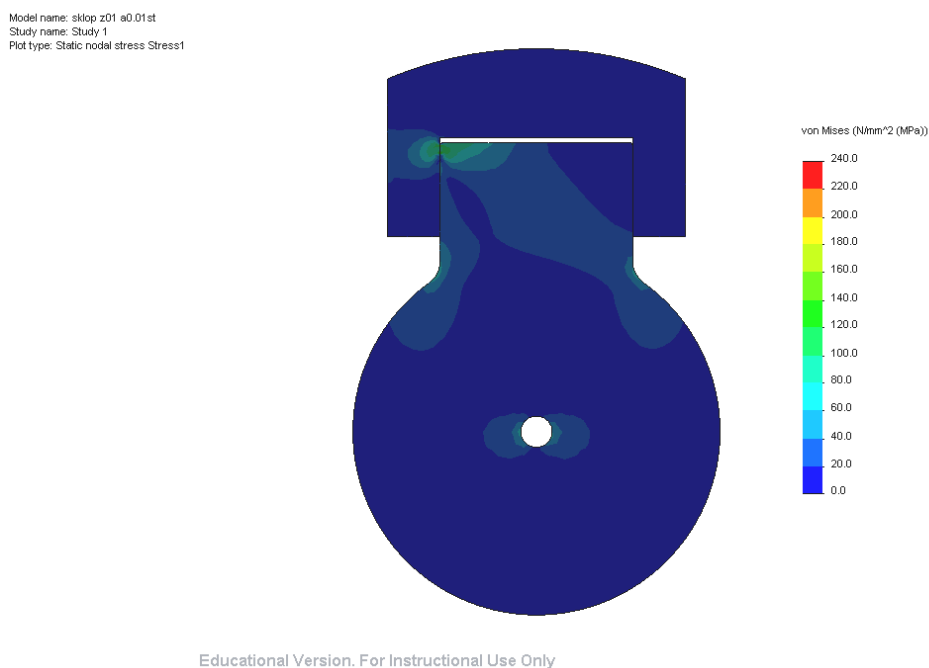
последња израчуната вредност. Апроксимације крива неком од кривих вишег реда није извршена.



Слика 8.15. Начин успостављања контакта код представљеног модела

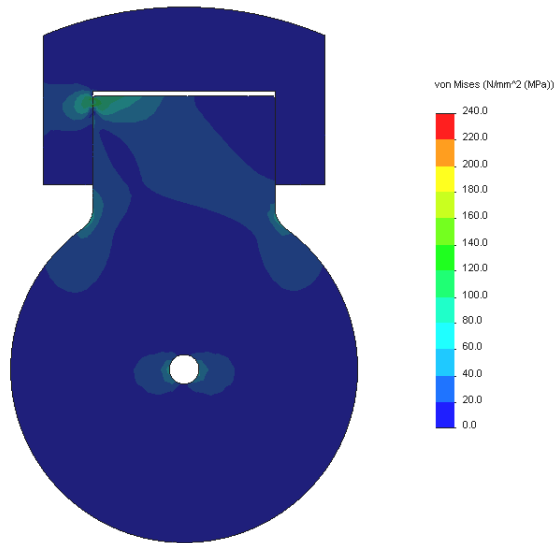
8.2.1 Нумеричка симулација при варирању угла конуса без промене зазора

Нумеричка симулација и прорачуни контактних напона су извршени за карданско вратило (узорак 3), са геометријом усвојеном у претходном поглављу. У овој серији симулација вариране су вредности угла конуса при константном зазору, у сагласности са аналитички добијеним вредностима из Поглавља 7 (слика 7.18) ове дисертације. За вредност зазора усвојена је вредност $Z = 10\mu\text{m}$, а углова конуса су имали следеће вредности $\alpha = 2 \times 0,01^\circ$, $\alpha = 2 \times 0,02^\circ$, $\alpha = 2 \times 0,04^\circ$, $\alpha = 2 \times 0,06^\circ$, $\alpha = 2 \times 0,08^\circ$, и $\alpha = 2 \times 0,1^\circ$. Резултати нумеричких симулација су представљени на сликама 8.16 – 8.21.



Слика 8.16. Расподела оптерећења при $Z = 10\mu\text{m}$ и $\alpha = 2 \times 0,01^\circ$

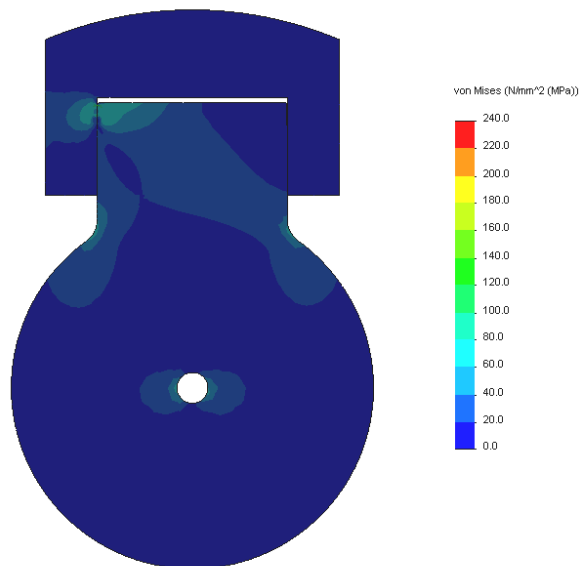
Model name: sklop z01 a0.02st
Study name: Study 1
Plot type: Static nodal stress Stress1



Educational Version. For Instructional Use Only

Слика 8.17. Расподела оптерећења при $Z = 10\mu\text{m}$ и $\alpha = 2 \times 0,02^\circ$

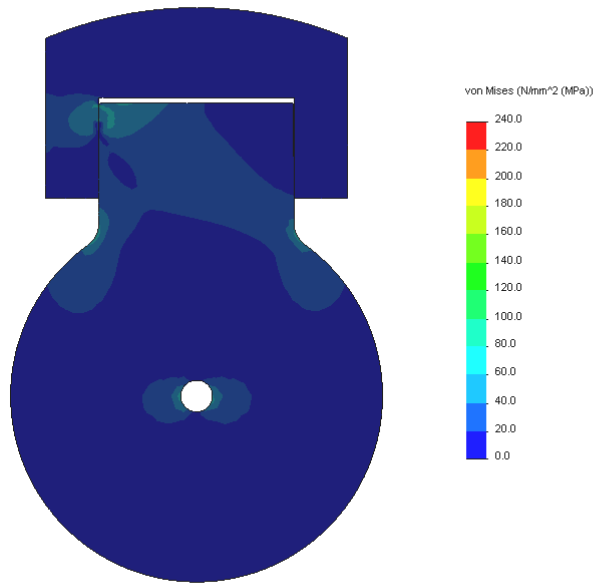
Model name: sklop z01 a0.04st
Study name: Study 1
Plot type: Static nodal stress Stress1



Educational Version. For Instructional Use Only

Слика 8.18. Расподела оптерећења при $Z = 10\mu\text{m}$ и $\alpha = 2 \times 0,04^\circ$

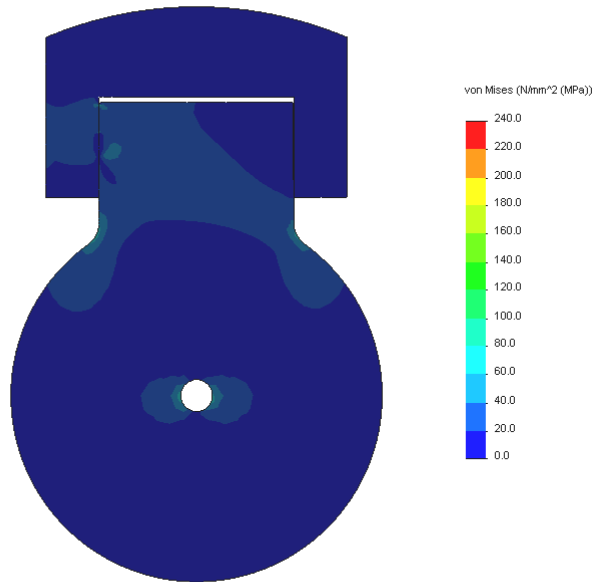
ne: sklop z01 a0.06st
ne: Study 1
Static nodal stress Stress1



Educational Version. For Instructional Use Only

Слика 8.19. Расподела оптерећења при $Z = 10\mu\text{m}$ и $\alpha = 2 \times 0,06^\circ$

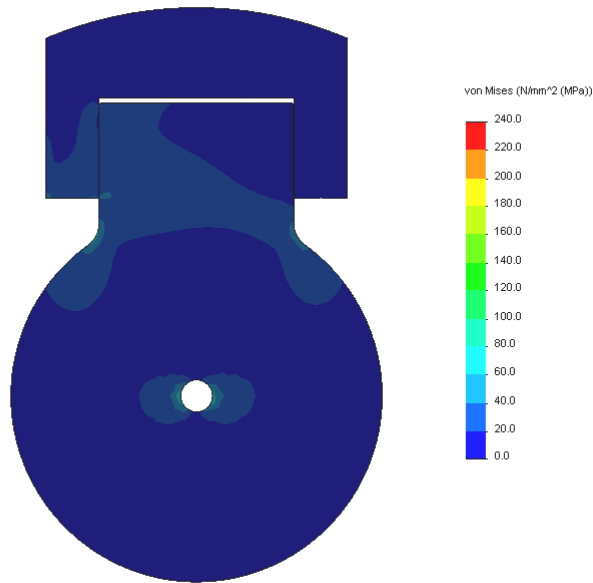
ne: sklop z01 a0.08st
ne: Study 1
Static nodal stress Stress1



Educational Version. For Instructional Use Only

Слика 8.20. Расподела оптерећења при $Z = 10\mu\text{m}$ и $\alpha = 2 \times 0,08^\circ$

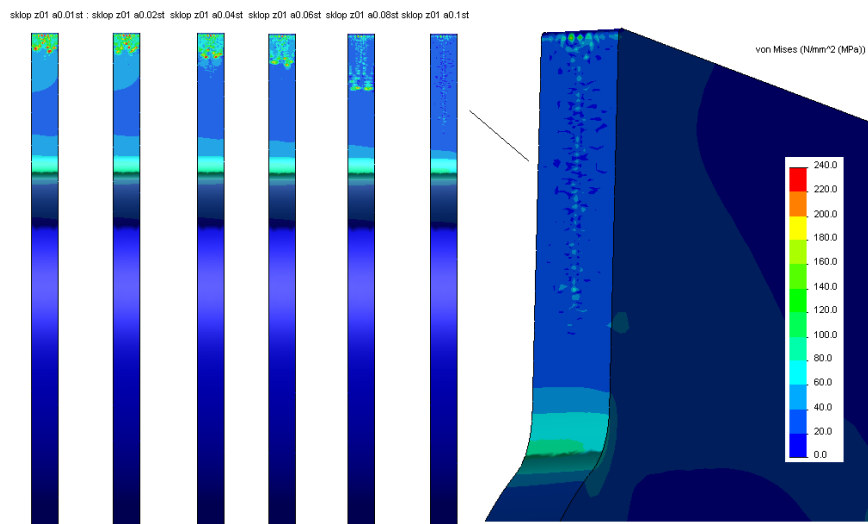
ne: sklop z01 a0.1st
ne: Study 1
Static nodal stress Stress1



Educational Version. For Instructional Use Only

Слика 8.21. Расподела оптерећења при $Z = 10\mu\text{m}$ и $\alpha = 2 \times 0,1^\circ$

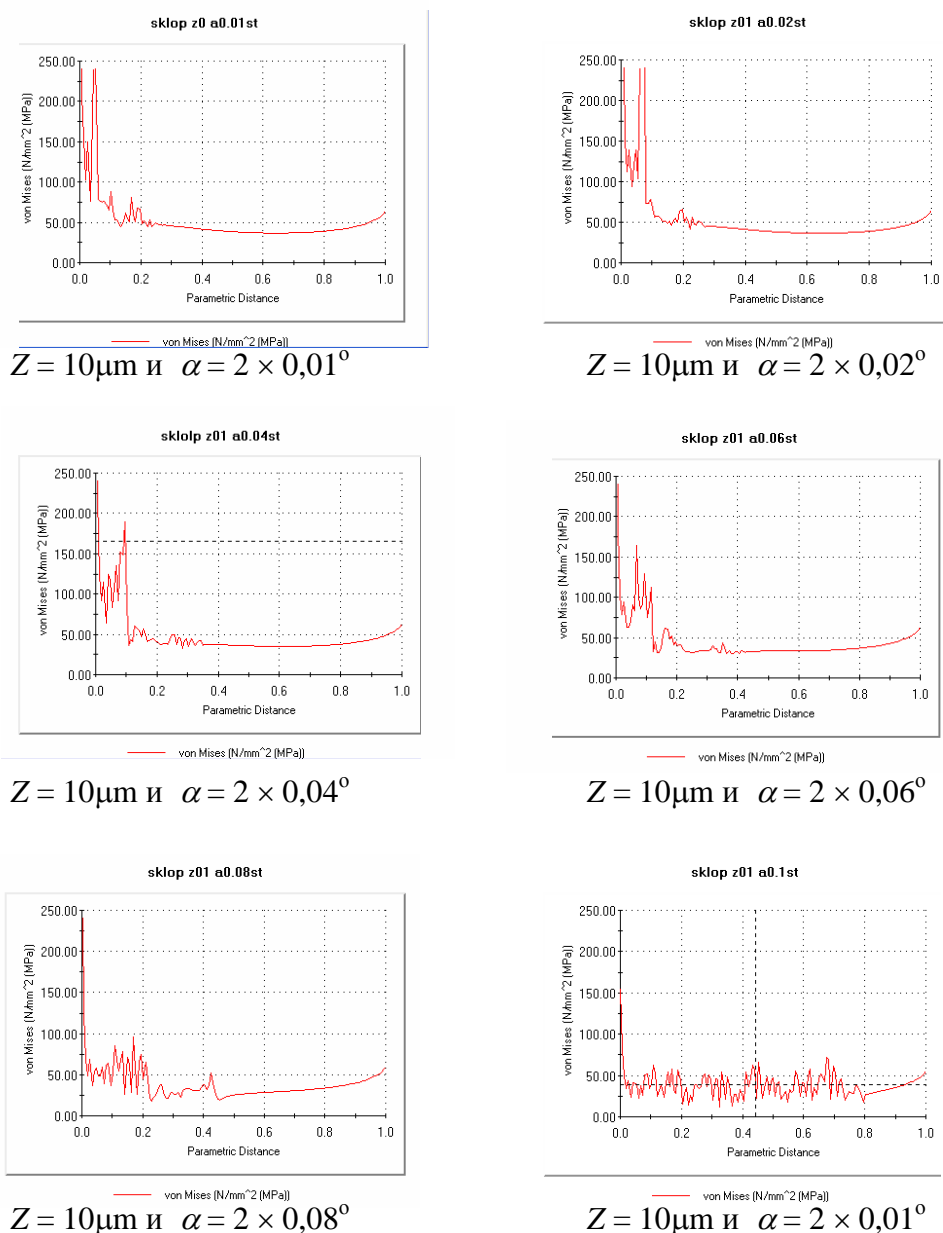
На Слици 8.22 дат је упоредни приказ расподела контактних напрезања дуж изводница рукавца за све испитиване случаје.



Слика 8.22. Упоредни приказ расподела контактних напрезања дуж изводница рукавца за све параметре испитивања

На низу приказа расподеле контактнoг притиска дуж бочне страна рукавца се види постепено опадање интензитета напона, уз истовремено проширење

површине зоне контакта. Почевши од зазора $10\ \mu\text{m}$ и угла конуса од $0,01^\circ$, где је изразита концентрација притиска на врху рукавца, до скоро равномерне расподеле контактнoг притиска дуж целе изводнице при углу конуса од $0,1^\circ$.



Слика 8.23. Упоредни приказ расподела контактних напрезања дуж изводница

На слици 8.23 приказани су дијаграмски прикази расподела контактнoг притиска дуж средње линије (изводнице бочне површине рукавца) за разматране вредности углова конуса. Дужина изводнице је дата параметарски од 0 до 1, што одговара висини рукавца од 0 до 20mm.

9.

ЗАКЉУЧЦИ

Главни показатељи радне способности карданових спојница је њихов радни век и степен поузданости. Највећи утицај на ове показатеље радне способности има карактер расподеле линијског оптерећења код спрегнутих делова Карданове спојнице. У циљу расветљавања феномена расподеле линијског оптерећења и сагледавања степена компатибилности између геометријских карактеристика спрегнутих делова и расподела линијских оптерећења, у раду су формиран аналитички и нумерички модели под одговарајућим претпоставкама.

На основу добијених резултата је показано, да је стандардном – постојећом геометријом спрегнутих делова ангажовање тачака у корену рукавца у преношењу оптерећења занемарљиво мало због изразито неравномерне расподеле линијског оптерећења. Сагласно овој расподели, и расподела оптерећења на истовремено спрегнута котрљајна тела је неравномерна. Вредности фактора K_α , то јест фактора расподеле оптерећења на истовремено спрегнута котрљајна тела, се мењају дуж контактне линије. У корену рукавца, због малих еластичних деформација, број котрљајних тела који је ангажован у преношењу оптерећења је минималан, сагласно геометријским и кинематским условима [47]. На врху рукавца, услед великих еластичних деформација број котрљајних тела у зони контакта је знатно већи него у корену рукавца.

Неповољна расподела како линијског оптерећења K_β , тако и расподела оптерећења на истовремено спрегнута котрљајна тела K_α може у одређеној мери

ублажити (амортизовати) одговарајућом комбинацијом геометријских величина спрегнутих делова тј. избором фактора G_r . Знатно веће побољшање ових расподела налаже одговарајућу реконструкцију облика спрегнутих делова. У том циљу, у овој дисертацији развијен је одговарајући геометријски модел. Предпоставка је била да се унутрашњи цилиндрични делови чауре крстасте осовине или спољашњи цилиндрични делови рукавца крста закосе. Новонастала геометрија благог конуса би требало да омогући равномерније расподеле линијског оптерећења и оптерећења на истовремено спрегнута котрљајна тела. Према геометријском моделу развијен је и основни аналитички модел. Ово је био полаз за дефинисање нумеричког модела и доказивање хипотезе.

На основу развијеног нумеричког модела, анализирана је корелација између напонског стања на контактним површинама спрегнутих делова и расподеле линијског оптерећења. Сагласно неравномерној расподели оптерећења и напонска слика на контактним површинама је неравномерна. Анализом добијених резултата показано је да се са повећањем равномерности расподеле линијског оптерећења, тј. већим ангажовањем тачака у корену рукавца, може знатно побољшати напонска слика на контактним површинама спрегнутих делова, а тиме и повећати њихов радни век. У том циљу у раду је предложено ново конструкционо решење. Цилиндричан облик спољне контактне површине рукавца, замењен је конусним. Варирањем угла конуса и геометријских карактеристика спрегнутих делова Карданове спојнице, анализирана је расподела линијског оптерећења, тј. разматран је степен учешћа појединих тачака изводнице рукавца у преношењу оптерећења. Спроведена анализа је показала да се са малим вредностима угла конуса могу постићи значајни ефекти у погледу ангажовања тачака у корену рукавца у преношењу оптерећења. Одговарајућом компатибилности између геометријских величина спрегнутих делова и угла конуса унутрашње површине чауре и контактних деформација, може се остварити расподела линијског оптерећења која тежи равномерној. Овој расподели оптерећења одговара максимални радни век контактних површина спрегнутих делова Карданове спојнице.

9.1. ДАЉА ИСТРАЖИВАЊА

Природни наставак ових истраживања била би експериментална верификација развијеног геометријског и нумеричког модела (МКЕ) у лабораторијским и експлоатационим условима. На основу ових истраживања прецизније би се дефинисала предложена модификована геометрија спрегнутих делова у циљу смањења неравномерности расподеле оптерећења дуж линије контакта. Такође, формирали би се и квантитативни показатељи у погледу повећања радног века, енергетске, економске и еколошке ефикасности.

Спрегнути делови карданове спојнице имају ограничени радни век. Предложеним конструкционим решењем он се може повећати. Али, на крају радног века спрегнутих делова они се замењују новим деловима. Репарацијом спрегнутих делова карданове спојнице, знатно би се побољшала економска, енергетска и еколошка ефикасност карданових спојница. На тај начин би се придружили решавању генерисаних криза у свету. Даљи рад би се базирао на формирању одговарајућих модела за репарацију спрегнутих делова карданове спонице и на њиховој експерименталној верификацији.

Велики број стручњака из многих научних области било је мишљења да су њихове области доживеле свој максимум и да је скоро немогуће да се пронађе нешто ново како би се направио помак. Међутим, демантовала их је пракса. Рађање нових идеја, нових решења и унапређење старих, дају подстрек неким новим научницима и истраживачима да наставе да размишљају и стварају. Тако и у области истраживања карданових преносника, поред осталих, у једном од својих разматрања о недостацима постојећих и предложеном новом кинематском моделу карданских спојница, Асен Даскалов (*Asen Yotov Daskalov*) шаље сугестије стручној јавности за даља истраживања и поред осталог пише:

„ ... Према томе, мишљење, да је укупна теорија досадашњих конструкционих решења Карданових спојница већ развијена и да се ништа не може додати, је недоследна...” [5].

10.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Радивоје Митровић, Спојнице, област Машинство, Завод за уџбенике Београд, ISBN 86-17-10756-1, 2005
- [2] ISO – 10825 – 1995, Wear and damage to gear teeth
- [3] H.Chr. Seherr-Thoss, F. Schmelz, E.Aucktor: *Universal Joints and Driveshafts - Analysis, Design, Applications*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2006
- [4] Милета Ристивојевић: Зупчаници 2 – Оптерећење и носивост, област Машинство, Завод за уџбенике Београд, 2005.
- [5] Asen Yotov Daskalov *Kinematic analysis of cardan drives*, Mechanism and Machine Theory, Volume 25, Issue 5, 1990, Pages 479-486
- [6] A.Y. Dodge. *Automotive Industries*, **83** (1940), p. 636.
- [7] H.I.F. Evernden *Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers, Automotive Division, Part III* (1948), pp. 100–110.
- [8] A.T. Yang and F. Freudenstein. *Transactions ASME, Journal of Applied Mechanics*, **86** (1964), pp. 300–308.
- [9] Fischer, I.S., *Dual-Number Methods in Kinematics, Statics and Dynamics*, CRC Press, Boca Raton, 1998.
- [10] Chen, C.K., Freudenstein, F., *Dynamic Analysis of a Universal Joint with Manufacturing Tolerances*, ASME Journal of Mechanisms, Transmissions and Automation in Design, vol.108, December 1986, pp.524-532.
- [11] Freudenstein, F., Macey, J.P., *The Inertia Torques of the Hooke Joint*, Proc. Of the 21st Biennial ASME Mech-anisms Conference, Chicago, September 16-19, 1990, DE-Vol.24, pp.407-413.

- [12] F. Freudenstein and I.S. Fischer. *Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design*, **106** (1984), pp. 301–311.
- [13] E.R. Wagner and C.E. Cooney, *Universal joint and driveshaft design manual. Advances in engineering series No. 7*, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA (1979).
- [14] J.E. Shigley and C.R. Mischke *Standard handbook of machine design*, McGraw-Hill, New York (1986), pp. 19–28.
- [15] D.A. Lee. *Machine Design*, **37** (1965), pp. 151–153.
- [16] *Machine Design* 11, 1939, pp. 47–48.
- [17] K. Lingaiah: *Machine design data handbook*, McGraw-Hill, New York (1965), pp. 25–90.
- [18] Scott Randall Hummel and Constantin Chassapis. *Mechanism and Machine Theory*, **33** 5 (1998), pp. 479–490.
- [19] Милосав Огњановић, Машински Елементи, Машински Факултет, 2011.
- [20] Слободан Танасијевић, Механички преносници, Научна Књига, Београд, 1987.
- [21] Duditza, F., *Transmissions par Cardan*, Editions Eyrolles, Paris, 1971.
- [22] Pennestrì, E., Vita, L., *Mechanical Efficiency of Cardan Joint with Manufacturing Tolerances*, Proc. of the RAAD03 International Workshop, Cassino (Italy), 2003, Paper n.053RAAD03
- [23] Biancolini, M.E, Brutti, C., Pennestrì, E., Valentini, P.P., *Dynamic, Mechanical Efficiency and Fatigue Analysis of the Double Cardan Homokinetic Joint*, International Journal of Vehicle Design, vol.32, n.3/4, September 2003, pp.231-249
- [24] Cavacece, M., Pennestrì, E., Valentini, P.P., Vita, L., *Mechanical Efficiency of a Cardan Joint*, Proc. of ASME DETC'04, Salt Lake City (USA), 2004, Paper DETC2004/MECH-57317
- [25] Cecchini, E., Pennestrì, E., Stefanelli, R., Vita, L., *A Dual Number Approach to the Kinematic Analysis of Spatial Linkages with Dimensional and Geometric Tolerances*, Proc. of ASME DETC'04, Salt Lake City (USA), 2004, Paper DETC2004/MECH-57324
- [26] Hummel, S. R., *Adjustable Universal Driver*. United States Patent no. 5, 188, 189, 1993.
-

- [27] J. Zahradkaa, *Torsional vibrations of a non-linear driving system with cardan shafts*, Journal of Sound and Vibration, Volume 26, Issue 4, 22 February 1973, Pages 533-550
- [28] T. Iwatsubo, M. Saigo, *Transverse vibration of a rotor system driven by a Cardan joint*, Journal of Sound and Vibration Volume 95, Issue 1, 8 July 1984, Pages 9-18
- [29] Зоран Савић, Мира Пуљезевић: *Прилог истраживању динамичке носивости вратила са Кардановим спојницама*, Зборник саопштења са симпозијума о преносницима снаге, Југословенско друштво за моторе и моторна возила, Београд 1976., стр. 49-69.
- [30] Бранко Ивковић, Слободан Танасијевић, Емир Каззић, Фарук Павловић: *Продуктивност кроз трибологију*, Елаборат, Универзитет Џемал Биједић, Машински факултет Мостар, 1989.
- [31] H. Bayrakceken, S. Tasgetiren, I. Yavuz, *Two cases of failure in the power transmission system on vehicles: A universal joint yoke and a drive shaft*, Engineering Failure Analysis 14 (2007), pp 716–724.
- [32] Зујак Бурзић са групом аутора: *Испитивање полувратила*, Војнотехнички Институт одељење за експерименталну чврстоћу, 2008
- [33] Катарина Живковић, Лозица Ивановић, Блажа Стојановић: *Утицај геометрије на расподелу напона код карданског крста*, Међународна конференција истраживање и развој машинских елемената, ИРМЕС 2011., Зборник радова, Златибор 2011., стр. 245-252
- [34] F. Duditz, *Transmisii cardanice*, Editura Tehnica, 1966.
- [35] E.R. Wagner, *Universal Joint and Driveshaft – Design Manual*, SAE, AE-7, 1979
- [36] Heyes AM. *Automotive component failures*. Eng. Failyre Analyses 1998; 5(2): pp.129-41.
- [37] Tasgetiren S, Aslantas K, Ucun I.: *Effect of press fitting pressure on the fatigue failure of spur gear tooth root*, Technol Res: EJMT 2004:21–9.
- [38] Özmen Y.: *Tribological failures of machine elements and selection of suitable materials*, Technol Res: EJMT 2004(1):31–7.
- [39] Yüksel C, Kahraman A.: *Dynamic tooth loads of planetary gear sets having tooth Pro.Le wear*. Mech Mach Theory 2004;39:695–715.
- [40] Ranganath VR, Das G, Tarafder S, Das SK.: *Failure of a swing pinion shaft of a dragline*. Eng Fail Anal 2004(11):599–604.
- [41] Bayrakceken H. *Failure analysis of an automobile differential pinion shaft*, Eng Fail Anal 2006;13(8):1422–8.
-

- [42] Kerceler T, Tahrali N, Eren S. *Stress analysis and life prediction of a 4x4 vehicles front and rear differential mechanism*. In: Otekon 2004, Automotive Technologies Congress, Bursa, Turkey; 2004.
- [43] Vogwell J.: *Analysis of a vehicle wheel shaft failure*. Eng Fail Anal 1998(4): pp 271–7.
- [44] Nanaware GK, Pable MJ.: *Failures of rear axle shafts of 575 Di tractors*. Eng Fail Anal 2003(10):719–24.
- [45] Lee GD, Kim HS, Kim JW, Kim JK.: *Design and manufacture of an automotive hybrid aluminum/composite drive shaft*. Compos Struc 2004;63:87–99.
- [46] Hummel SR, Chassapis C.: *Configuration design and optimization of universal joints with manufacturing tolerances*. Mech Mach Theory 2000;35:463–76.
- [47] Милета Ристивојевић, Радивоје Митровић: *Расподела оптерећења – зупчасти парови и котрљажни лежаји*, Монографија, Универзитет у Београду Машински факултет, 2002.
- [48] Јанковић Д.: *Моторна возила 2. део конструкција*, Војна академија копнене војске ЈАВА, 1971., Београд
- [49] Јанковић Д.: *Моторна возила – теорија и конструкција*, Машински факултет Београд, 1993.
- [50] Јанићијевић: *Конструкција моторних возила*, Машински факултет Београд, 1990
- [51] А.И.Гришкевич и др.: *Автомобил – конструкција, конструирање и расчет – трансмисија*, Вышэйшая школа Минск, 1984.
- [52] *Universal Joint and Driveshaft Design Manual*, The Society of Automotive
- [53] Б.В.Гольд: *Конструирање и расчет аутомобила*, Машгиз, Москва, 1985.
- [54] Н.А.Бухарин и др.: *Автомобил – конструкција, нагрубочне режими, рабаче процесе, прочноћ агрегатов аутомобила*, Машиностроение, 1984.
- [55] Я.Э. Малаховский и др.: *Карданне перадаче*, Машгиз, Москва, 1962
- [56] М.И. Лы: *Карданне механизмы – ГНТИ*, Машиностроительной литературы, Москва, 1945
- [57] <http://kmoddl.library.cornell.edu>
- [58] <http://dspace-local.library.cornell.edu>
-

- [59] Feldhaus, F. M.: *Die Technik der Vorzeit, der Geschichtlichen Zeit und der Naturvker* (Engineering in prehistoric times, in historical times and by primitive man). Leipzig: Engelmann 1914, p. 678, 869–870
- [60] Cardano, H.: *Opera Omnia, tome X opuscula miscellanea ex fragmentis et paralipomenis*, p. 488–489. De Armillarum instrumento. Lugduni (Lyon) 1663
- [61] http://en.wikipedia.org/wiki/File:Polhem_on_the_swedish_500_kronor_note.jpg
- [62] Schott, C.: *Technica curiosa sive mirabilia artis*, Pars II, Liber Nonus, Mirabilia Chronometrica, propositio XIX. Nuremberg 1664, p. 618, 664–665, 727 and Table VII, Fig. 32
- [63] Hooke, R.: Animadversions on the first part of the Machina Coelestis of the Hon., Learned and deservedly Famous Astronomer Johannes Hevelius Consul of Dantzick, Together with an Explication of some Instruments. London: John Martyn Printer 1674, Tract II
- [64] Hooke, R.: *A Description of Helioscopes, and some other Instruments*, London: John Martyn Printer 1676, Tract III
- [65] Hooke, R.: *Lectiones Cutlerianae or a Collection of Lectures: Physical, Mechanical, Geographical and Astronomical. Made before the Royal Society on several Occasions at Gresham College*. London: John Martyn Printer 1679. 6 Tracts
- [66] Gunther, R. Th.: *Early Science in Oxford*. Vol. VIII. The Cutler Lectures of Robert Hooke. Oxford 1931, Tab. II, Fig. 10
- [67] Mills, Allan, "Robert Hooke's 'universal joint' and its application to sundials and the sundial-clock", *Notes & Records of the Royal Society*, 2007.
- [68] Hooke R. , *A description of helioscopes 1675 Cutlerian Lectures no. 3 London Reprinted in R. T. Gunther, Early science in Oxford (Oxford, 1930)*,
- [69] Review of Ferdinand Berthoud's Treatise on Marine Clocks, Appendix Art. VIII, *The Monthly Review or Literary Journal*, Vol. L, 1774; see footnote, page 565.
- [70] Edmund P. Morewood, *Improvement in Coating Iron and Copper*, U.S. Patent 3,746, Sept. 17, 1844.
- [71] Dionysis Lardner, *Handbook of Natural Philosophy*, Lockwood, 1877; pages 292-293.
- [72] Julius Weisbach and Gustav Herrmann, translated by J. L. Klein, Chapter I, Sections 26 and 27, *Mechanics of Engineering and of Machinery*, Vol. III, Wiley, 1883; pages 81-91.
-

- [73] G. B. Airy, Account of the Northumberland Equatoreal and Dome Attached to the Cambridge Observatory, Cambridge University Press, 1844.
- [74] Ephraim Shay, *Locomotive-Engine*, U.S. Patent 242,992, June 14, 1881.
- [75] Charles H. Amidon, Bit-Brace, U.S. Patent 298,542, May 13, 1884.
- [76] William P. Blake, *Report of the Commissioner to the Paris Exposition*, 1867, Chapter 1, Transactions of the California State Agricultural Society, During the Years 1866 and 1867., Vol X, Gelwicks, Sacramento, 1868.
- [77] *The Dynamometer Balance*, (Van Nostrand's Engineering Magazine), Vol. XXV, No. CLVI (Dec. 1881); page 471.
- [78] Димитрије Јанковић: *Зглобни преносници*, Монографија, Машински Факултет Универзитета у Београду, 1995.
- [79] Б.Ивковић, Е.Казазић, С.Танасијевић: *Триболошка испитивања карданских вратила*, Научно истраживачки пројекат, Мостар, 1981 – 1984.
- [80] А.В.Каговјецкии, С.А.Силкин: Пути повишениа долговечности карданих сочлени транспортних машин, Вестник машиностроения, 6, 1969.
- [81] Б.У.Дјаков, Ј.И.Утемисов: Перспективније направлениа повишениа ресурса работи (долговечности) карданих шерниров, Вестник машиностроения, 12, 1970.
- [82] T.Jonson: *Interpretation of Laboratory tests on Univesal joints*, Society of automotive Engineers. Inc. 1979.
- [83] З.Стаменић, Р.Митровић, В.Шијачки-Жеравчић, А.Марковић: “Откривање производних грешака и експлоатационих оштећења код котрљајних лежајева помоћу скенинг електронске микроскопије”, Монографија поводом 40 година електронске микроскопије у Србији, (1996)
- [84] V.Šijački-Žeravčić, R.Mitrović, A.Marković, Z.Stameniće, M.Radović: “*Influence of structural, constructional and tehnological faults on the ball bearing fracture*”, *Šaopštenja Mašinskog fakulteta u Beogradu*, No 2, 1994, pp 41-46
- [85] ASM metals handbook. Fractography, vol. 12.
- [86] Willis R., *Principles of mechanism* 1870., Longmans Green London
- [87] Moon F. Robert Willis and Franz Reuleaux: *Pioneers in the theory of machines*, Notes Rec. R. Soc. 2003 57, 209 230; erratum, *ibid.*, p. 353.
- [88] <http://www.matweb.com/>. Searchable database of material properties includes data sheets of thermoplastic and thermoset polymers such as ABS, nylon, polycarbonate, polyester, polyethylene and polypropylene; metals such as
-

aluminum, cobalt, copper, lead, magnesium, nickel, steel, superalloys, titanium and zinc alloys; ceramics; plus semiconductors, fibers, and other engineering materials

- [89] Витас Д., Трбојевић М.: *Машински елементи III*, Научна књига, Београд, 1971
- [90] Rasner G.H.: *Stanlgelenketten und kettentriebe*, Springer-Verlag, Berlin-Heidelberg, 1962
- [91] Вера Крсмановић, Радивоје Митровић: *Клизни и котрљајни лежаји*, Машински факултет Универзитета у Београду, Београд 2004.
- [92] Радивоје Митровић: *Истраживања утицаја конструктивних и триболошких параметара кугличног котрљајног лежаја на радну способност при великим учестаностима обртања*, Докторска теза, Машински Факултет Универзитета у Београду, Београд, 1992.
- [93] Radoslav Томовић: *Calculation of the boundary values of rolling bearing deflection in relation to the number of active rolling elements*, Mechanism and Machine Theory, Volume 25, Issue 5, 1990, pp 479-486, Mechanism and Machine Theory, Volume 47, 2012, pp 74-88
- [94] Татјана Лазовић: „*Истраживање абразивног хабања котрљајних лежаја*“, Докторска теза, Машински факултет Универзитета у Београду, Београд, 2008.
- [95] Ристивојевић, М.: *Дужине тренутних линија додира и њихов утицај на расподелу оптерећења истовремено спрегнутих парова зубаца цилиндричних зупчаника*, XVII Југословенски конгрес теоријске и примењене механике, Задар, 1986, Ц1, стр.117-122
- [96] Ristivojević, M.: *Physical base for definition of the transverse load distribution factor of cylindrical spur gears*, International Conference on Engineering Design – ICED, Dubrovnik, 1990, Vol.4, pp.1881-1888
- [97] Niemann, G., Rettig, H.: *Gehärtete Zahnräder-Ein Beitrag zur Frage der Tragfähigkeit und Ihrer Erhöhung*, Konstruktion, 10, Heft 6, 1958
- [98] Cardano, Girolamo, *Astrological Aphorisms of Cardan*, The. Edmonds, WA: Sure Fire Press, 1989.
- [99] *The Book of My Life*. trans. by Jean Stoner. New York: New York Review of Books, 2002.
- [100] Grafton, Anthony, *Cardano's Cosmos: The Worlds and Works of a Renaissance Astrologer*. Cambridge, London: Harvard University Press, 1999.
- [101] Ore, Øystein: *Cardano, the Gambling Scholar*. Princeton, 1953.
-

[102] Cardano, Girolamo, *Opera omnia*, Charles Sponi, ed., 10 vols. Leiden, 1663.

[103] Dunham, William, *Journey through Genius*, Chapter 6, Penguin, 1991. Discusses Cardano's life and solution of the cubic equation.

ПРИЛОГ 1

**ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА ИСТРАЖИВАЊА РАДНЕ
СПОСОБНОСТИ КАРДАНОВИХ ВРАТИЛА**

ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА ИСТРАЖИВАЊА РАДНЕ СПОСОБНОСТИ КАРДАНОВИХ ВРАТИЛА

1. ОБЈЕКТИ И ОБИМ ИСПИТИВАЊА

Експериментална испитивања Карданових вратила извршена су у акредитованим лабораторијама и опреми за динамичко испитивање Војнотехничког Института ВТИ у Жаркову.

У циљу ексерименталног истраживања и провере радне способности, испитивана су 4 типа Карданових вратила из производног програма фирме "СРБОАУТО". Од сваког типа Карданових вратила испитивано је по седам (седам) узорака. Типови испитиваних Карданових вратила су:

1. ТИП 1, ознаке 0.10.385.150812.920, номенклатурни број 2510-1271-5173 и фабричке ознаке (ФАП) 0.114 927, слика 1
2. ТИП 2, ознаке 0.20.444.150812.770, номенклатурни број 2510-1272-6645 и фабричке ознака (ФАП) 511 5914, слика 2.
3. ТИП 3, ознаке 0.20.455.120810.1130, номенклатурни број 2510-1255–2361 и фабричке ознаке (ТАМ) 513 5052, слика 3.
4. ТИП 3, ознаке 5.60.36930.47/2.1062, номенклатурни број 2510-1255-2554 и фабричке ознаке (ТАМ) 5157820, слика 4.



Слика 1. Изглед Кардановог вратила Типа 1, ознаке 0.10.385.150812.920



Слика 2. Изглед Кардановог вратила Типа 2, ознаке 0.20.444.150812.770



Слика 3. Изглед Кардановог вратила Типа 3, ознаке 0.20.455.120810.1130



Слика 4. Изглед Кардановог вратила Типа 4, ознаке 5.60.36930.47/2.1062

Испитивањима је било потребно проверити техничке карактеристике карданских вратила и њихову носивост (максимални момент). Ексеримент је обухватао седећа испитивања:

- димензиона контрола,
- испитивање тврдоће на елементима склопа Карданових вратила,
- испитивање тврдоће на склопу крста,
- испитивање тврдоће жлебасте виљушке и ожлебљеног вратила,
- испитивање тврдоће прирубнице и виљушке,
- статичко торзионо испитивање Карданових вратила,
- динамичко торзионо испитивање Карданових вратила,
- испитивање на век трајања зглобова Карданових вратила.

Димензиона контрола и провера тврдоће на компонентама карданских вратила су извршена у сагласности са техничком документацијом и методологијом испитивања карданских вратила. Остала испитивања су извршена према стандардима фирме IVECO – Италија, и то:

- **Техничко упутство 16 – 6720** за статичко испитивање;
- **Техничко упутство 16 – 6810** за динамичко испитивање, и
- **Техничко упутство 16 – 6815** за испитивање на трајност

2. ДИМЕНЗИОНА КОНТРОЛА КАРДАНСКИХ ВРАТИЛА

На основу техничке документације извршена је димензиона контрола свих елемената склопа Карданових вратила понаособ, као и склопљених Карданових вратила, из производног програма фирме "СРБОАУТО". Димензиона контрола је извршена и на свим типовима Карданових вратила по 7 (седам) узорака предвиђених за статичка и динамичка испитивања.

Испитивани елементи који чине склоп Кардановог вратила, као и сама Карданова вратила, димензионо су у потпуности усаглашени са техничком документацијом.

3. ИСПИТИВАЊЕ ТВРДОЋЕ НА ЕЛЕМЕНТИМА СКЛОПА КАРДАНСКОГ ВРАТИЛА

Након димензионе контроле елемената склопа Карданових вратила, а на основу техничке документације, извршена је провера квалитета материјала од кога су урађени елементи склопа Карданових вратила. Провера квалитета материјала је урађена мерењем тврдоће на карактеристичним елементима склопа.

Испитивање тврдоће 4 типа Карданових вратила је извршено на узорцима елемената склопа карданског вратила (по 7 комплета). Само испитивање је рађено на тврдомеру "KARL FRANK" модел *Mannheim U2*, слика 5, где је коришћена метода по Роквел Ц методи (HRC) , и на универзалном тврдомеру "WOLPERT" модел *Dia Testor 2Rc*, слика 6, где је коришћена метода по Викерсу, HV 30.



Слика 5. Апарат за испитивање тврдоће "KARL FRANK"

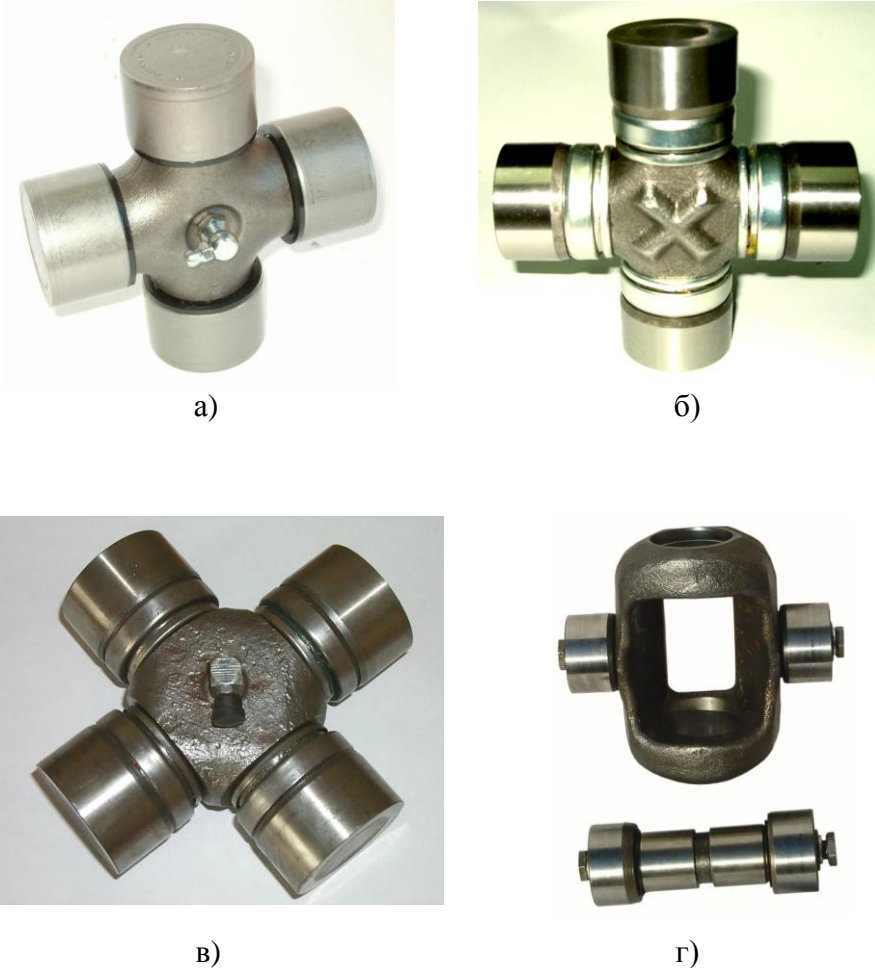


Слика 6. Универзални апарат за испитивање тврдоће "WOLPERT" Dia Testor 2Rc

Резултати испитивања су дати табеларно за сваки Тип и елемент склопа понаособ.

3.1. Испитивање тврдоће на склопу крста

Провера тврдоће цементираног слоја је рађена одвојено, на крстастој осовини, и на шољици крста. Само испитивање је рађено на тврдомеру "KARL FRANK" модел *Mannheim U2*, слика 5, где је коришћена метода по Роквелу Ц, HRc. Изглед склопова крста, сва 4 типа, приказани су на слицама 7 (а – г), а компоненте склопа, крстасте осовине и шољице крста на слицама 8 (а – г).



Слика 7. Изглед склопова крста: а) ТИП 1, б) ТИП 2, в) ТИП 3 и г) ТИП 4



а)



б)



в)



г)

Слика 8. Крстасте осовине и шочице крста:
а) ТИП 1, б) ТИП 2, в) ТИП 3 и г) ТИП 4

**ПРИЛОГ 1 – ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА ИСТРАЖИВАЊА
РАДНЕ СПОСОБНОСТИ КАРДАНОВИХ ВРАТИЛА**

На сваком краку крстасте осовине (крак А, Б, Ц и Д) тврдоћа је одређивана на два места, табеле 1-4, а исто тако и на шољици крста, табеле 5-8. Сваком краку крстасте осовине одговара шољица крста исте ознаке.

Табела 1. Измерене вредности тврдоће на узорцима крстасте осовине Типа 1

Ознака узорка	Тврдоћа HRc								Средња вредност
	A1	A2	B1	B2	C1	C2	D1	D2	
1	61	62	62	60	61	62	60	62	61
2	62	61	62	62	60	62	61	62	62
3	61	61	61	61	61	62	62	62	61
4	60	62	62	62	62	62	62	61	62
5	61	62	60	62	62	62	62	61	62
6	62	62	61	61	62	62	61	62	62
7	62	62	61	62	61	61	61	62	62

Табела 2. Измерене вредности тврдоће на узорцима крстасте осовине Типа 2

Ознака узорка	Тврдоћа HRc								Средња вредност
	A1	A2	B1	B2	C1	C2	D1	D2	
1	60	61	61	61	62	61	61	61	61
2	61	62	62	61	61	62	61	62	62
3	62	61	62	61	61	61	61	61	61
4	60	61	61	62	61	62	62	61	61
5	61	61	61	61	61	61	62	62	61
6	62	61	62	61	62	62	61	62	62
7	60	62	61	61	61	61	62	61	61

Табела 3. Измерене вредности тврдоће на узорцима крстасте осовине Типа 3

Ознака узорка	Тврдоћа HRc								Средња вредност
	A1	A2	B1	B2	C1	C2	D1	D2	
1	61	60	61	61	60	61	61	61	61
2	61	62	61	61	61	62	62	61	61
3	62	62	61	61	62	61	61	61	61
4	61	62	62	62	62	61	61	62	62
5	62	62	61	62	62	62	61	62	62
6	62	61	62	62	61	61	61	61	61
7	61	61	62	60	61	61	62	61	61

Табела 4. Измерене вредности тврдоће на узорцима крстасте осовине Типа 4

Ознака узорка	Тврдоћа HRc								Средња вредност
	A1	A2	B1	B2	C1	C2	D1	D2	
1	60	61	62	61	61	61	60	62	61
2	62	62	61	62	62	62	61	61	62
3	61	61	61	61	61	62	61	62	61
4	61	62	61	62	60	61	62	61	61
5	61	60	60	61	60	61	60	61	60
6	61	62	61	61	62	62	61	61	61
7	62	62	60	61	61	60	61	61	60

Табела 5. Измерене вредности тврдоће на узорцима шољице крста ТИП 1

Ознака узорка	Тврдоћа HRc								Средња вредност
	A1	A2	B1	B2	C1	C2	D1	D2	
1	60	59	60	61	60	60	61	60	60
2	61	59	60	60	61	61	61	61	61
3	60	60	61	60	60	60	60	61	60
4	60	60	60	60	60	60	60	60	60
5	61	61	59	61	60	61	61	60	61
6	60	60	61	61	61	60	60	59	60
7	61	59	60	60	60	61	60	60	60

Табела 6. Измерене вредности тврдоће на узорцима шољице крста ТИП 2

Ознака узорка	Тврдоћа HRc								Средња вредност
	A1	A2	B1	B2	C1	C2	D1	D2	
1	61	60	61	61	61	61	61	61	61
2	60	60	61	60	61	61	61	61	61
3	61	60	61	61	61	61	61	61	61
4	61	60	60	60	60	60	61	60	60
5	61	61	59	61	60	61	61	61	61
6	60	60	61	61	61	60	60	60	60
7	61	60	60	60	61	61	60	61	61

Табела 7. Измерене вредности тврдоће на узорцима шољице крста ТИП 3

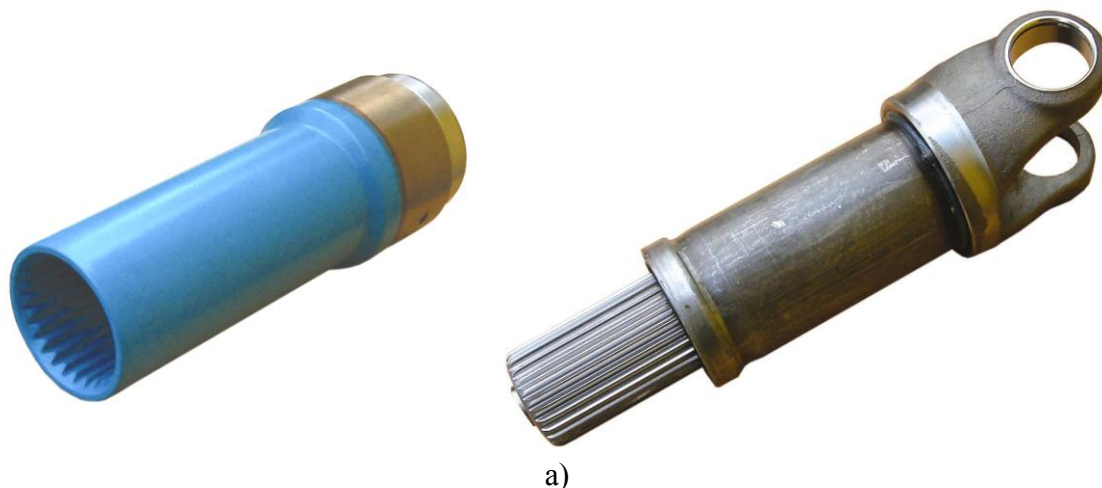
Ознака узорка	Тврдоћа НРС								Средња вредност
	A1	A2	B1	B2	C1	C2	D1	D2	
1	58	59	59	60	60	60	59	59	59
2	59	58	58	58	58	59	60	60	59
3	60	60	59	58	59	59	60	59	59
4	59	59	60	59	60	59	60	60	60
5	60	60	59	59	60	60	61	60	60
6	58	59	59	58	59	59	60	59	59
7	60	60	59	59	59	59	60	58	59

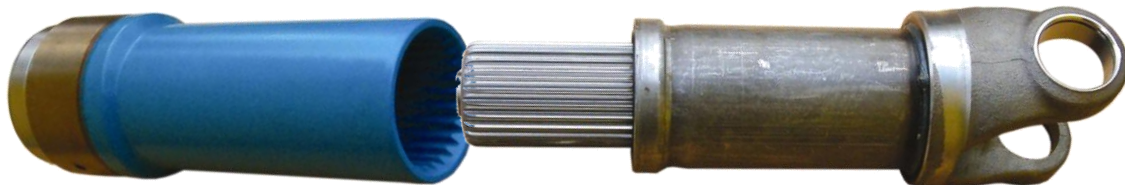
Табела 8. Измерене вредности тврдоће на узорцима шољице крста ТИП 4

Ознака узорка	Тврдоћа НРС								Средња вредност
	A1	A2	B1	B2	C1	C2	D1	D2	
1	61	59	60	61	60	60	61	60	60
2	61	60	60	60	61	61	61	61	61
3	60	60	61	60	60	60	60	61	60
4	60	60	60	60	60	60	60	60	60
5	61	61	59	61	60	61	61	60	61
6	60	60	61	61	61	60	60	59	60
7	61	60	60	60	60	61	60	60	60

3.2. Испитивање тврдоће жлебасте виљушке и ожлебљеног вратила осовине

Тврдоћа жлебасте виљушке и ожлебљеног вратила је мерена на по 3 мерна места. Изглед жлебасте виљушке свих типова Карданових вратила и ожлебљених вратила је приказани на на сликама 9 (а) – (г). Прегледи измерених вредности тврдоће на жлебастиим виљушкама и ожлебљеним вратилима, за све узорке и типове вратила је дат у Табелама 9 – 12.





б)



в)



г)

Слика 9. Изгледи Тврдоћа жлебасте виљушке и ожлебљеног вратила:
а) ТИП 1, б) ТИП 2, в) ТИП 3 и г) ТИП 4

Табела 9. Измерене вредности тврдоће на узорцима жлебасте виљушке и ожлебљеног вратила, ТИП 1

Ознака узорка	Тврдоћа НРс							Средња вредност
	Жлебаста виљушка			Средња вредност	Ожлебљено вратило			
	1	2	3		1	2	3	
1	24	25	24	24	26	27	26	26
2	25	24	26	25	27	26	27	27
3	23	23	25	24	26	26	27	26
4	24	24	23	24	27	27	25	26
5	23	24	24	24	26	27	27	27
6	24	25	25	25	27	26	26	26
7	23	24	24	24	27	26	27	27

Табела 10. Измерене вредности тврдоће на узорцима жлебасте виљушке и ожлебљеног вратила, ТИП 2

Ознака узорка	Тврдоћа НРс							Средња вредност
	Жлебаста виљушка			Средња вредност	Ожлебљено вратило			
	1	2	3		1	2	3	
1	23	23	24	23	25	25	26	25
2	24	24	24	24	25	25	24	25
3	24	23	24	24	26	26	25	26
4	24	24	23	24	25	27	25	26
5	24	24	24	24	26	25	25	25
6	24	24	25	24	25	25	26	25
7	24	24	24	24	25	26	25	25

Табела 11. Измерене вредности тврдоће на узорцима жлебасте виљушке и ожлебљеног вратила, ТИП 3

Ознака узорка	Тврдоћа НРс							Средња вредност
	Жлебаста виљушка			Средња вредност	Ожлебљено вратило			
	1	2	3		1	2	3	
1	22	23	23	23	25	25	26	25
2	23	23	24	23	25	25	25	25
3	22	22	24	23	26	26	25	26
4	24	24	23	24	27	25	25	26
5	23	24	24	24	26	27	25	26
6	24	24	25	24	25	25	26	25
7	23	24	23	23	25	25	27	26

Табела 12. Измерене вредности тврдоће на узорцима жлебасте виљушке и ожлебљеног вратила, ТИП 4

Ознака узорка	Тврдоћа НРС							Средња вредност
	Жлебаста виљушка			Средња вредност	Ожлебљено вратило			
	1	2	3		1	2	3	
1	23	22	24	23	25	26	26	26
2	23	24	24	24	26	26	25	26
3	23	23	24	23	26	26	27	26
4	24	24	23	24	25	26	25	25
5	25	24	24	24	26	27	25	26
6	24	25	25	25	26	26	26	26
7	24	24	24	24	26	26	25	26

3.3. Испитивање тврдоће прирубнице и виљушке

Вредности тврдоће прирубнице и виљушке су мерене на по 3 мерна места. Изгледи прирубница и виљушки свих типова Карданових вратила приказани су на сликама 10 (а) – (г). Прегледи измерених вредности тврдоће на прирубницама и виљушкама за све узорке и типове вратила је дат у Табелама 13 – 16.



а)



б)



в)



г)

Слика 10. Изглед прирубница и виљушки:
а) ТИП 1, б) ТИП 2, в) ТИП 3 и г) ТИП 4

Табела 13. Измерене вредности тврдоће на узорцима
прирубнице и виљушке ТИП 1

Ознака узорка	Тврдоћа НРС							Средња вредност
	Прирубница			Средња вредност	Виљушка			
	1	2	3		1	2	3	
1	24	24	25	24	25	24	25	25
2	23	24	24	24	24	24	24	24
3	23	24	25	24	25	25	24	25
4	24	25	23	24	24	24	25	24
5	23	24	24	24	23	25	24	24
6	24	25	23	24	24	25	23	24
7	23	25	24	24	23	25	24	24

Табела 14. Измерене вредности тврдоће на узорцима
прирубнице и виљушке ТИП 2

Ознака узорка	Тврдоћа НРС							Средња вредност
	Прирубница			Средња вредност	Виљушка			
	1	2	3		1	2	3	
1	23	24	24	24	25	25	25	25
2	24	25	24	24	25	24	24	24
3	24	24	25	24	25	25	24	25
4	24	25	24	24	24	25	25	25
5	24	24	24	24	25	25	24	25
6	24	25	24	24	24	25	25	25
7	24	25	24	24	25	25	24	25

Табела 15. Измерене вредности тврдоће на узорцима
прирубнице и виљушке ТИП 3

Ознака узорка	Тврдоћа НРС							Средња вредност
	Прирубница			Средња вредност	Виљушка			
	1	2	3		1	2	3	
1	22	22	24	23	23	23	23	23
2	22	23	22	22	22	23	23	23
3	21	24	23	23	23	23	23	23
4	23	23	22	23	23	23	24	23
5	22	23	22	22	22	22	23	22
6	23	21	24	23	22	24	24	23
7	22	23	23	23	21	24	24	23

Табела 16. Измерене вредности тврдоће на узорцима
прирубнице и виљушке ТИП 4

Ознака узорка	Тврдоћа НRc							Средња вредност
	Прирубница			Средња вредност	Виљушка			
	1	2	3		1	2	3	
1	23	24	23	23	24	24	25	24
2	23	24	23	23	25	24	24	24
3	24	24	23	24	25	24	24	24
4	24	25	23	24	25	24	25	25
5	24	24	23	24	24	23	24	24
6	24	25	23	24	24	24	25	24
7	25	24	24	24	23	25	24	24

3.4. Испитивање тврдоће облоге

Тврдоћа облоге је мерена код свих типова Карданових вратила на 7 мерних места. Само испитивање је рађено на универзалном тврдомеру „WOLPERT” модел *Dia Testor 2Rc*, сл. 6. Коришћена је метода по Викерсу, HV 30. Изгледи облога свих типова Карданових спојница приказани су на сликама 11 (а) – (г). Прегледи измерених вредности тврдоће облиога за све узорке и типове вратила је дат у Табелама 17 – 20.



а)



б)



в)



г)

Слика 11. Изглед облога: а) ТИП 1, б) ТИП 2, в) ТИП 3 и г) ТИП 4

Табела 17. Измерене вредности тврдоће на узорцима облоге, ТИП 1

Ознака узорка	Тврдоћа HV 30							Средња вредност
	1	2	3	4	5	6	7	
1	160	162	163	157	162	163	161	161
2	161	161	162	159	160	161	160	161
3	159	160	160	162	162	160	162	161
4	160	161	160	161	162	160	160	161
5	159	161	162	161	163	163	162	162
6	164	163	161	163	163	163	163	163
7	163	162	162	162	164	164	164	163

Табела 18. Измерене вредности тврдоће на узорцима облоге, ТИП 2

Ознака узорка	Тврдоћа HV 30							Средња вредност
	1	2	3	4	5	6	7	
1	161	158	163	158	161	163	164	161
2	162	161	163	157	160	158	160	160
3	160	158	160	162	162	158	162	160
4	161	161	160	161	162	160	160	161
5	159	158	162	159	163	163	162	161
6	162	163	161	163	163	163	163	163
7	161	162	162	159	164	160	162	161

Табела 19. Измерене вредности тврдоће на узорцима облоге, ТИП 3

Ознака узорка	Тврдоћа HV 30							Средња вредност
	1	2	3	4	5	6	7	
1	157	159	160	154	159	160	158	158
2	158	158	159	156	157	158	157	158
3	156	157	157	159	159	157	159	158
4	157	158	157	158	159	157	157	158
5	156	158	159	158	160	160	159	159
6	161	160	158	160	160	160	160	160
7	160	159	159	159	161	161	161	160

Табела 20. Измерене вредности тврдоће на узорцима облоге, ТИП 4

Ознака узорка	Тврдоћа HV 30							Средња вредност
	1	2	3	4	5	6	7	
1	159	160	161	157	162	163	161	160
2	158	161	162	159	160	161	160	160
3	159	160	160	162	162	160	162	161
4	157	161	158	161	162	160	160	160
5	159	161	162	161	163	163	162	162
6	161	163	161	158	163	163	163	162
7	163	162	162	158	164	159	164	162

Након провере тврдоће материјала, извршена је монтажа сваког Кардановог вратила понаособ као и њихово балансирање. Балансирање Карданових вратила је обављено на баланс машини фирме СРБОАУТО, и на нивоу је норме VDI 2060, квалитета Q16, при учестаности обртања 2700 min^{-1} .

Након балансирања урађена је дименциона контрола комплетних склопова свих типова Карданових вратила (7 вратила по типу). Измерене димензије у потпуности одговарају достављеној техничкој документацији.

4. СТАТИЧКО ТОРЗИОНО ИСПИТИВАЊЕ КАРДАНСКИХ ВРАТИЛА

Након балансирања и дименционе контроле, карданска вратила су подвргнута статичком торзионом испитивању, према условима дефинисаним у Техничком упутству број 6–6720 фирме IVECO, којим је дата методологија испитивања помоћу које се снима статичка отпорност карданског вратила на торзиона напрезања. Исто тако, статичка торзиона испитивања су урађена и према Методологији испитивања карданских вратила, и достављеном документу "Технички услови и технологија регенерације (ремонта) карданских вратила из производног програма фирме „СРБОАУТО” Београд.

На основу ових испитивања потребно је одредити :

- статички торзиони момент на граници еластичних деформација (M_{tel}) са одговарајућим углом увијања (φ_{el}).

**ПРИЛОГ 1 – ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА ИСТРАЖИВАЊА
РАДНЕ СПОСОБНОСТИ КАРДАНОВИХ ВРАТИЛА**

- максимални статички торзиони момент (M_{tmax}) са одговарајућим угловима увијања (φ_{max})

Карданска вратила су испитивана на савременом уређају за торзионо оптерећење (торзиони актуатор) " MTS Модел 215", слика 12, који може да оствари максимално статичко оптерећење од ± 10000 Nm и максимални угао ротације $\pm 50^\circ$.



а)



б)

Слика 12. Савремени сервохидраулички систем MTS
а) управљачки пулт, б) детаљ командног дела торзионог актуатора

4.1 Статичко торзионо испитивање карданских вратила ТИП 1, ознаке 0.10.385.150812.920

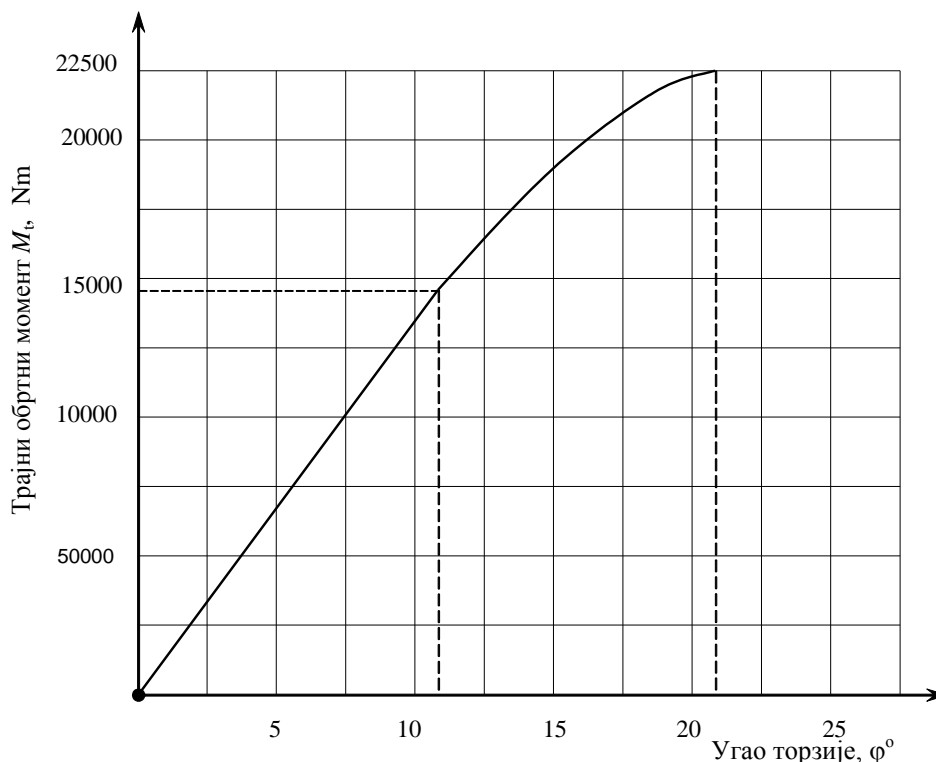
На основу статичког торзионог испитивања Карданових вратила Типа 1, било је неопходно одредити статички торзиони момент на граници еластичних деформација (M_{tel}) са одговарајућим углом увијања (φ_{el}) и максимални статички торзиони момент (M_{tmax}) са одговарајућим угловима увијања (φ_{max}). Изглед система за испитивање са Кардановим вратилом Типа 1, је приказан на слици 13.



Слика 13. Приказ система за испитивање карданског вратила ТИП 1,

Статичко торзионо отерђење је увођено континуално. У току испитивања регистрована је зависност обртног момента M_t од угла ротације φ , ($M_t = f(\varphi)$).

Изглед добијене криве зависности обртног момента M_t од угла ротације φ , је дат на слици 14.



Слика 14. Зависност обртног момента M_t од угла торзије φ Кардановог вратила Типа 1

Са дијаграма су добијени параметри који су приказани у табели 20.

Табела 20. Резултати статичког торзионог испитивања Кардановог вратила Типа 1

$M_{t\,el}$, Nm	φ_{el} , °	K_T , Nm/rad	$M_{T\,lom}$, Nm	φ_{lom} , °
14 850	11,84	$2,3 \times 10^5$	20 500	21,5

$M_{t\,el}$ - статички торзиони момент на граници еластичне деформације

φ_{el} - угао увијања на граници еластичне деформације

K_T - крутост цеви

$M_{T\,lom}$ - максимални статички торзиони момент на граници лома

φ_{lom} - угао увијања при торзионом моменту лома M_T лома .

До лома Кардановог вратила дошло је на цеви кардана. Максималне деформације, посматрајући уцртане генератрисе, јавиле су се у подручју лома цеви. На основу извршеног испитивања можемо закључити да је :

- торзиони момент на граници еластичних деформација $M_{t\,el} = 14\,850$ Nm.

- максимални торзиони момент на граници лома $M_{T\,lom} = M_{T\,max} = 20\,500\text{ Nm}$.

4.2 Статичко торзионо испитивање карданских вратила ТИП 2, ознаке 0.20.444.150812.770

Након балансирања и димензионе контроле, карданска вратила су подвргнута статичком торзионом испитивању, према условима дефинисаним у Техничком упутству број 16–6720 фирме IVECO, којим је прописана методологија испитивања. У току испитивања се снима крива статичке отпорности карданског вратила на торзионо напрезање.

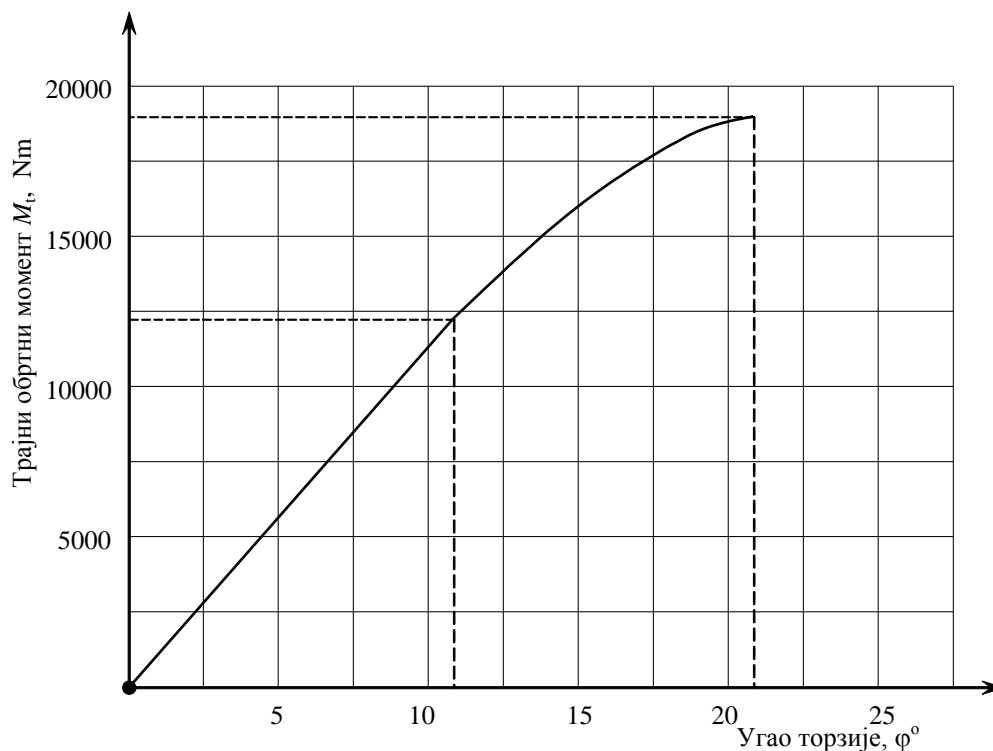
На основу статичког торзионог испитивања Карданових вратила Типа 2, било је неопходно одредити статички торзиони момент на граници еластичних деформација (M_{tel}) са одговарајућим углом увијања (φ_{el}) и максимални статички торзиони момент (M_{Tmax}) са одговарајућим угловима увијања (φ_{max}). Изглед система за испитивање са Кардановим вратилом Типа 2, је приказан на слици 15.



Слика 15. Приказ система за испитивање карданског вратила Типа 2

Статичко торзионо отерђење је увођено континуално. У току испитивања регистрована је зависност обртног момента M_t од угла ротације φ , ($M_t = f(\varphi)$).

Изглед добијене криве зависности обртног момента M_t од угла ротације φ , је дат на слици 16.



Слика 16. Зависност обртног момента M_t од угла торзије φ Кардановог вратила Типа 2

Са дијаграма су добијени параметри који су приказани у табели 21.

Табела 21. Резултати статичког торзионог испитивања Кардановог вратила Типа 2

$M_{t\,el}$, Nm	φ_{el} , °	K_T , Nm/rad	$M_{T\,lom}$, Nm	φ_{lom} , °
11 850	10,84	$1,60 \times 10^5$	18 500	23

$M_{t\,el}$ - статички торзиони момент на граници еластичне деформације

φ_{el} - угао увијања на граници еластичне деформације

K_T - крутост цеви

$M_{T\,lom}$ - максимални статички торзиони момент на граници лома

φ_{lom} - угао увијања при торзионом моменту лома $M_{T\,lom}$.

До лома Кардановог вратила дошло је на цеви кардана. Максималне деформације, посматрајући уцртане генератресе, јавиле су се у подручју лома цеви. На основу извршеног испитивања можемо закључити да је :

- торзиони момент на граници еластичних деформација $M_{tel} = 11\ 870\ \text{Nm}$.
- максимални торзиони момент на граници лома $M_{t\ lom} = M_{t\ max} = 18\ 500\ \text{Nm}$.

4.3 Статичко торзионо испитивање карданских вратила ТИП 3, ознаке 0.20.444.150812.770

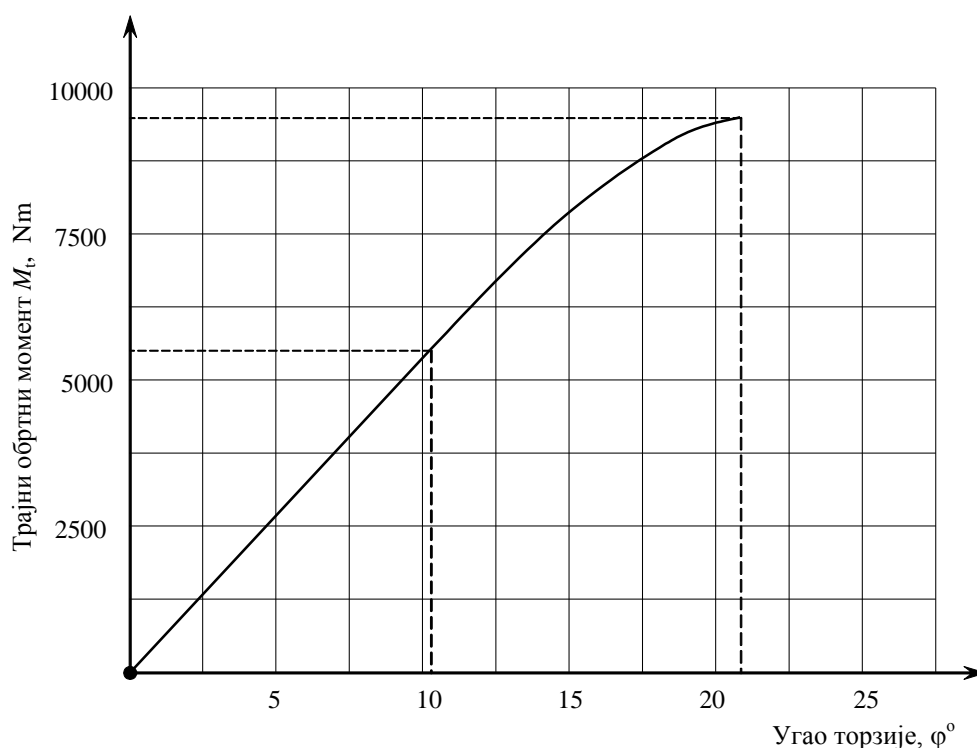
На основу статичког торзионог испитивања Карданових вратила Типа 3, било је неопходно одредити статички торзиони момент на граници еластичних деформација (M_{tel}) са одговарајућим углом увијања (φ_{el}) и максимални статички торзиони момент (M_{tmax}) са одговарајућим угловима увијања (φ_{max}). Изглед система за испитивање са Кардановим вратилом Типа 3, је приказан на слици 17.



Слика 17. Приказ система за испитивање карданског вратила Типа 3

Статичко торзионо отерђење је увођено континуално. У току испитивања регистрована је зависност обртног момента M_t од угла ротације φ , ($M_t = f(\varphi)$).

Изглед добијене криве зависности обртног момента M_t од угла ротације φ , је дат на слици 18.



Слика 18. Зависност обртног момента M_t од угла торзије φ Кардановог вратила Типа 3

Са дијаграма су добијени параметри који су приказани у табели 22.

Табела 22. Резултати статичког торзионог испитивања Кардановог вратила Типа 3

$M_{t\,el}$, Nm	φ_{el} , °	K_T , Nm/rad	$M_{T\,lom}$, Nm	φ_{lom} , °
5 370	10,16	$0,564 \times 10^5$	9 750	22

$M_{t\,el}$ - статички торзиони момент на граници еластичне деформације

φ_{el} - угао увијања на граници еластичне деформације

K_T - крутост цеви

$M_{T\,lom}$ - максимални статички торзиони момент на граници лома

φ_{lom} - угао увијања при торзионом моменту лома $M_{T\,lom}$.

До лома Кардановог вратила дошло је на цеви кардана. Максималне деформације, посматрајући уцртане генератресе, јавиле су се у подручју лома цеви. На основу извршеног испитивања можемо закључити да је:

- торзиони момент на граници еластичних деформација $M_{tel} = 5\,370\text{ Nm}$.
- максимални торзиони момент на граници лома $M_{T\,lom} = M_{T\,max} = 9\,750\text{ Nm}$.

4.4 Статичко торзионо испитивање карданских вратила ТИП 3, ознаке 00.10.68720.10088.1025

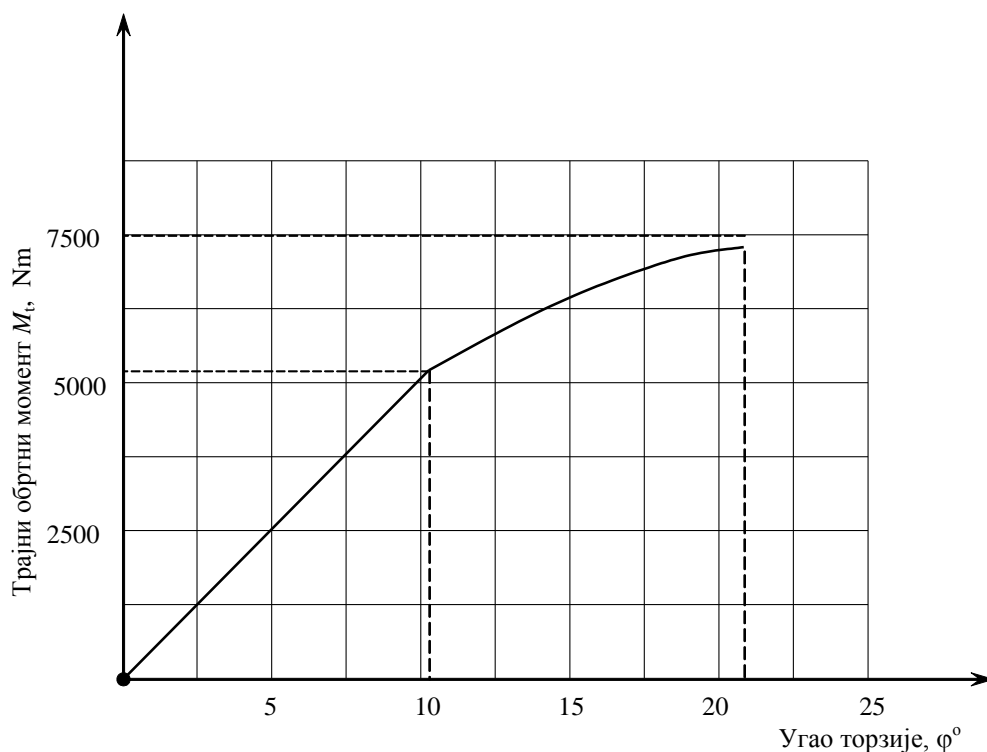
На основу статичког торзионог испитивања Карданових вратила Типа 4, било је неопходно одредити статички торзиони момент на граници еластичних деформација (M_{tel}) са одговарајућим углом увијања (φ_{el}) и максимални статички торзиони момент (M_{Tmax}) са одговарајућим угловима увијања (φ_{max}). Изглед система за испитивање са Кардановим вратилом Типа 4, је приказан на слици 19.



Слика 19. Приказ система за испитивање карданског вратила Типа 4

Статичко торзионо отерђење је увођено континуално. У току испитивања регистрована је зависност обртног момента M_t од угла ротације φ , ($M_t = f(\varphi)$).

Изглед добијене криве зависности обртног момента M_t од угла ротације φ , је дат на слици 20.



Слика 20. Зависност обртног момента M_t од угла торзије φ Кардановог вратила Типа 4

Са дијаграма су добијени параметри који су приказани у табели 23.

Табела 23. Резултати статичког торзионог испитивања Кардановог вратила Типа 4

M_{tel} , Nm	φ_{el} , °	K_T , Nm/rad	M_{Tlom} , Nm	φ_{lom} , °
5 150	10,16	$0,534 \times 10^5$	7 350	22

M_{tel} - статички торзиони момент на граници еластичне деформације

φ_{el} - угао увијања на граници еластичне деформације

K_T - крутост цеви

M_{Tlom} - максимални статички торзиони момент на граници лома

φ_{lom} - угао увијања при торзионом моменту лома M_{Tlom} .

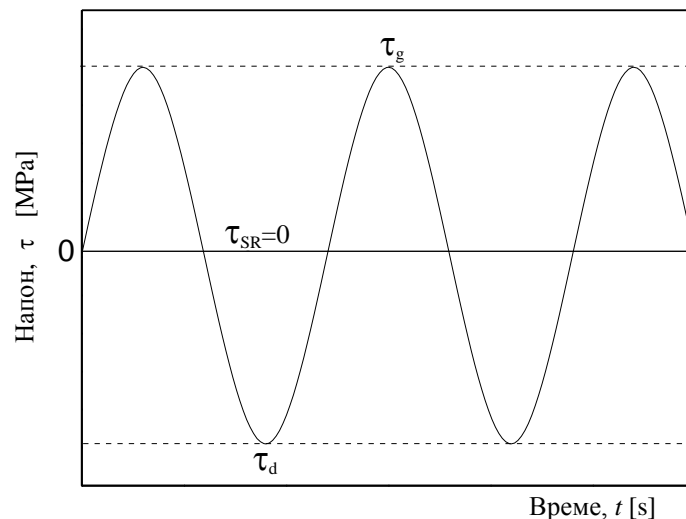
До лома Кардановог вратила дошло је на цеви кардана. Максималне деформације, посматрајући уцртане генератрисе, јавиле су се у подручју лома цеви. На основу извршеног испитивања можемо закључити да је:

- торзиони момент на граници еластичних деформација $M_{t\,el} = 5\,150\text{ Nm}$.
- максимални торзиони момент на граници лома $M_{t\,lom} = M_{t\,max} = 7\,350\text{ Nm}$.

6. ДИНАМИЧКО ТОРЗИОНО ИСПИТИВАЊЕ КАРДАНОВИХ ВРАТИЛА

Динамичко торзионо испитивање Карданових вратила обављено у обиму од 5 вратила сваког типа. Испитивање је рађено према Техничком упутству број 16–6810 фирме IVESCO. Циљ испитивања је да се да оцена сигурности Кардановог вратила на динамичко торзионо оптерећење до нивоа највећег допушеног трајног обртног момента, односно да се да оцена да ли је у току динамичког торзионог оптерећивања Кардановог вратила дошло да трајних пластичних деформација компоненти склопа.

За испитивање је коришћен ротациони актуатор, серије 215, MTS *Systems Corporation*, који наизменичним ротирањем омогућава угао увијања до 100° , тј. $\pm 50^\circ$, слика 21. Овај систем омогућава рад у контроли момента, који омогућава да се примјењује пулзирајући момент у оба смера ротације, са максималном фреквенцијом од 4Hz. Приказ циклуса наизменично променљивог оптерећења при односу $R = -1$ је дат на слици 21.



Слика 21. Циклус наизменично променљивог оптерећења $R = -1$

**6.1 Динамичко торзионо испитивање карданских вратила ТИП 1
ознаке 0.10.385.150812.920**

Изглед система за динамичко испитивање са карданским вратилом ТИП 1 је приказан на слици 22.



Слика 22. Карданско вратило ТИП 1 припремљено за испитивање

На пулзатору, карданско вратило је било изложено дејству наизмјеничног момента који је номинално износио 50% максималног момента који може да преноси вратило. При оваквим условима испитивања карданско вратило треба да издржи $500.000 (5 \times 10^5)$ циклуса. Учестаност испитивања је била 4 Hz. Вредност момента торзије, број регистрованих циклуса као и лом компоненти приказан је у табели 23.

Табела 23. Резултати динамичког испитивања карданских вратила ТИП 1

Редни број	Средњи момент увијања $M_{t, sr}$, kNm	Амплитудни момент увијања M_{ta} , kNm	Број циклуса, N	Место лома
1	0	$\pm 3,90$	525 000	-
2	0	$\pm 3,85$	511 000	-
3	0	$\pm 3,87$	531 000	-
4	0	$\pm 3,93$	538 000	-
5	0	$\pm 3,94$	526 000	-

На основу горње табеле може се закључити следеће:

- Свих пет карданских вратила која су испитивана на замор, **задовољило је број промена оптерећења од 500.000 циклуса.**
- По растављању зглобова утврђено је, да није дошло до значајнијих оштећења, како на цилиндричним површинама, тако ни на челу рукавца крста кардана.
- Анализом игличастих лежајева констатовано је да нема оштећења ни на кућишту лежаја ни на иглицама.
- Ни на осталим компонентама карданских вратила нису уочена никаква оштећења у виду напрелина или одвајања на завареним спојевима по обиму или уздужне прскотине у тачкама постављања плочица за уравнотежење.

6.2 Динамичко торзионо испитивање карданских вратила ТИП 2 ознаке 0.20.444.150812.770

Изглед система за динамичко испитивање са Кардановим вратилом ТИП 2 је приказан на слици 23.



Слика 23. Карданско вратило ТИП 2 припремљено за испитивање

На пулзатору, карданско вратило је било изложено дејству наизменичног момента који је номинално износио 50% максималног момента који може да преноси вратило. При оваквим условима испитивања карданско вратило треба да издржи до 500.000 (5×10^5) циклуса. Учестаност испитивања је била 4 Hz. Вредност

момента торзије испитиваних компоненти као и број регистрованих циклуса приказан је у табели 24.

Табела 24. Резултати динамичког испитивања карданских вратила ТИП 2

Редни број	Средњи момент увијања $M_{t, sr}$, kNm	Амплитудни момент увијања M_{ta} , kNm	Број циклуса, N	Место лома
1	0	$\pm 3,10$	520 000	-
2	0	$\pm 3,15$	533 000	-
3	0	$\pm 3,06$	528 000	-
4	0	$\pm 3,10$	516 000	-
5	0	$\pm 3,14$	524 000	-

На основу горње табеле може се закључити следеће:

- Свих пет карданских вратила која су испитивана на замор, **задовољило је број промена оптерећења од 500.000 циклуса.**
- По растављању зглобова утврђено је, да није дошло до значајнијих оштећења, како на цилиндричним површинама, тако ни на челу рукавца крста кардана.
- Анализом игличастих лежајева констатовано је да нема оштећења ни на кућишту лежаја ни на иглицама.
- Ни на осталим компонентама карданских вратила нису уочена никаква оштећења у виду напрлина или одвајања на варовима по обиму или уздужне прскотине у тачкама постављања плочица за уравнотежење.

6.3 Динамичко торзионо испитивање карданских вратила ТИП 3 ознаке 0.20.455.120810.1130

Динамичко торзионо испитивање Карданових вратила ТИП 3 у обиму од 5 комада, је извршено према Техничком упутству број 16–6810 фирме IVECO. Циљ испитивања је да се да оцена сигурности карданског вратила на динамичко торзионо оптерећење до нивоа највећег допуштеног трајног обртног момента, односно да се да оцена да ли је у току динамичког торзионог оптерећивања

карданског вратила дошло да трајних пластичних деформација компоненти склопа.

Изглед система за динамичко испитивање са Кардановим вратилом ТИП 2 је приказан на слици 24.



Слика 24. Карданско вратило ТИП 3 припремљено за испитивање

На пулзатору, карданско вратило је било изложено дејству наизменичног моментног оптерећења који је номинално износило 50% максималног момента који може да преноси вратило. При оваквим условима испитивања карданско вратило треба да издржи до 500 000 (5×10^5) циклуса. Учестаност испитивања је била 4 Hz. Вредност момента торзије испитиваних компоненти као и број регистрованих циклуса приказан је у табели 25.

Табела 25. Резултати динамичког испитивања карданских вратила ТИП 3

Редни број	Средњи момент увијања M_{tsr} , kNm	Амплитудни момент увијања M_{td} , kNm	Број циклуса, N	Место лома
1	0	$\pm 1,65$	510.000	-
2	0	$\pm 1,50$	535.000	-
3	0	$\pm 1,60$	528.000	-
4	0	$\pm 1,65$	519.700	-
5	0	$\pm 1,60$	516.100	-

На основу горње табеле може се закључити следеће:

- Свих пет карданских вратила која су испитивана на замор, **задовољило је број промена оптерећења од 500.000 циклуса.**
- По растављању зглобова утврђено је, да није дошло до значајнијих оштећења, како на цилиндричним површинама, тако ни на челу рукавца крста кардана.
- Анализом игличастих лежајева констатовано је да нема оштећења ни на кућишту лежаја ни на иглицама.
- Ни на осталим компонентама карданских вратила нису уочена никаква оштећења у виду прслина у зони заварених спојева по обиму или уздужне прслине у тачкама постављања плочица за уравнотежење.

7.1 Динамичко торзионо испитивање карданских вратила ТИП 4 ознаке 0.10.68720.10088.1025

Динамичко торзионо испитивање Карданових вратила ТИП 4 у је извршено обиму од 5 комада, према Техничком упутству број 16–6810 фирме IVECO.

Изглед система за динамичко испитивање са Кардановим вратилом ТИП 2 је приказан на слици 25.



Слика 25. Карданско вратило ТИП 4 припремљено за испитивање

На пулзатору, карданско вратило је било изложено дејству наизмјеничног момента који је номинално износио 50% максималног момента који може да

преноси вратило. При оваквим условима испитивања карданско вратило треба да издржи 500.000 (5×10^5) циклуса. Учестаност испитивања је била 4 Hz. Вредност момента торзије, број регистрованих циклуса као и лом компоненти приказан је у табели 26.

Табела 26. Резултати динамичког испитивања карданских вратила ТИП 4

Редни број	Средњи момент увијања $M_{t, sr}$, kNm	Амплитудни момент увијања M_{ta} , kNm	Број циклуса, N	Место лома
1	0	$\pm 1,35$	515 000	-
2	0	$\pm 1,25$	526 000	-
3	0	$\pm 1,30$	543 000	-
4	0	$\pm 1,25$	539 000	-
5	0	$\pm 1,30$	523 000	-

На основу горње табеле може се закључити следеће:

- Свих пет карданских вратила која су испитивана на замор, **задовољило је број промена оптерећења од 500.000 циклуса.**
- По растављању зглобова утврђено је, да није дошло до значајнијих оштећења, како на цилиндричним површинама, тако ни на челу рукавца крста кардана.
- Анализом игличастих лежајева констатовано је да нема оштећења ни на кућишту лежаја ни на иглицама.
- Ни на осталим компонентама карданских вратила нису уочена никаква оштећења у виду напрлина или одвајања на варовима по обиму или уздужне прскотине у тачкама постављања плочица за уравнотежење.

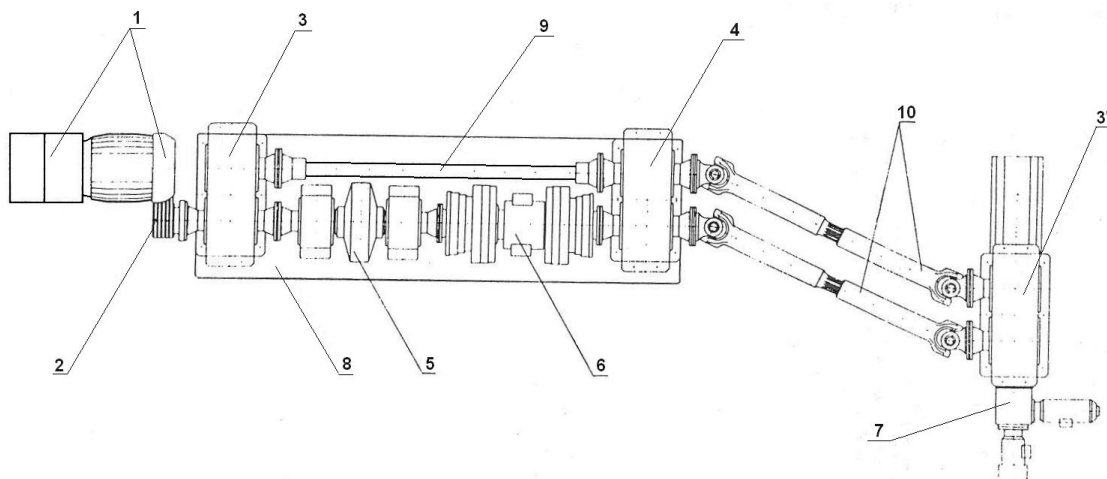
7. ИСПИТИВАЊЕ НА ТРАЈНОСТ ЗГЛОБОВА КАРДАНСКИХ ВРАТИЛА

Испитивања на трајност - век трајања карданских вратила, су реализована на савременом уређају за торзионо оптерећење (торзиони актуатор) „MTS Модел 215”, који наизменичним ротирањем омогућава угао торзије до 100° , тј. $\pm 50^\circ$, слика 12. Поступак испитивања је делимично модификован у односу на услове који су дефинисани TU број 16–6815 фирме ИВЕКО (IVECO), због специфичности опреме са којом ВТИ располаже. Међутим, у коначној варијанти добијају се исти подаци неопходни за оцену века трајања карданских вратила. Шематски прика и изглед уређаја на којем је извршено испитивање дати су на сликама 26 и 27.

Праћењем развоја зазора, процеса хабања, виброактивности и температуре на карактеристичним местима, долази се до података потребних за утврђивање функционалних и радних карактеристика карданског вратила.

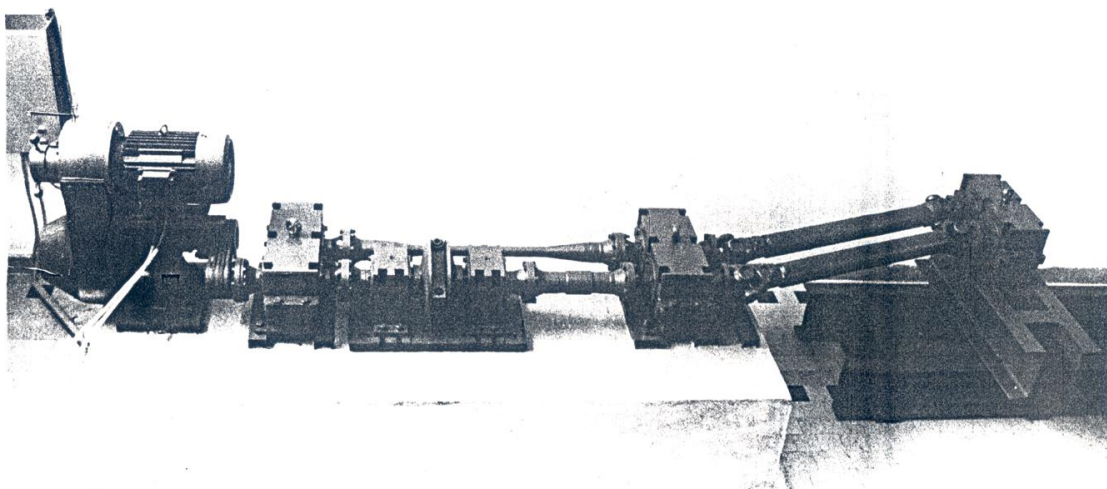
Главни показатељ стања хабања односно истрошености карданског зглоба је температура која се појављује у току рада карданског вратила на челу шољице, као критичној тачки зглоба. Температура се региструје тако да се накратко заустави уређај и измери контактом путем термомера TR – 1, производње ISKRA – Крањ.

Испитивања на трајност – век трајања карданских вратила, нису се могла реализовати директно према техничким условима TU број 16–6815 фирме IVECO, због тога што Војнотехнички институт не располаже одговарајућим пробним столом који захтева овај стандард. Испитивања су обављена на уређају за компаративна, функционална и триболошка испитивања (КФТ) карданских вратила, који ради на принципу „затвореног кола снаге”. На слици 26 приказан је шематски приказ овог уређаја, а на слици 27 изглед уређаја.



Слика 26. Шематски приказ затвореног кола снаге

Приликом испитивања, момент торзије се задаје преко механичке теретнице (позиција 5), а мери преко торзионог динамометра (Hottinger T 30FN/10), позиција 6, који омогућује мерење снаге, обртног момента и броја обртаја у току рада уређаја. Тачност мерења наведених величина је $\pm 0,1\%$, а читавање је вршено на дигиталном мерном уређају (Messgerate MD. N. MZ. D4).



Слика 27. Изглед затвореног кола снаге

Праћењем развоја зазора, процеса хабања, виброактивности, температуре на карактеристичним мјестима, долази се до података потребних за утврђивање функционалних и радних карактеристика карданског вратила.

7.1 Температура као триболошки показатељ рада карданског зглоба

Повишена температура настаје као резултат трансформисања рада трења у топлоту. Посебно значајан утицај на развој топлоте у карданском зглобу имају трибо – механички системи:

- шољица – иглица,
- иглица – рукавац крста ,и
- чеона површина рукавца крста – дно шољице.

Као последица прекомерног загревања елемената карданског зглоба могу настати деформације елемената система као и погоршани услови рада мазива услед смањења вискозности са растом температуре, као и интензивнији развој оних видова хабања на које у значајној мери утиче повишена температура.

У нормалним условима рада, подмазивања и хабања елемената трибо – механичких система, карданско вратило ради у условима стационарних температурних режима. Издвојена топлота при трењу у равнотежава се одвођењем у околину. Свако одступање од стационарног температурног режима знак је нарушавања нормалног рада карданског вратила (зглоба). Како елементи карданског зглоба, као уосталом и други елементи машинских система углавном испадају из употребе због претераног хабања, логично је да температура може бити триболошки показатељ рада карданског вратила.

Многобројна испитивања су показала да карданска вратила раде у условима постојаних температура, које у нормалним условима рада не прелазе температуру околине више од 3 – 5°C. Услед контактних оштећења рукавца крста, иглице шољице, шољице или других елемената трибомеханичких система, температура у карданском зглобу нагло расте.

Пораст температуре за 7 – 10°C, је знак да је у зглобу дошло до озбиљнијег оштећења и да се даља експлоатација мора прекинути. За машинске системе затворене конфигурације и отежаног праћења хабања појединих елемената,

коришћење температуре као триболошког показатеља општег стања чини се веома прихватљивим.

7.2 Испитивање на трајност зглобова карданских вратила ТИП 1

ознаке 0.10.385.150812.920

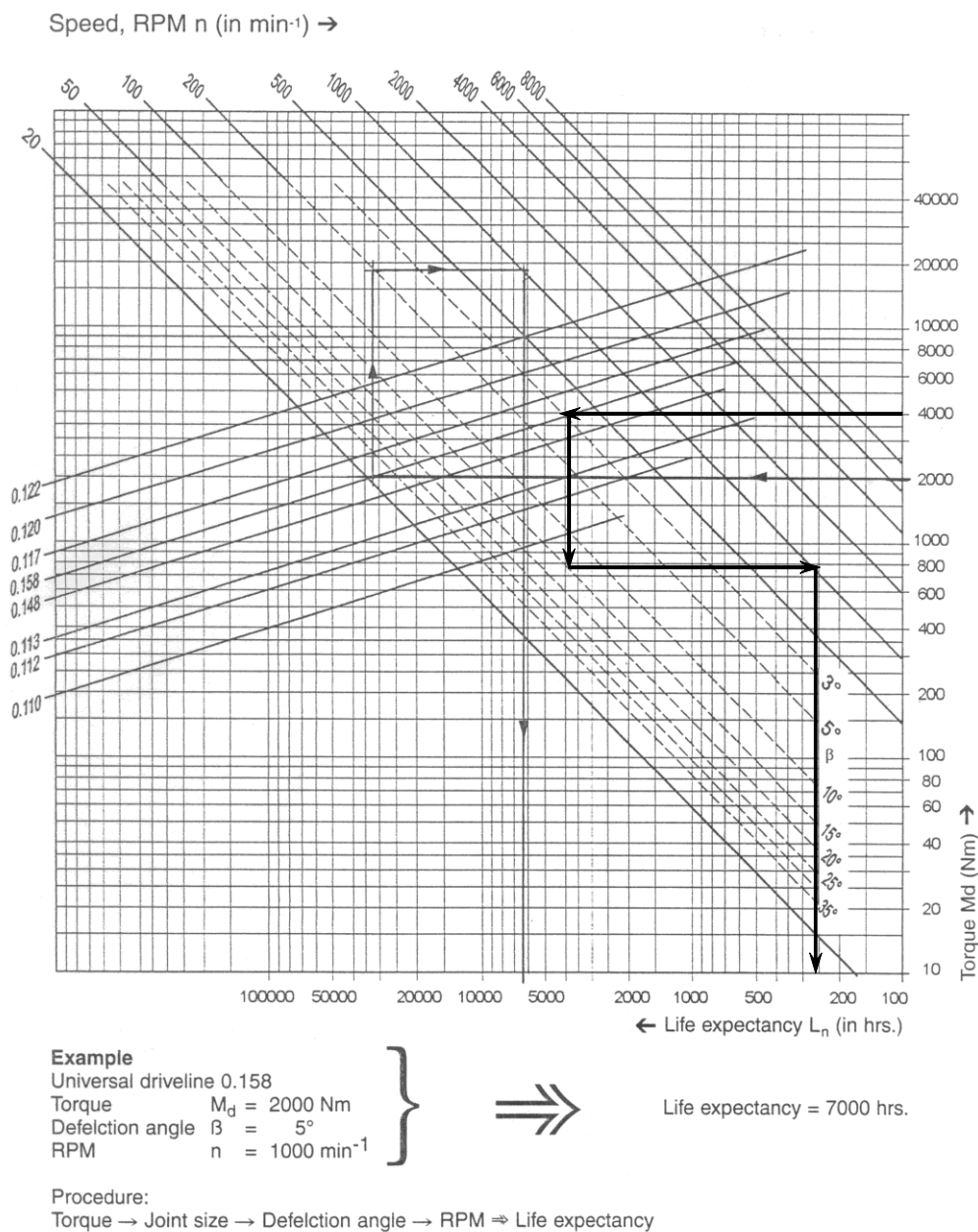
Испитивања су обављена на три (3) вратила типа 1. Пре започетог испитивања вршена је провера динамичке неуравнотежености за сва три (3) вратила, У том циљу вратила су у фирми СРБОАУТО уравнотежена на машини за уравнотежење СНЕМВ тип F3 према норми VDI 2060 у квалитету Q 16. Број обртаја уравнотежења је $n = 2800 \text{ min}^{-1}$.

Вредности заостале неуравнотежености су за:

- карданско вратило број 1 - 65 gcm.
- карданско вратило број 2 - 58 gcm.
- карданско вратило број 3 - 68 gcm.

За оцену резултата испитивања на трајност карданских зглобова коришћен је дијаграм приказан на слици 28 (Life-expectancy diagram), који препоручује фирма *ELBE* из Немачке из кога се на основу претходно одабраних вредности обртног момента, броја обртаја и угла лома карданског вратила, одређује колико сати карданско вратило треба да издржи на пробном уређају без оштећења.

6.6 Life expectancy diagram, Roller bearing



Слика 28. Дијаграм очекиваног радног века (Life-expectancy diagram) фирме *ELBE*

Вратило ТИП 1, ознаке 0.10.385.150812.920 је еквивалентно вратилу серије 0.158 за које фирма *ELBE* даје следеће вредности параметара радног века:

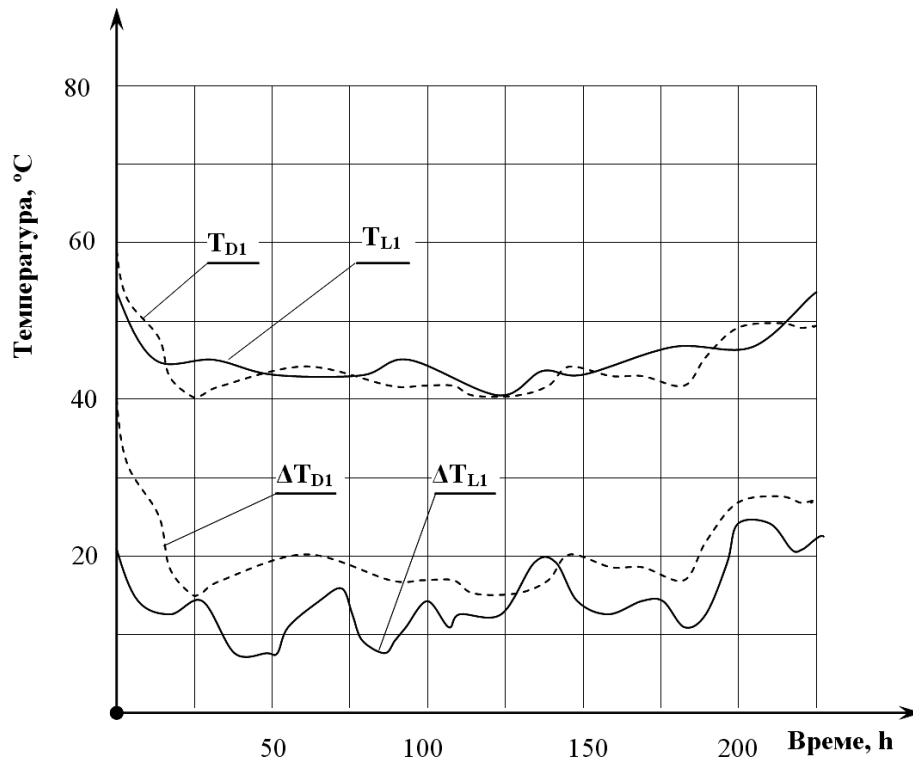
- обртни момент $M_t = 4000 \text{ Nm}$
- број обртаја вратила $n = 1000 \text{ min}^{-1}$
- угао лома зглоба $\beta = 15^\circ$

Користећи ове параметре добијамо време испитивања карданског вратила и оно износи 260 радних сати.

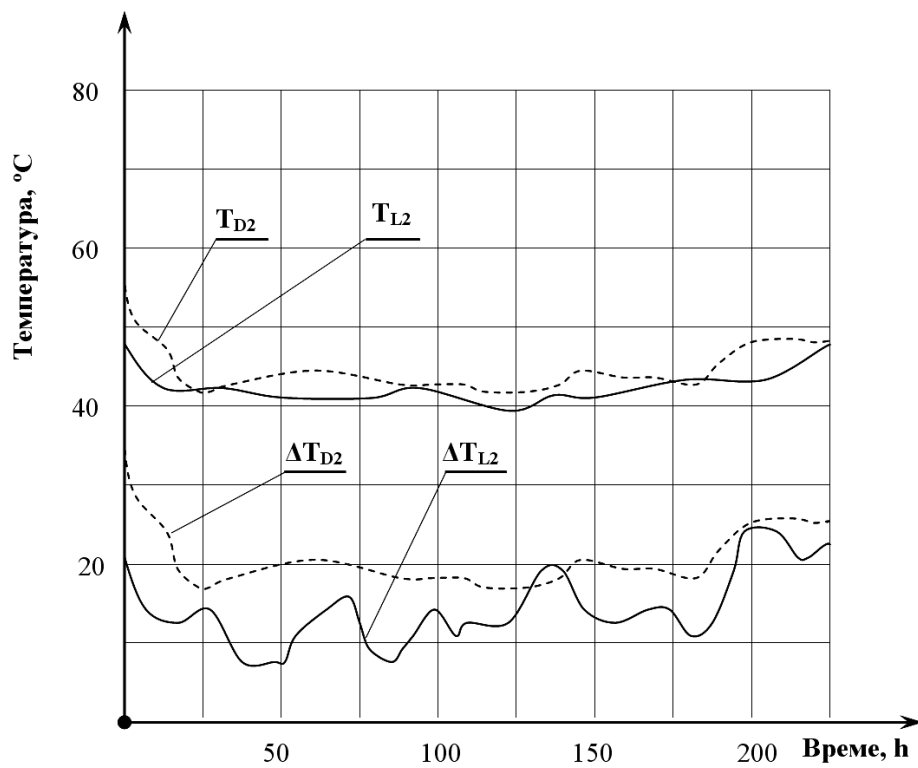
За карданска вратила фирме "Србоауто", односно карданска вратила ТИП 1, ознаке 0.10.385.150812.920 употребљени су исти параметри испитивања. Обртни момент под којим су карданска вратила радила, био је сталног интензитета, али услед кинематике карданског зглоба у систему затвореног тока оптерећења, момент је варирао до $\pm 1\%$ (према синусоидном закону у распону од $M_{t \min} = 3.980 \text{ Nm}$ до $M_{t \max} = 4.114 \text{ Nm}$). Важно је констатовати да у току трајања експеримента, задати момент није губио вредност, то јест његов пад је био практично занемарљив.

Испитивање је укупно трајало 240 сати. У првој фази мерења температуре су вршена сваких 1, 2 или 4 сата, а касније сваких 10 сати. Мерене су температуре околине (T_0), стварне температуре дна шољице (укупно 24 тачке на три вратила). Одређиван је прираст температуре (ΔT), средња температура сваког зглоба (T_{sr}), и средњи прираст температуре сваког зглоба (ΔT_{sr}). Величине са индексом 1 односе се на карданско вратило број 1, са индексом 2 односе се на карданско вратило број 2, и са индексом 3 односе се на карданско вратило број 3. Горњи индекс L и D односи се на "леви" односно "десни" зглоб карданског вратила, посматрано у правцу од механичке теретнице.

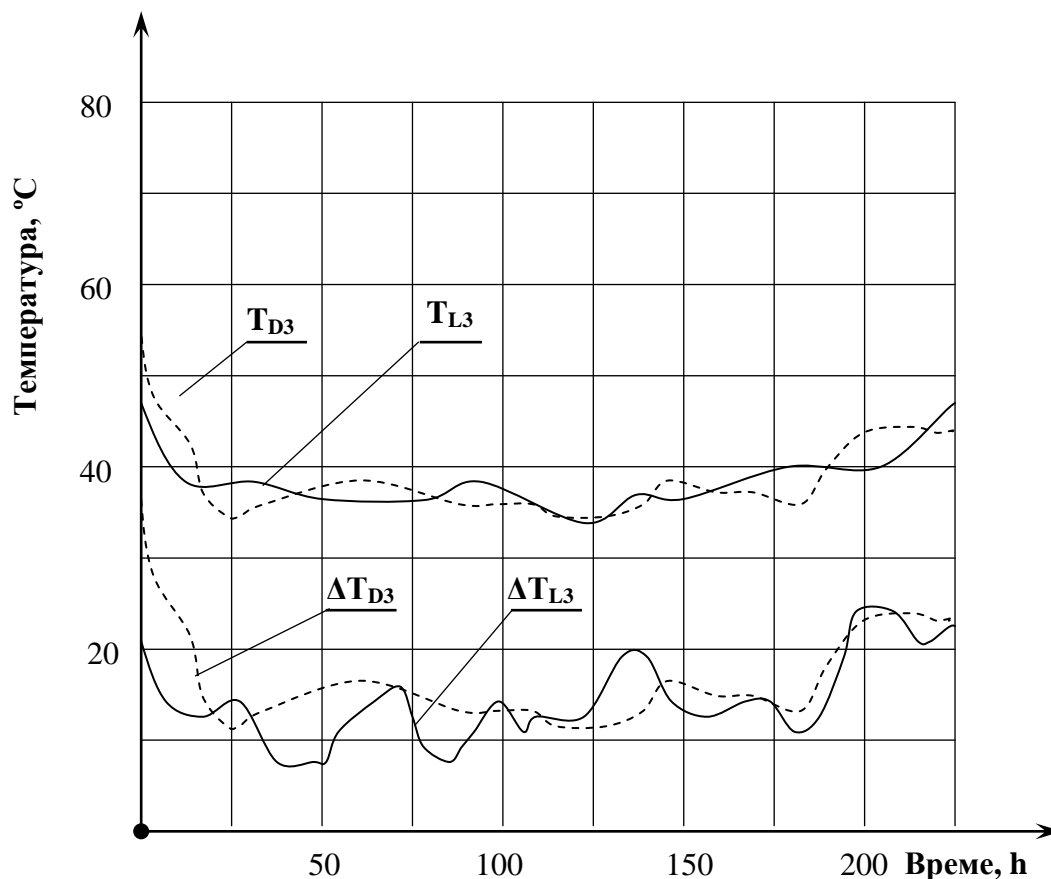
Ток промене средње температуре и промене средњег прираста температуре за карданско вратило бр. 1 (леви и десни зглоб) је дат на слици 29, за карданско вратило бр. 2 на слици 30, а за карданско вратило бр. 3 на слици 31.



Слика 29. Дијаграм средње температуре T и средњег прираста температуре ΔT за карданско вратило бр. 1, ТИП 1



Слика 30. Дијаграм средње температуре T и средњег прираста температуре ΔT за карданско вратило бр. 2, ТИП 1



Слика 31. Дијаграм средње температуре T и средњег прираста температуре ΔT за карданско вратило бр. 3, ТИП 1

На основу добијених резултата могуће је извести следеће закључке :

- Код сва три карданска вратила највише температуре (на дну шољице) добијене су на самом почетку рада (фаза разрађивања). Средње температуре су биле $T_{sr} = 45 - 55^{\circ}\text{C}$, односно средњи прираст температуре је био $\Delta T = 23 - 43^{\circ}\text{C}$.
- Након 15 до 20 сати рада температуре су се снизиле на $T_{sr} = 27 - 30^{\circ}\text{C}$, а средњи прираст температуре је износио $\Delta T = 9 - 12^{\circ}\text{C}$, када су постигнуте најниже вредности, које су се задржале све до око осамдесет сати рада. После тога температуре бележе благи пораст, уз благе промене у уском дијапазону.
- Након 220 сати рада, када је завршено испитивање, средње температуре су биле $T_{sr} = 35 - 40^{\circ}\text{C}$ а средњи прираст температура ΔT , $20 - 25^{\circ}\text{C}$.

После извршеног испитивања извршена је контрола покретљивости зглобова и закључено је да сва три вратила имају увећану покретљивост зглобова, али у границама дозвољених зазора што је проверено и утврђено новим мерењима дебаланса које је сада износило:

- карданско вратило број 1 - 70 gr.cm.
- карданско вратило број 2 - 68 gr.cm.
- карданско вратило број 3 - 68 gr.cm.

Контролом у току рада закључено је да у току испитивања није дошло до истицања масти из зглобова, што значи да сва три вратила имају исправно заптивање лежаја. Након тога зглобови вратила су растављени у циљу утврђивања стања контактних површина и закључено је следеће:

- Код сва три карданска вратила на радијалним површинама рукаваца крстова и шољица приметни су у мањој мери трагови углачавања површина као прва фаза развоја процеса хабања уз незнатно смањење параметра R_a , слика 32.
- На чеоној површини рукавца крста и на дну шољице нема никаквих промена ни код једног карданског вратила.
- На иглицама лежајева нема трагова хабања.
- На контактним површинама телескопа (клизног склопа), нема трагова хабања.
- Ни на једној од компоненти карданских вратила нема видљивих прслина.



Слика 32. Изглед крстасте спојнице Кардановог вратила ТИП 1 након испитивања

Према резултатима испитивања са сигурношћу се може тврдити да су Карданова вратила ТИП 1 задовољила постављене услове у погледу трајности.

7.3 Испитивање на трајност зглобова карданских вратила ТИП 2 **ознаке 0.20.444.150812.770**

Испитивања су обављена на три (3) вратила типа 2. Пре започетог испитивања вршена је провера динамичке неуравнотежености за сва три (3) вратила, У том циљу вратила су у фирми СРБОАУТО уравнотежена на машини за уравнотежење *СНЕМВ* тип F3 према норми VDI 2060 у квалитету Q 16. Број обртаја уравнотежења је $n = 2800 \text{ min}^{-1}$.

Вредности заостале неуравнотежености су за:

- карданско вратило број 1 - 65 gcm.
- карданско вратило број 2 - 52 gcm.
- карданско вратило број 3 - 58 gcm.

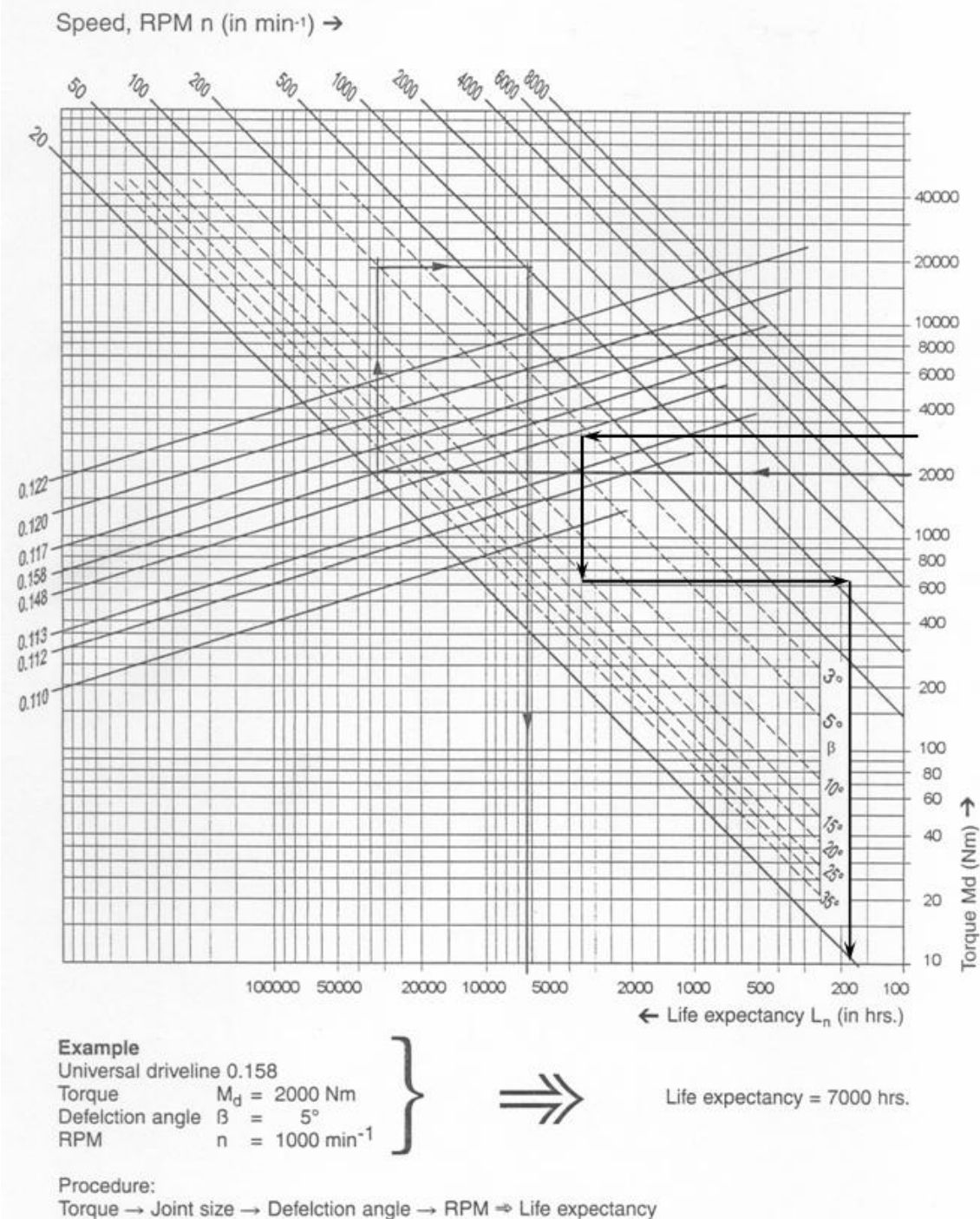
За оцену резултата испитивања на трајност карданских зглобова коришћен је дијаграм приказан на слици 33 (Life-expectancy diagram), који препоручује фирма *ELBE* из Немачке из кога се на основу претходно одабраних вредности обртног момента, броја обртаја и угла лома карданског вратила, одређује колико сати карданско вратило треба да издржи на пробном уређају без оштећења.

Вратило ознаке ТИП 2 је еквивалентно вратилу серије 0.148 за које фирма *ELBE* даје следеће вредности параметара радног века:

- обртни момент $M_t = 3000 \text{ Nm}$
- број обртаја вратила $n = 1000 \text{ min}^{-1}$
- угао лома зглоба $\beta = 20^\circ$

Користећи ове параметре добијамо време испитивања карданског вратила и оно износи 220 радних сати.

6.6 Life expectancy diagram, Roller bearing

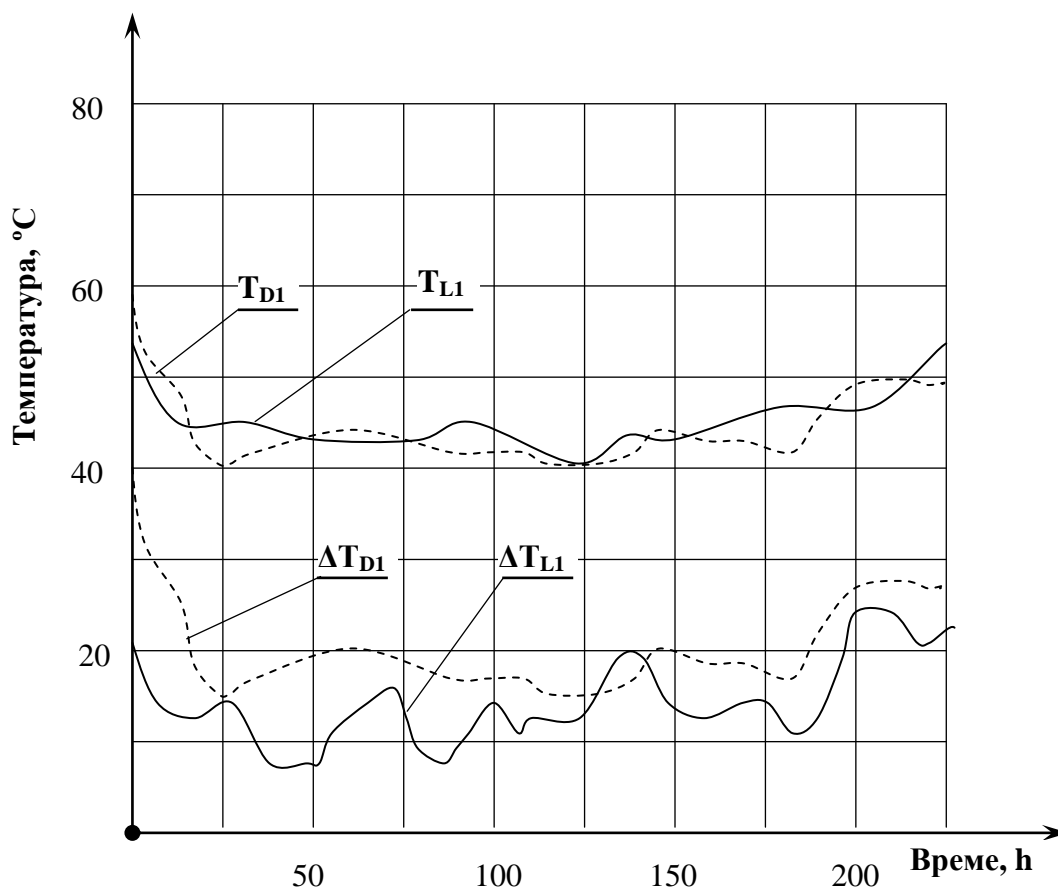


Слика 33. *Life - expectancy diagram* за вратило ТИП 2

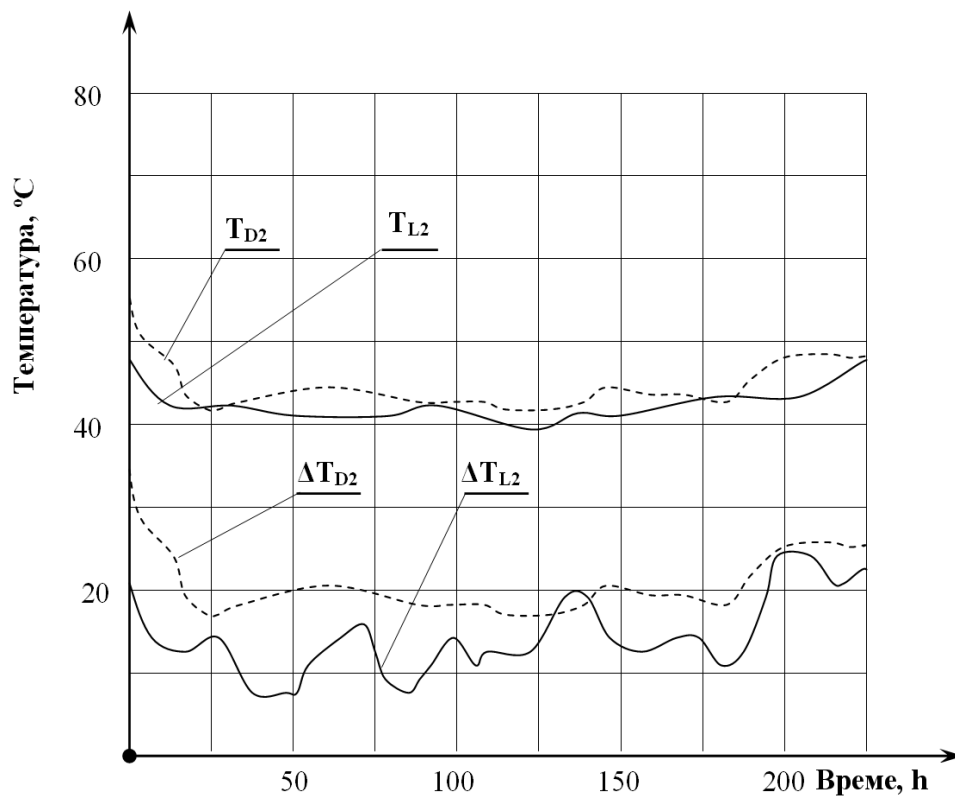
Испитивање је укупно трајало 220 сати. У првој фази мерења температуре су вршена сваких 1, 2 или 4 сата, а касније сваких 10 сати. Мерене су температуре околине (T_0), стварне температуре дна шољице (укупно 24 тачке на три вратила). Одређиван је прираст температуре (ΔT), средња температура сваког зглоба (T_{sr}), и

средњи прираст температуре сваког зглоба (ΔT_{sr}). Величине са индексом 1 односе се на карданско вратило број 1, са индексом 2 односе се на карданско вратило број 2, и са индексом 3 односе се на карданско вратило број 3. Горњи индекс Л и Д односи се на "леви" односно "десни" зглоб карданског вратила, посматрано у правцу од механичке теретнице.

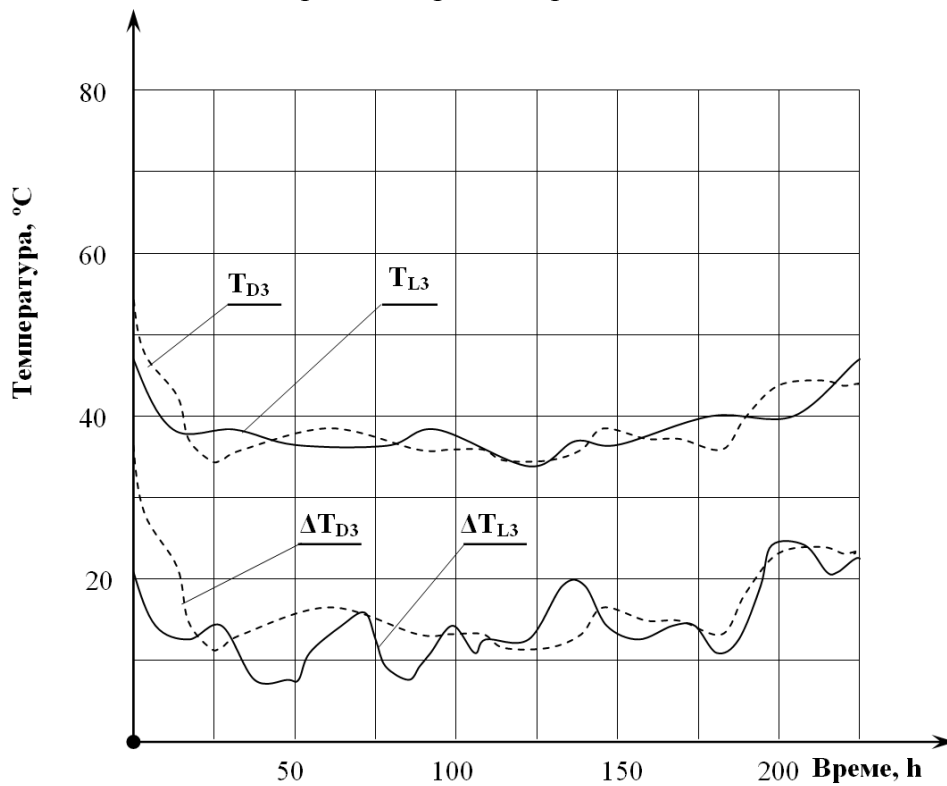
Ток промене средње температуре и промене средњег прираста температуре за карданско вратило бр. 1 (леви и десни зглоб) је дат на слици 34, за карданско вратило бр. 2 на слика 35, а за карданско вратило бр. 3 на слици 36.



Слика 34. Дијаграм средње температуре T и средњег прираста температуре ΔT за карданско вратило бр. 1, ТИП 2



Слика 35. Дијаграм средње температуре T и средњег прираста температуре ΔT за карданско вратило бр. 2, ТИП 2



Слика 36. Дијаграм средње температуре T и средњег прираста температуре ΔT за карданско вратило бр. 3, ТИП 2

На основу добијених резултата могуће је извести сљедеће закључке :

- Код сва три карданска вратила највише температуре (на дну шољице) добијене су на самом почетку рада (фаза разрађивања). Средње температуре су биле $T_{sr} = 45 - 55^{\circ}\text{C}$, односно средњи прираст температуре је био $\Delta T = 23 - 43^{\circ}\text{C}$.
- Након 15 до 20 сати рада температуре су се снизиле на $T_{sr} = 27 - 30^{\circ}\text{C}$, а средњи прираст температуре је износио $\Delta T = 9 - 12^{\circ}\text{C}$, када су постигнуте најниже вредности, које су се задржале све до око осамдесет сати рада. После тога температуре бележе благи пораст, уз благе промене у уском дијапазону.
- Након 220 сати рада, када је завршено испитивање, средње температуре су биле $T_{sr} = 35 - 40^{\circ}\text{C}$ а средњи прираст температура $\Delta T, 20 - 25^{\circ}\text{C}$.

После извршеног испитивања извршена је контрола покретљивости зглобова и закључено је да сва три вратила имају увећану покретљивост зглобова, али у границама дозвољених зазора што је проверено и утврђено новим мерењима дебаланса које је сада износило:

- карданско вратило број 1 - 70 gr.cm.
- карданско вратило број 2 - 68 gr.cm.
- карданско вратило број 3 - 68 gr.cm.

Контролом у току рада закључено је да није у току испитивања дошло до истицања масти из зглобова, што значи да сва три вратила имају исправно заптивање лежаја. Након тога зглобови вратила су растављени у циљу утврђивања стања контактних површина и закључено је следеће:

- Код сва три карданска вратила на радијалним површинама рукаваца крстова и шољица приметни су у мањој мери трагови углачавања површина као прва фаза развоја процеса хабања уз незнатно смањење параметра Ra.
- На чеоној површини рукавца крста и на дну шољице нема никаквих промена ни код једног карданског вратила.
- На иглицама лежајева нема трагова хабања.

- На контактним површинама телескопа (клизног склопа), нема трагова хабања.
- Ни на једној од компоненти карданских вратила нема видљивих прслина.

Према резултатима испитивања са сигурношћу се може тврдити да су Карданова вратила ТИП 2 задовољила постављене услове у погледу трајности.

7.4 Испитивање на трајност зглобова карданских вратила

ТИП 3 ознаке 0.20.455.120810.1130

Испитивања су обављена на три (3) вратила типа 2. Пре започетог испитивања вршена је провера динамичке неуравнотежености за сва три (3) вратила, У том циљу вратила су у фирми СРБОАУТО уравнотежена на машини за уравнотежење *CHEMB* тип F3 према норми VDI 2060 у квалитету Q 16. Број обртаја уравнотежења је $n = 2800 \text{ min}^{-1}$.

Вредности заостале неуравнотежености су за:

- карданско вратило број 1 - 58 gcm.
- карданско вратило број 2 - 56 gcm.
- карданско вратило број 3 - 60 gcm.

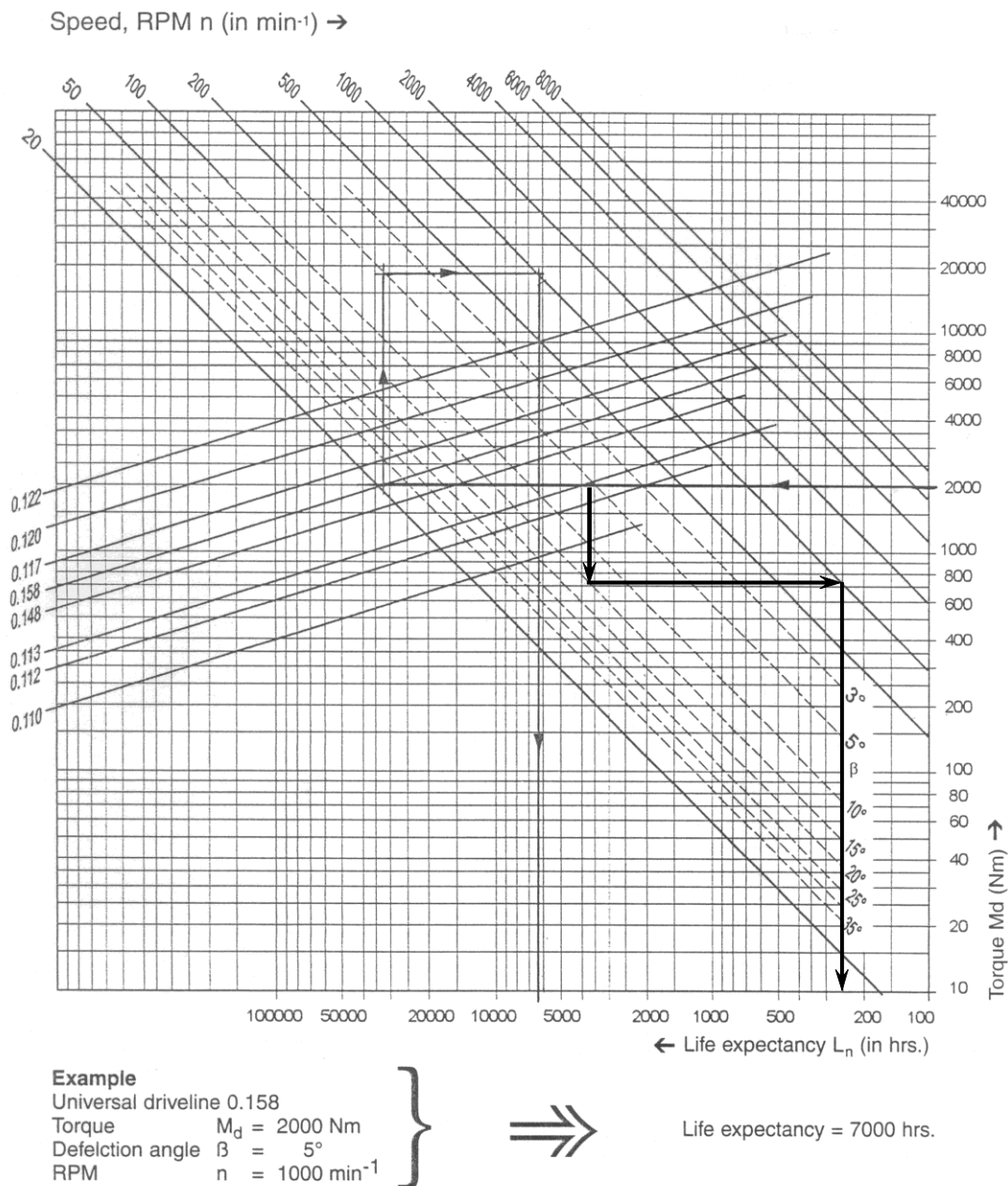
За оцену резултата испитивања на трајност карданских зглобова коришћен је дијаграм приказан на слици 37 (Life-expectancy diagram), који препоручује фирма *ELBE* из Немачке из кога се на основу претходно одабраних вредности обртног момента, броја обртаја и угла лома карданског вратила, одређује колико сати карданско вратило треба да издржи на пробном уређају без оштећења.

Вратило ознаке ТИП 2 је еквивалентно вратилу серије 0.113 за које фирма *ELBE* даје следеће вредности параметара радног века:

**ПРИЛОГ 1 – ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА ИСТРАЖИВАЊА
РАДНЕ СПОСОБНОСТИ КАРДАНОВИХ ВРАТИЛА**

- обртни момент $M_t = 2000 \text{ Nm}$
- број обртаја вратила $n = 1000 \text{ min}^{-1}$
- угао лома зглоба $\beta = 15^\circ$

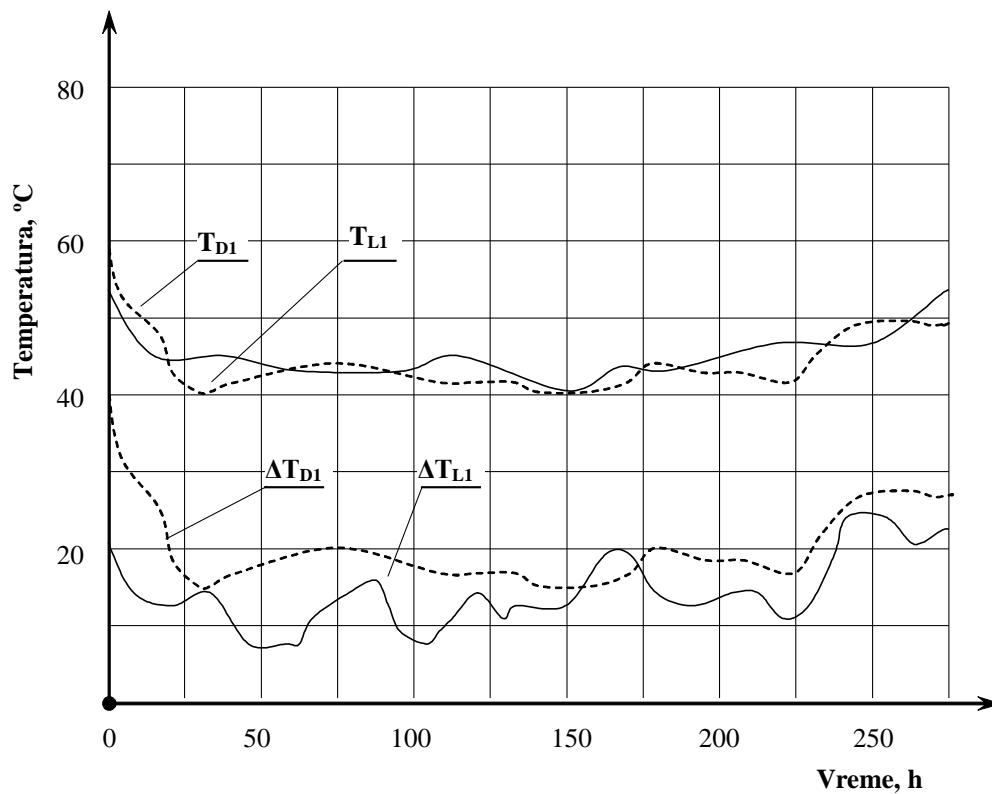
Користећи ове параметре добијамо време испитивања карданског вратила и оно износи 260 радних сати.



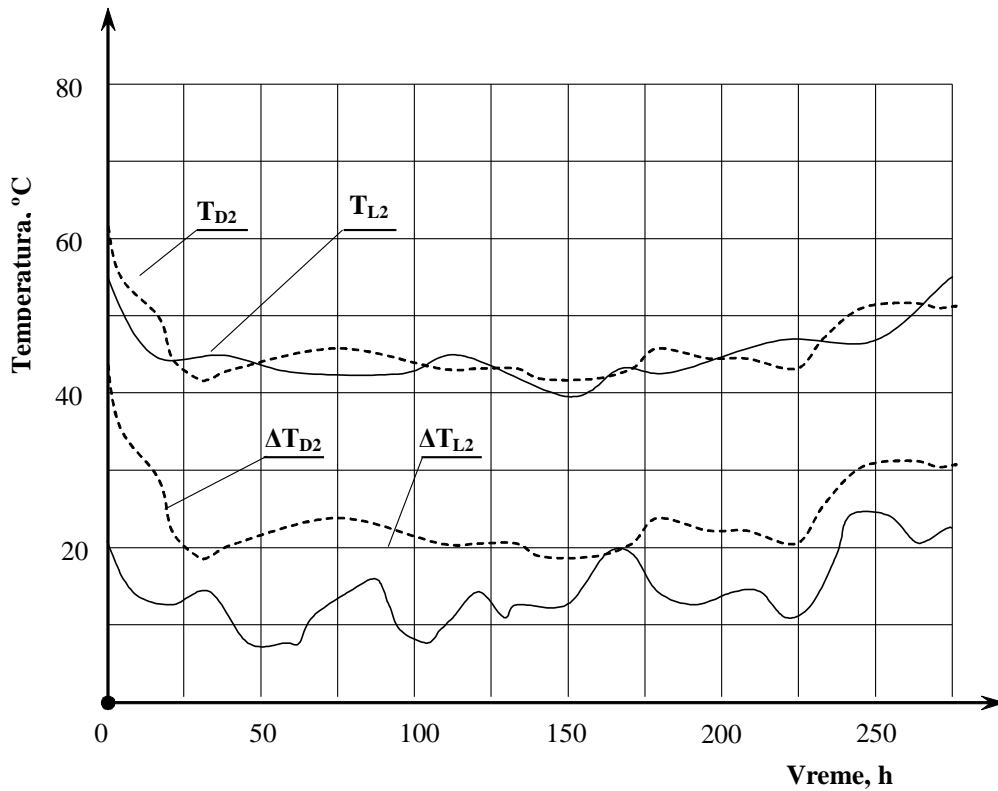
Procedure:
 Torque \rightarrow Joint size \rightarrow Defelction angle \rightarrow RPM \Rightarrow Life expectancy

Слика 37. Дијаграм очекиваног радног века (Life-expectancy diagram) фирме ELBE за Карданово вратило ТИП 3

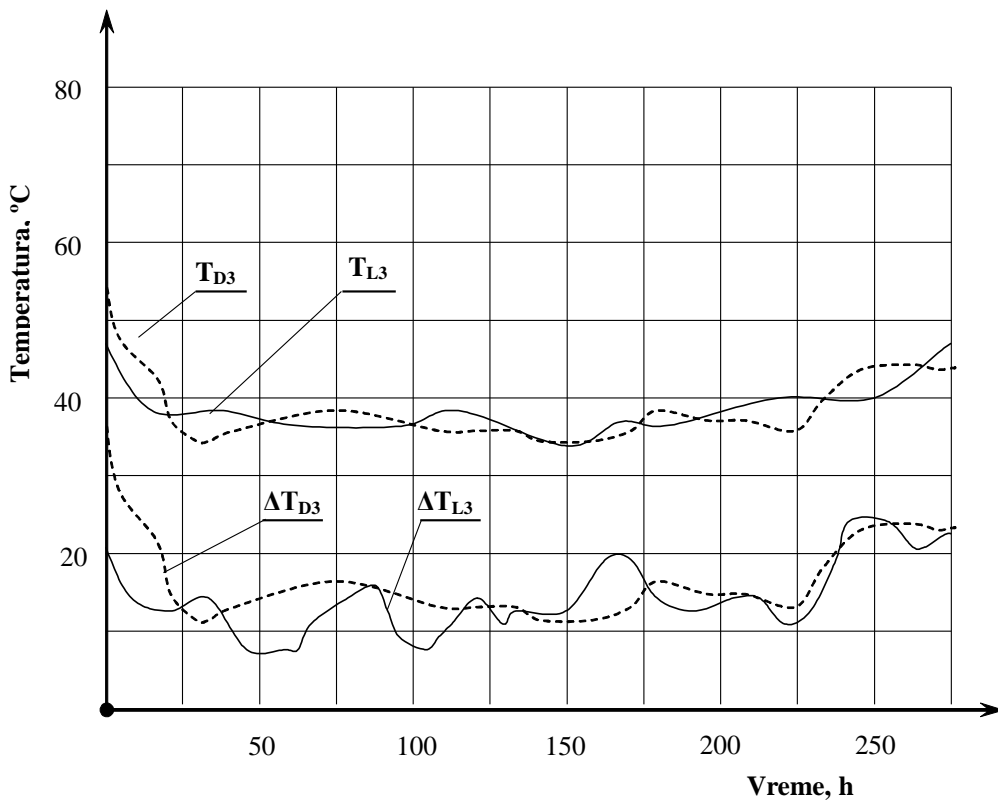
Ток промене средње температуре и промене средњег прираста температуре за карданско вратило бр. 1 (леви и десни зглоб) је дат на сл. 38, за карданско вратило бр. 2 на сл. 39 и за карданско вратило бр. 3 на сл. 40.



Слика 38. Дијаграм средње температуре T и средњег прираста температуре ΔT за карданско вратило бр. 1, ТИП 3



Слика 39. Дијаграм средње температуре T и средњег прираста температуре ΔT за карданско вратило бр. 2. ТИП 3



Слика 40. Дијаграм средње температуре T и средњег прираста температуре ΔT за карданско вратило бр. 3.

На основу добијених резултата могуће је извести следеће закључке :

- Код сва три карданска вратила највише температуре (на дну шољице) добијене су на самом почетку рада (фаза разрађивања). Средње температуре су биле $T_{sr} = 45 - 55^{\circ}\text{C}$, односно средњи прираст температуре је био $\Delta T = 23 - 43^{\circ}\text{C}$.
- Након 15 до 20 сати рада температуре су се снизиле на $T_{sr} = 27 - 30^{\circ}\text{C}$, а средњи прираст температуре је износио $\Delta T = 9 - 12^{\circ}\text{C}$, када су постигнуте најниже вредности, које су се задржале све до око осамдесет сати рада. После тога температуре бележе благи пораст, уз благе промене у уском дијапазону.
- Након 220 сати рада, када је завршено испитивање, средње температуре су биле $T_{sr} = 35 - 40^{\circ}\text{C}$ а средњи прираст температура ΔT , 20 – 25 $^{\circ}\text{C}$.

После извршеног испитивања извршена је контрола покретљивости зглобова и закључено је да сва три вратила имају увећану покретљивост зглобова, али у границама дозвољених зазора што је проверено и утврђено новим мерењима дебаланса које је сада износило:

- карданско вратило број 1 - 70 grcm.
- карданско вратило број 2 - 68 grcm.
- карданско вратило број 3 - 68 grcm.

Контролом у току рада закључено је да није у току испитивања дошло до истицања масти из зглобова, што значи да сва три вратила имају исправно заптивање лежаја. Након тога зглобови вратила су растављени у циљу утврђивања стања контактних површина и закључено је следеће:

- Код сва три карданска вратила на радијалним површинама рукаваца крстова и шољица приметни су у мањој мери трагови углачавања површина као прва фаза развоја процеса хабања уз незнатно смањење параметра Ra.
- На чеоној површини рукавца крста и на дну шољице нема никаквих промена ни код једног карданског вратила.
- На иглицама лежајева нема трагова хабања.

- На контактним површинама телескопа (клизног склопа), нема трагова хабања.
- Ни на једној од компоненти карданских вратила нема видљивих прелина.

Према резултатима испитивања може се закључити да су карданска вратила ТИП 3 задовољила постављене услове у погледу трајности.

7.5 Испитивање на трајност зглобова карданских вратила

ТИП 4 ознаке 0.10.68720.10088.1025

Испитивања су обављена на три (3) вратила типа 2. Пре започетог испитивања вршена је провера динамичке неуравнотежености за сва три (3) вратила, У том циљу вратила су у фирми СРБОАУТО уравнотежена на машини за уравнотежење *СHEMB* tip F3 према норми VDI 2060 у квалитету Q 16. Број обртаја уравнотежења је $n = 2800 \text{ min}^{-1}$.

Вредности заостале неуравнотежености су за:

- карданско вратило број 1 - 48 gcm.
- карданско вратило број 2 - 46 gcm.
- карданско вратило број 3 - 47 gcm.

За оцену резултата испитивања на трајност карданских зглобова коришћен је дијаграм приказан на слици 41 (Life-expectancy diagram), који препоручује фирма *ELBE* из Немачке из кога се на основу претходно одабраних вредности обртног момента, броја обртаја и угла лома карданског вратила, одређује колико сати карданско вратило треба да издржи на пробном уређају без оштећења.

Вратило ознаке ТИП 2 је еквивалентно вратилу серије 0.110 за које фирма *ELBE* даје следеће вредности параметара радног века:

- обртни момент $M_t = 800 \text{ Nm}$

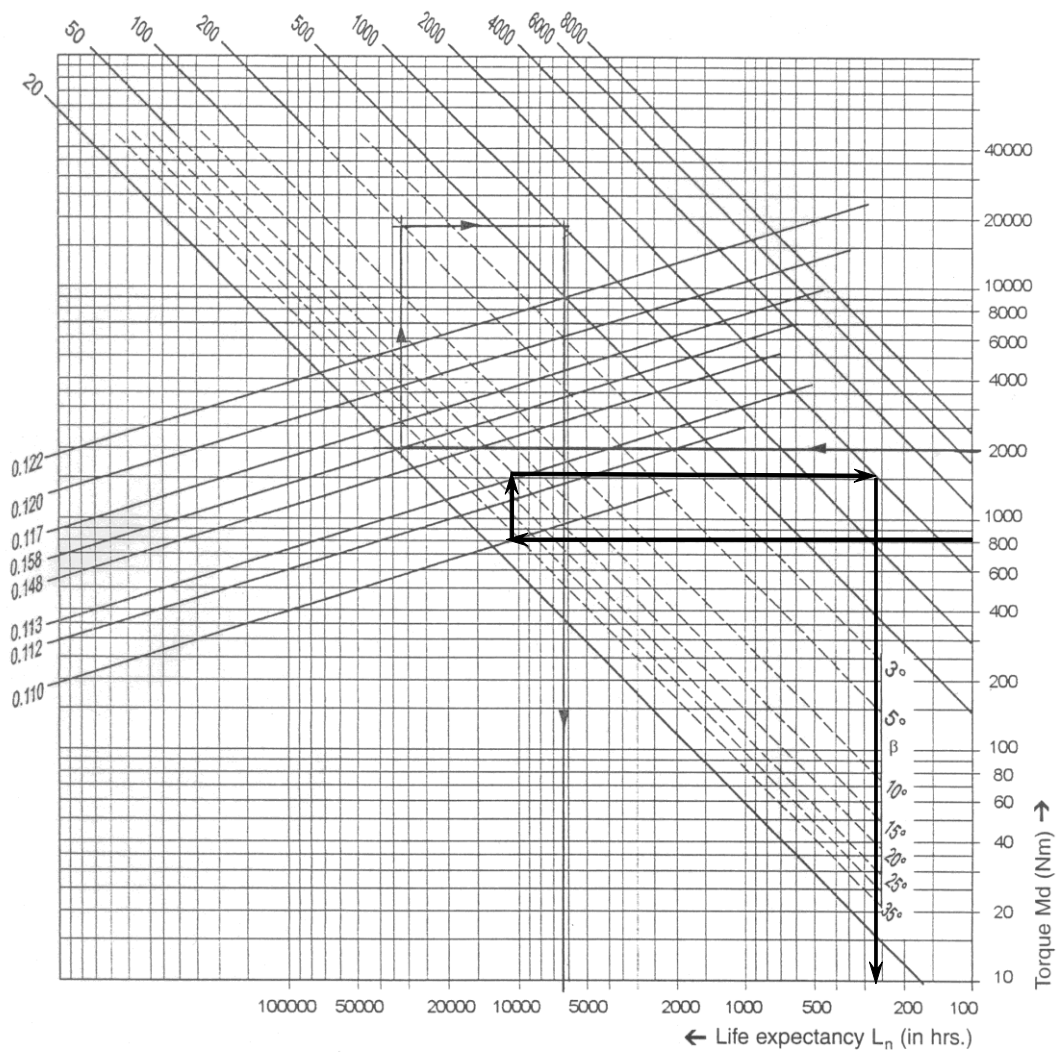
**ПРИЛОГ 1 – ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА ИСТРАЖИВАЊА
РАДНЕ СПОСОБНОСТИ КАРДАНОВИХ ВРАТИЛА**

- број обртаја вратила $n = 2000 \text{ min}^{-1}$
- угао лома зглоба $\beta = 20^\circ$

Користећи ове параметре добијамо време испитивања карданског вратила и оно износи 260 радних сати.

6.6 Life expectancy diagram, Roller bearing

Speed, RPM n (in min^{-1}) \rightarrow

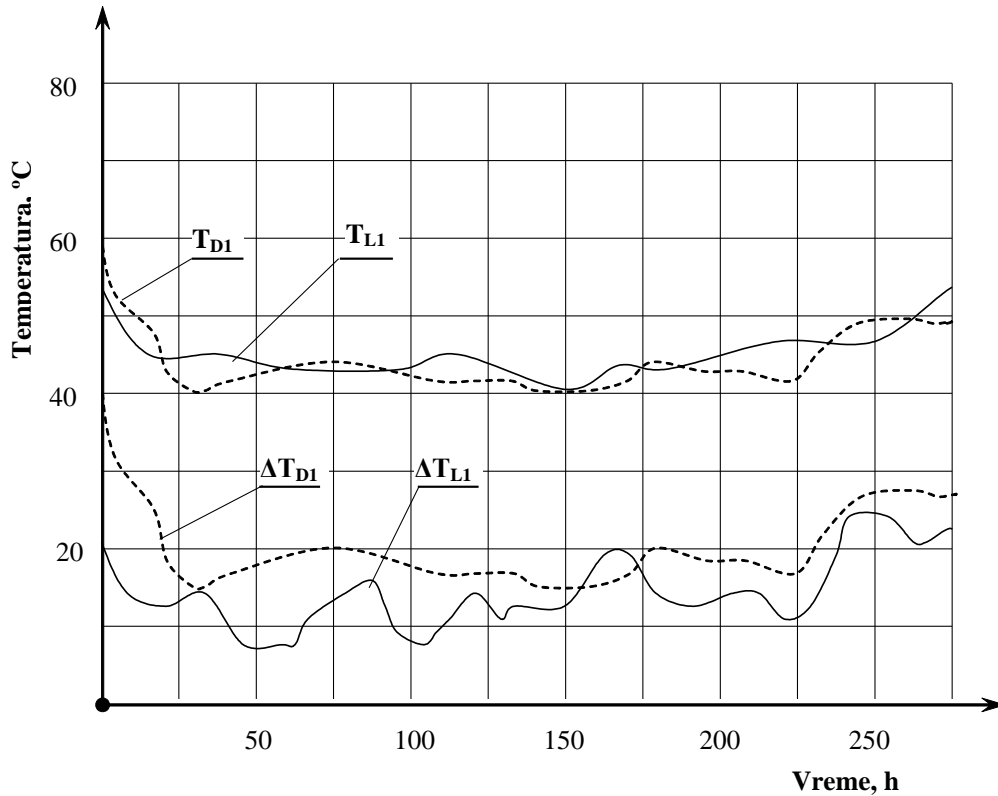


Example
 Universal driveline 0.158
 Torque $M_d = 2000 \text{ Nm}$
 Deflection angle $\beta = 5^\circ$
 RPM $n = 1000 \text{ min}^{-1}$ } \Rightarrow Life expectancy = 7000 hrs.

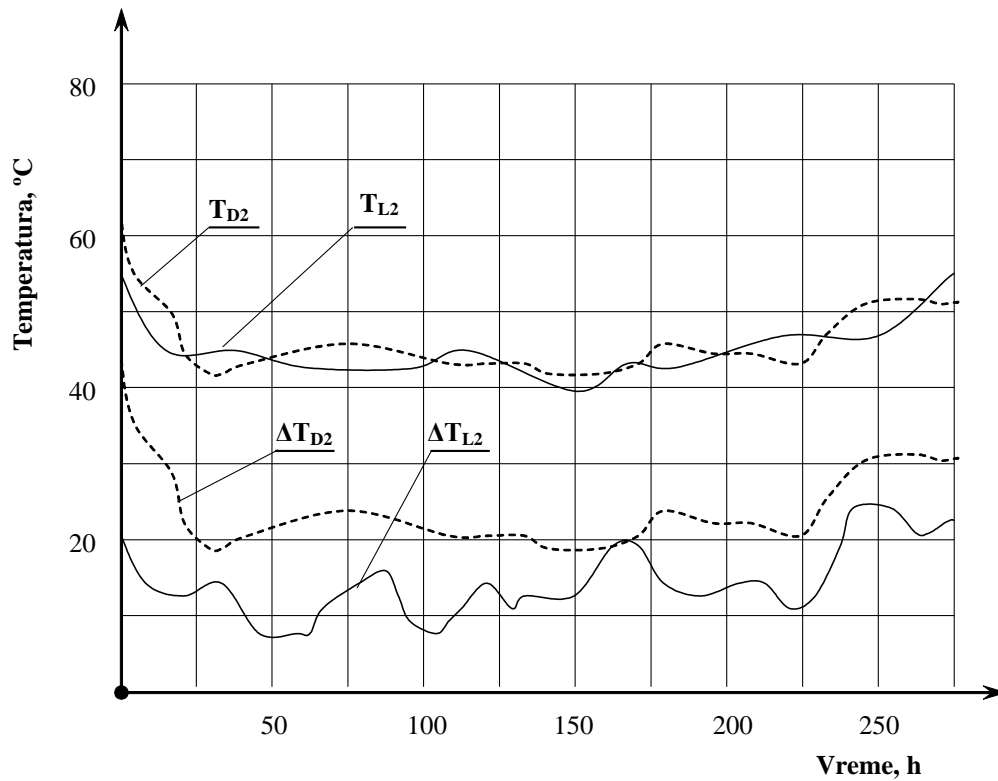
Procedure:
 Torque \rightarrow Joint size \rightarrow Deflection angle \rightarrow RPM \Rightarrow Life expectancy

Слика 41. Дијаграм очекиваног радног века (Life-expectancy diagram) фирме ELBE за Карданово вратило ТИП 4

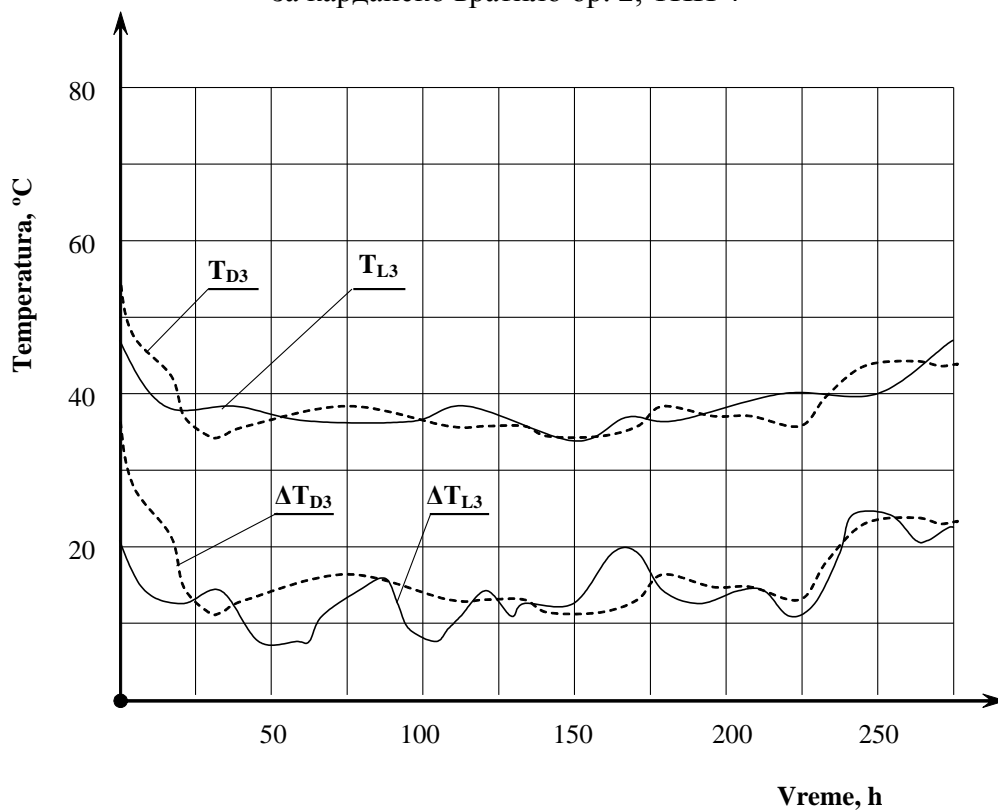
Ток промене средње температуре и промене средњег прираста температуре за карданско вратило бр. 1 (леви и десни зглоб) је дат на слици 42, за карданско вратило бр. 2 на слици 43, а за карданско вратило бр. 3 на слици 44.



Слика 42. Дијаграм средње температуре T и средњег прираста температуре ΔT за карданско вратило бр. 1, ТИП 4



Слика 43. Дијаграм средње температуре T и средњег прираста температуре ΔT за карданско вратило бр. 2, ТИП 4



Слика 44. Дијаграм средње температуре T и средњег прираста температуре ΔT за карданско вратило бр. 3, ТИП 4

На основу добијених резултата могуће је извести следеће закључке :

- Код сва три карданска вратила највише температуре (на дну шољице) добијене су на самом почетку рада (фаза разрађивања). Средње температуре су биле $T_{sr} = 45 - 55^{\circ}\text{C}$, односно средњи прираст температуре је био $\Delta T = 23 - 43^{\circ}\text{C}$.
- Након 15 до 20 сати рада температуре су се снизиле на $T_{sr} = 27 - 30^{\circ}\text{C}$, а средњи прираст температуре је износио $\Delta T = 9 - 12^{\circ}\text{C}$, када су постигнуте најниже вредности, које су се задржале све до око осамдесет сати рада. После тога температуре бележе благи пораст, уз благе промене у уском дијапазону.
- Након 220 сати рада, када је завршено испитивање, средње температуре су биле $T_{sr} = 35 - 40^{\circ}\text{C}$ а средњи прираст температура $\Delta T, 20 - 25^{\circ}\text{C}$.

После извршеног испитивања извршена је контрола покретљивости зглобова и закључено је да сва три вратила имају увећану покретљивост зглобова, али у границама дозвољених зазора што је проверено и утврђено новим мерењима дебаланса које је сада износило:

- карданско вратило број 1 - 50 grcm.
- карданско вратило број 2 - 48 grcm.
- карданско вратило број 3 - 49 grcm.

Контролом у току рада закључено је да није у току испитивања дошло до истицања масти из зглобова, што значи да сва три вратила имају исправно заптивање лежаја. Након тога зглобови вратила су растављени у циљу утврђивања стања контактних површина и закључено је следеће:

- Код сва три карданска вратила на радијалним површинама рукаваца крстова и шољица приметни су у мањој мери трагови углачавања површина као прва фаза развоја процеса хабања уз незнатно смањење параметра Ra.
- На чеоној површини рукавца крста и на дну шољице нема никаквих промена ни код једног карданског вратила.
- На иглицама лежајева нема трагова хабања.

- На контактним површинама телескопа (клизног склопа), нема трагова хабања.
- Ни на једној од компоненти карданских вратила нема видљивих прелина.

Према резултатима испитивања може се закључити да су Карданова вратила ТИП 4 задовољила постављене услове у погледу трајности.

8. ЗАКЉУЧЦИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛНИХ ИСПИТИВАЊА

На основу извршених свеобухватних испитивања и добијених резултата може се закључити да:

- Димензиона контрола утврђено је да су испитивана Карданова вратила ТИП-ова 1, 2, 3 и 4, у потпуности урађена према техничкој документацији. Визуелним прегледом после испитивања нису констатована видљива оштећења на карданским вратилима.
- Измерене вредности тврдоће на елементима склопа Карданових вратила сва 4 типа, у потпуности одговарају материјалима датим у техничкој документацији за сваки елемент понаособ.
- Након извршеног статичког торзионог испитивања Карданових вратила сва 4 типа, одређени су статички торзиони моменти на граници еластичних деформација (M_{tel}) са одговарајућим угловима увијања (φ_{el}), као и максимални статички торзиони моменти (M_{tmax}), са одговарајућим угловима увијања (φ_{max}).
- Динамичка торзиона испитивања сва 4 типа Карданових вратила извршена су на по 5 узорака од сваког типа. Испитивања су рађена према **Техничком упутству број 16–6810** фирме **IVECO**, а чији је циљ испитивања био да се да оцена сигурности Карданових вратила на динамичко торзионо оптерећење до нивоа највећег допуштеног трајног обртног момента. Експерименти су показаоли да су сва вратила издржала

број промена оптерећења од 500 000 циклуса. По растављању зглобова утврђено је, да није дошло до значајнијих оштећења, како на цилиндричним површинама, тако ни на челу рукавца крстова кардана. Анализом игличастих лежаја констатовано је да нема оштећења ни на кућишту лежаја ни на иглицама. Ни на осталим компонентама карданских вратила нису уочена никаква оштећења у виду напрстина или одвајања на завареним спојевима по обиму или уздужне прскотине у тачкама постављања плочица за уравнотежење.

- Испитивањем на трајност, односно век трајања сва 4 типа Карданових вратила, која су рађена према **TU број 16-6815** фирме **IVECO**, а на основу дијаграма фирме *ELBE* из Немачке, констатовано је да у току испитивања није дошло до истицања масти из зглобова, што значи да испитивана карданска вратила имају исправно заптивање лежаја. Исто тако, на чеоној површини рукавца крста, на дну шољице, на иглицама лежајева, као и контактним површинама телескопа (клизног склопа) нема трагова хабања. Једино су на радијалним површинама рукаваца крстова и шољица приметни у мањој мери трагови углачавања површина као прва фаза развоја процеса хабања.

ПРИЛОГ 2

Ко је био Ђироламо Кардан?



Ђироламо Кардан (*Gerolamo Cardano* или *Girolamo Cardano*, односно на латинском *Hieronymus Cardanus*, 24. септембар 1501. – 21. септембар 1576.) је био славни италијански ренесансни математичар, лекар, астролог и коцкар.

Рођен је у Павији у Италији као ванбрачно, непризнато дете од оца Фазија Кардана (*Fazio Cardano*), математички надареног правника, пријатеља Леонарда да Винчија. На Универзитет у Павији уписује се 1520. године као студент медицине. Његов ексцентрични и бунтовнички стил живота није му донео пуно пријатеља, тако да је и имао потешкоћа да нађе посао након завршених студија. Током 1525. непрестано покушава да се упише на „Лекарски факултет” у Милану, што му није дозвољено због његове лоше репутације и ванбрачног рођења – што је у то време био велики сталешки хендикеп.

Током своје праксе, некокао успева да поврати углед као лекар, чије су услуге биле високо вредноване на дворовима. У литератури се наводи да је први је описао Тифусну грозницу.

Данас, Ђ. Кардан се највише везује за своја достигнућа у алгебри. Објавио је начин решавања кубне и једначине четвртог степена, у својој књизи „*Ars magna*”, 1545. године. Рачун специфичног решења кубне једначине типа $x^3 + ax = b$ признат му је од његовог супарника *Niccolo Fontana Tartaglia*, а описан у његовој књизи, где се такође наводи да је коначни поступак решавања једначине

четвртог степена везан за Кардановог студента Лодовика Ферарија (*Lodovico Ferrari*). У истој књизи се цитира да је увео постојање, онога што ми данас називамо имагинарни број, мада је умро неразумевајући његове особине.

Током живота веома често је био без новца јер је био стравствени коцкар и шахиста. Своју књигу „Игре на срећу” (*Liber de ludo aleae*), Кардан је написао 1560. године, али је објављена тек након његове смрти 1663. У њој је први пут систематично коришћена теорија вероватноће, као и опис метода варања.

Ђироламо Кардан је изумео више механичких уређаја, односно усавршио већ постојеће идеје: комбинацијску браву (брава са шифром), „Карданове прстенове” – (*gimbal*) – механизам од три концентрична прстена који дозвољавају да компас или жироскоп унутар њих слободно ротирају у три управне равни, као и карданско вратило са универзалним зглобовима, који дозвољавају пренос обртног кретања и момента под различитим угловима. Такође има неколико доприноса у хидродинамици. Подржавао је став да не постоји непрекидно-бесконечно кретање (*perpetual motion*) на којем се заснивају перпетум мобиле уређаји, из овога је искључио небеска тела.

Објавио је две енциклопедије природних наука, које садрже велики број изума, научних чињеница, као и надприродне претпоставке и сујеверја.

Увео је, данас познату „Карданову решетку” 1550. године, криптографски алат значајан за историјски развој образовања глувих. Он је био један од првих који је одбацио предрасуде и доказивао, супротно тадашњем веровању, да глуви људи могу да уче, без знања говорног језика.

Оптужен је 1570. године за јерес јер је прорачунао и објавио хороскоп Исуса Христа. Преселивши се у Рим, од Папе Грегора XIII добио је доживотну апанажу коју му је раније укинуо Папа Пиус V. Ту је завршио своју аутобиографију. Интересантно је, да је умро 21. септембра 1576. године, тачно на дан који је далеко раније био предсказан у његовом хороскопу.

Објављена дела:

- De malo recentiorum medicorum usu libellus, Venice, 1536 (из медицине).
- Practica arithmetice et mensurandi singularis, Milan, 1539 (из математике).
- Artis magna, sive de regulis algebraicis (позната као Арс магна), Nuremberg, 1545 (из алгебре).
- De immortalitate (из алхемије).
- Opus novum de proportionibus (из механике).
- Contradicentium medicorum (из медицине).
- De subtilitate rerum, Nuremberg, Johann Petreius, 1550 (коментари природних феномена).
- De libris propriis, Leiden, 1557 (коментари).
- De varietate rerum, Basle, Heinrich Petri, 1559 (објашњења природних феномена).
- Opus novum de proportionibus numerorum, motuum, ponderum, sonorum, aliarumque rerum mensurandarum. Item de aliza regula, Basel, 1570.
- De vita propria, 1576 (аутобиографија).
- Liber de ludo aleae, posthumno izdanje (из вероватноће).

Коришћена литература [98 - 103]

БИОГРАФИЈА

Мр Зоран Стаменић је рођен 10.07.1961. године у Београду. Основну школу, као и гимназију завршио је Београду. Дипломирао је на Машинском факултету у Београду, на Катедри за Ваздухопловство 1991. године. Специјалистичке студије, на смеру Заваривање је уписао 1991. године, а рад одбранио 1992. године под насловом: **„Анализа распростирања и метода приближног одређивања заосталих напона код равне плоче после заваривања”**. Магистарске студије на смеру Материјали и заваривање Мр Зоран Стаменић је завршио 1998. године и одбранио рад под називом: **„Утицај површинског ојачавања пескарењем на расподелу заосталих напона при различитом степену савијања термички обрађених опружних челика”**.

Мр Зоран Стаменић је 1991. године, као инжењер конструктор, засновао радни однос у приватном предузећу „Фантазија 2000” за производњу и уградњу машина за сладолед и опреме за угоститељство и прехранбену индустрију. Почетком 1992. године запошљава се на Машинском факултету на Катедри за Технологију материјала као стручни сарадник. На том месту је поред ангажовања око истраживања и сарадње са привредом био активно укључен у извођењу наставе из предмета Машински материјали.

У ратним временима, 1994. године, изводио је наставу на Универзитету „Никола Тесла” у Книну из предмета Машински материјали.

На Катедри за опште машинске конструкције Машинског факултета Универзитета у Београду, Мр Зоран Стаменић се запошљава 1999. године у звању асистента за предмете Машински елементи и Основе конструисања. Такође је био ангажован у извођењу наставе на Војној академији – одсек логистика у Жаркову где је држао аудиторне, самосталне и лабораторијске вежбе из Машинских елемената. Одлукама Научно-наставног већа Машинског факултета 2003., 2007. и 2011. године, реизабран је у звање асистента за ужу научну област Опште машинске конструкције. На том радном месту мр Зоран Стаменић налази се и данас. Укључен у извођењу наставе из предмета: Машински елементи 1, Машински елементи 2, Основе конструисања, Конструисање М, Технички прописи и стандарди, Репарација машинских делова и конструкција. Секретар је Катедре за опште машинске конструкције. Био је члан комисија за преглед, оцену и одбрану четири

дипломска рада.

Мр Зоран Стаменић је члан тима организатора и предавача на “Акредитованом семинару за стручно усавршавање наставника у средњим школама за предмете Машински елементи, Конструисање и Испитивање машинских конструкција” као и семинара “Одржавање котрљајних лежаја” за стручно усавршавање запослених у привреди.

1994.-1997. био је члан Комисије за увођење и одржавање информационог система студентске службе и члан Комисије за формирање студентског рачунског центра (РЦМФ).

1999. године, био је члан „Експертског тима за мала и средња предузећа” при МНТ РС.

2008. године, био је члан експертског тима при Влади Републике Србије, Министарства економије и регионалног развоја, за писање [Правилника о безбедности машина](#).

2004. – 2009. године члан је Комисије за презентацију студија и члан уписне Комисије Машинског факултета у Београду.

2009. године, био је председник уписне Комисије Машинског факултета у Београду.

Аутор/коаутор је 36 научно-стручних радова и два издања стручне литературе. Учесник је на 12 пројеката финансираних од стране Министарства за науку Републике Србије.

Мр Зоран Стаменић је члан следећих друштава: Југословенског друштва за машинске елементе и конструкције (ЈУДЕКО), Југословенског друштва за трибологију, Serbian Society of Mechanics, EMS - European Microscopy Society, члан ДИВК и ДУЗ-а.

Бави се авиомакетарством. Ожењен је, и отац двоје деце – Тамаре (1991) и Луке (1997).

Прилог 1.

Изјава о ауторству

Потписани-а _____ Зоран В. Стаменић _____

број индекса _____

Изјављујем

да је докторска дисертација под насловом

Истраживање утицаја расподеле оптерећења експлоатационих услова
на радну способност карданових спојница

- резултат сопственог истраживачког рада,
- да предложена дисертација у целини ни у деловима није била предложена за добијање било које дипломе према студијским програмима других високошколских установа,
- да су резултати коректно наведени и
- да нисам кршио/ла ауторска права и користио интелектуалну својину других лица.

Потпис докторанда

У Београду, _____ 11.06.2012. _____



Прилог 2.

Изјава о истоветности штампане и електронске верзије докторског рада

Име и презиме аутора _____ Зоран В. Стаменић _____

Број индекса _____

Студијски програм _____

Наслов рада _____ Истраживање утицаја расподеле оптерећења _____

_____ експлоатационих услова на радну способност карданових спојница _____

Ментор _____ Др Милета Ристивојевић _____

Потписани/а _____ Зоран В. Стаменић _____

Изјављујем да је штампана верзија мог докторског рада истоветна електронској верзији коју сам предао/ла за објављивање на порталу **Дигиталног репозиторијума Универзитета у Београду**.

Дозвољавам да се објаве моји лични подаци везани за добијање академског звања доктора наука, као што су име и презиме, година и место рођења и датум одбране рада.

Ови лични подаци могу се објавити на мрежним страницама дигиталне библиотеке, у електронском каталогу и у публикацијама Универзитета у Београду.

У Београду, _____ 11.06.2012. _____

Потпис докторанда



Прилог 3.

Изјава о коришћењу

Овлашћујем Универзитетску библиотеку „Светозар Марковић“ да у Дигитални репозиторијум Универзитета у Београду унесе моју докторску дисертацију под насловом:

Истраживање утицаја расподеле оптерећења експлоатационих услова

на радну способност карданових спојница

која је моје ауторско дело.

Дисертацију са свим прилозима предао/ла сам у електронском формату погодном за трајно архивирање.

Моју докторску дисертацију похрањену у Дигитални репозиторијум Универзитета у Београду могу да користе сви који поштују одредбе садржане у одабраном типу лиценце Креативне заједнице (Creative Commons) за коју сам се одлучио/ла.

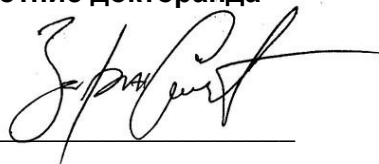
① Ауторство

2. Ауторство - некомерцијално
3. Ауторство – некомерцијално – без прераде
4. Ауторство – некомерцијално – делити под истим условима
5. Ауторство – без прераде
6. Ауторство – делити под истим условима

(Молимо да заокружите само једну од шест понуђених лиценци, кратак опис лиценци дат је на полеђини листа).

У Београду, _____ 11.06.2012.

Потпис докторанда



1. Ауторство - Дозвољавате умножавање, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, и прераде, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце, чак и у комерцијалне сврхе. Ово је најслободнија од свих лиценци.
2. Ауторство – некомерцијално. Дозвољавате умножавање, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, и прераде, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце. Ова лиценца не дозвољава комерцијалну употребу дела.
3. Ауторство - некомерцијално – без прераде. Дозвољавате умножавање, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, без промена, преобликовања или употребе дела у свом делу, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце. Ова лиценца не дозвољава комерцијалну употребу дела. У односу на све остале лиценце, овом лиценцом се ограничава највећи обим права коришћења дела.
4. Ауторство - некомерцијално – делити под истим условима. Дозвољавате умножавање, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, и прераде, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце и ако се прерада дистрибуира под истом или сличном лиценцом. Ова лиценца не дозвољава комерцијалну употребу дела и прерада.
5. Ауторство – без прераде. Дозвољавате умножавање, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, без промена, преобликовања или употребе дела у свом делу, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце. Ова лиценца дозвољава комерцијалну употребу дела.
6. Ауторство - делити под истим условима. Дозвољавате умножавање, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, и прераде, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце и ако се прерада дистрибуира под истом или сличном лиценцом. Ова лиценца дозвољава комерцијалну употребу дела и прерада. Слична је софтверским лиценцама, односно лиценцама отвореног кода.