



УНИВЕРЗИТЕТ У НОВОМ САДУ
ФАКУЛТЕТ ТЕХНИЧКИХ НАУКА У
НОВОМ САДУ



Драгомир Миљанић

**Пројектовање елемената прибора са
аспекта носивости и попустљивости
њихових контаката са радним
предметом**

ДОКТОРСКА ДИСЕРТАЦИЈА

Нови Сад, 2015



УНИВЕРЗИТЕТ У НОВОМ САДУ ● ФАКУЛТЕТ ТЕХНИЧКИХ НАУКА
21000 НОВИ САД, Трг Доситеја Обрадовића 6

КЉУЧНА ДОКУМЕНТАЦИЈСКА ИНФОРМАЦИЈА

Редни број, РБР:	
Идентификациони број, ИБР:	
Тип документације, ТД:	Монографска публикација
Тип записа, ТЗ:	Текстуални штампани материјал
Врста рада, ВР:	Докторска дисертација
Аутор, АУ:	Драгомир Миљанић
Ментор, МН:	Ђорђе Вукелић
Наслов рада, НР:	Пројектовање елемената прибора са аспекта носивости и попустљивости њихових контаката са радним предметом
Језик публикације, ЈП:	Српски
Језик извода, ЈИ:	Српски / Енглески
Земља публикавања, ЗП:	Србија
Уже географско подручје, УГП:	Војводина
Година, ГО:	2015
Издавач, ИЗ:	Ауторски репринт
Место и адреса, МА:	Никшић, Требјешка 6
Физички опис рада, ФО: (поглавља/страна/ цитата/табела/слика/графика/прилога)	10 / 189 / 221 / 28 / 56 / 0 / 3
Научна област, НО:	Машинско инжењерство
Научна дисциплина, НД:	Производно машинство
Предметна одредница/Кључне речи, ПО:	Прибор, пројектовање, оптимизација
УДК	
Чува се, ЧУ:	Библиотека Факултета техничких наука у Новом Саду
Важна напомена, ВН:	
Извод, ИЗ:	<p>У докторској дисертацији је приказана нова методологија за пројектовање и оптимизацију конструкције елемената прибора. Пројектовани су и реализовани уређаји који омогућавају испитивање носивости и попустљивости контакта између елемената прибора и радног предмета у статичким и динамичким условима оптерећења. У истраживањима је симулиран процес стезања елементима са специјално пројектованим завршетком и праћена је носивост и попустљивост споја између елемената прибора и радног предмета. Утврђено је да стандардни елементи за стезање са равним челом у односу на специјално пројектоване елементе имају значајно мању носивост и попустљивост. Позитивни ефекти примене елемената за стезање са специјално пројектованим завршетком огледају се у повећању поузданости, тачности и продуктивности машинске обраде.</p>
Датум прихватања теме, ДП:	2013
Датум одбране, ДО:	2015
Чланови комисије, КО:	Председник: др Јанко Ходолич, редовни професор
	Члан: др Бранко Тадић, редовни професор
	Члан: др Горан Шимуновић, редовни професор
	Члан: др Милован Лазаревић, доцент
	Члан, ментор: др Ђорђе Вукелић, доцент

Потпис ментора



UNIVERSITY OF NOVI SAD • FACULTY OF TECHNICAL SCIENCES

21000 NOVI SAD, Trg Dositeja Obradovića 6

KEY WORDS DOCUMENTATION

Accession number, ANO :	
Identification number, INO :	
Document type, DT :	Monographic publication
Type of record, TR :	Textual material printed
Contents code, CC :	Dr Sc Thesis
Author, AU :	Dragomir Miljanic
Mentor, MN :	Djordje Vukelic
Title, TI :	Design of fixture elements from the aspect of fixture-workpiece interface load capacity and compliance
Language of text, LT :	Serbian
Language of abstract, LA :	Serbian / English
Country of publication, CP :	Serbia
Locality of publication, LP :	Vojvodina
Publication year, PY :	2015
Publisher, PB :	Authors reprint
Publication place, PP :	Niksic, Trebjeska 6
Physical description, PD : (chapters/pages/ref./tables/pictures/graphs/appendixes)	10 / 189 / 221 / 28 / 56 / 0 / 3
Scientific field, SF :	Mechanical Engineering
Scientific discipline, SD :	Production Engineering
Subject/Key words, S/KW :	Fixture, design, optimization
UC	
Holding data, HD :	Library of the Faculty of Technical Sciences
Note, N :	
Abstract, AB :	Presented in this doctoral dissertation is a new methodology for the design and optimization of fixture elements. Special device is designed and manufactured to test load capacity and interface compliance between fixture elements and workpiece under static and dynamic loads during machining. The research process is simulated by specially designed clamping elements and monitored for load capacity and interface compliance between fixture elements and workpiece. It was found that the standard clamping elements with flat clamping surface have a significantly lower load capacity and interface compliance in comparison with the specially designed clamping elements. Application of the specially designed clamping elements results in increased reliability, accuracy and machining productivity.
Accepted by the Scientific Board on, ASB :	2013
Defended on, DE :	2015
Defended Board, DB :	President: Dr. Sc. Janko Hodolic, full professor
	Member: Dr. Sc. Branko Tadic, full professor
	Member: Dr. Sc. Goran Simunovic, full professor
	Member: Dr. Sc. Milovan Lazarevic, assistant professor
	Member, Mentor: Dr. Sc. Djordje Vukelic, assistant professor

Mentor's sign

PREDGOVOR

Rezultati istraživanja izloženi u ovom radu, proizašli si iz višegodišnjeg naučno-istraživačkog i stručnog rada autora u oblasti postupaka projektovanja u mašinskoj industriji, posebno u delu koji se odnosi na pribore.

Istraživanja sprovedena u doktorskoj disertaciji se mogu podeliti na dve celine.

Prva celina je teoretskog karaktera i sadrži detaljan prikaz istraživane oblasti sa analizom trenutnog stanja u istraživačkoj oblasti. Na osnovu kritičkog osvrta na dosadašnja istraživanja definisan je problem, cilj istraživanja, kao i odgovarajuće hipoteze.

Druga celina rada je bazirana na sopstvenom istraživanju. Prvo na modelovanju i numeričkim proračunima nosivosti i popustljivosti tangencionalno opterećenih kontakata elemenata pribora i radnog predmeta, a potom i na eksperimentalnoj proveri predložene metodologije, kao i na analizi i diskusiji dobijenih rezultata.

Posebnu celinu doktorske disertacije čine tri priloga u kojima je prikazana merna instrumentacija za merenje nosivosti i popustljivosti kontakta između radnog predmeta i elemenata pribora u statičkim i dinamičkim uslovima opterećenja, kao i dijagrami promene tangencijalnih sila i pomeranja za različite uslove eksperimenta.

Prijatna mi je dužnost da izrazim veliku zahvalnost članovima komisije dr Janku Hodoliću, dr Branku Tadiću, dr Goranu Šimunoviću, dr Milovanu Lazareviću i mentoru dr Đorđu Vukeliću. Njihove su sugestije, saveti i podrška imali presudan uticaj na konačna rešenja prikazana u ovom radu.

Autor koristi ovu priliku da se zahvali svojim prijateljima koji su na bilo koji način pomogli pri izradi ovog rada.

Takođe, izražavam posebnu zahvalnost svojoj porodici na razumevanju i pomoći kada mi je to najviše trebalo. Zato ovaj rad smatram i njihovom uspehom.

Autor

SADRŽAJ

1.	Uvod	1
1.1.	Uticajni faktori na projektovanje pribora	5
1.2.	Elementi pribora	7
1.3.	Osnovna pravila pri projektovanju pribora	11
2.	Pregled postojećeg stanja u području projektovanja pribora i njegovih elemenata	14
3.	Problem i cilj istraživanja	21
4.	Statička i dinamička nosivost i popustljivosti kontakata elemenata pribora i radnog predmeta	24
4.1.	Nosivost i popustljivost u konstrukcijama pribora	24
4.2.	Nosivost i popustljivost između elemenata pribora i radnog predmeta	28
4.3.	Uticaj geometrije kontakta na nosivost i popustljivost između elemenata pribora i radnog predmeta	30
5.	Modelovanje i numerički proračuni nosivosti i popustljivosti kontakata elemenata pribora i radnog predmeta	38
5.1.	Modelovanje kontakta između elementa za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina i radnog predmeta	40
5.2.	Modelovanje kontakta između elementa za stezanje sa sferičnim čelom i radnog predmeta	43
5.3.	Modelovanje kontakta između elementa za stezanje sa čelom u obliku kupe i radnog predmeta	46
5.4.	Numerički proračuni kontakta između specijalno projektovanih elementa za stezanje i radnog predmeta	48

6.	Eksperimentalna istraživanja nosivosti i popustljivosti kontakata između elemenata pribora i radnog predmeta	56
6.1.	Karakteristike elemenata za stezanje i radnih predmeta upotrebljenih u eksperimentalnim istraživanjima	56
6.2.	Merna instrumentacija korišćena u uslovima statičkih opterećenja	57
6.3.	Rezultati istraživanja u uslovima statičkih opterećenja	60
6.4.	Merna instrumentacija korišćena u uslovima dinamičkih opterećenja	75
6.5.	Rezultati istraživanja u uslovima dinamičkih opterećenja	78
7.	Diskusija	92
8.	Zaključci	109
9.	Literatura	114
10.	Prilozi	134
10.1.	Prilog 1. Uređaj za merenje u statičkim uslovima opterećenja ..	134
10.2.	Prilog 2. Uređaj za merenje u dinamičkim uslovima opterećenja	143
10.3.	Prilog 3. Dijagrami promene tangencijalnih sila i pomeranja	148

1. UVOD

Savremeni proizvodni sistemi u mašinskoj industriji odlikuju se proširenjem asortimana proizvoda, visokom frekvencijom promene programa proizvodnje, zahtevima za stalnim poboljšanjem kvaliteta proizvoda, smanjenjem rokova i troškova njihove izrade, stalnom potrebom podizanja tehnološkog nivoa proizvoda itd. [3].

Jedna od najvažnijih karakteristika savremenog proizvodnog sistema jeste sposobnost da se u što kraćem vremenu projektuje i proizvede mnoštvo visokokvalitetnih proizvoda. Brzo lansiranje novog proizvoda na tržište, pre nego što to učini konkurencija, predstavlja ključni faktor u obezbeđivanju većeg dela tržišta i viših profitnih stopa. Često su u prvom planu pojedinačna i maloserijska proizvodnja kao rezultat želje potrošača za raznovrsnom ponudom. To sve uslovljava razvoj fleksibilne, agilne proizvodnje koja je sposobna da se brzo prilagodi novim proizvodnim programima [185].

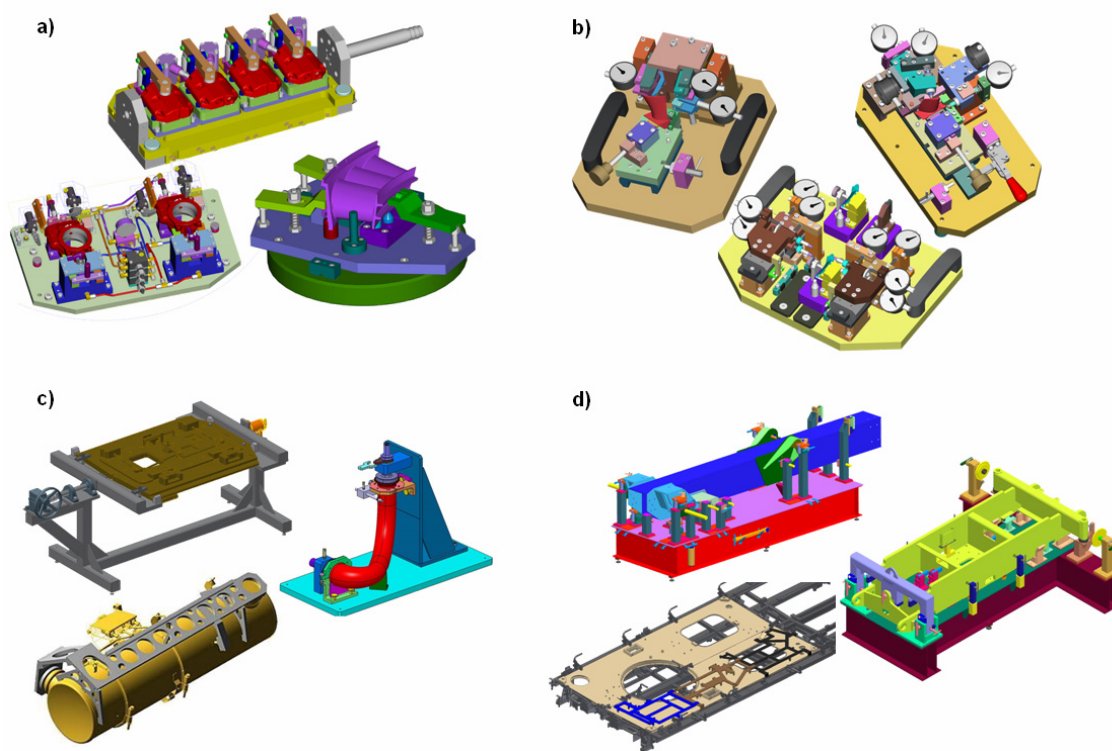
Ključni aspekt u razvoju proizvoda jesu faze konceptijskog i detaljnog projektovanja u kojima treba da dođe do stvaranja i vrednovanja ideja za novi proizvod. To može biti dugačak, kompleksan i neretko iterativan proces, koji obuhvata sledeće etape [183]:

- identifikaciju potrebe za nekim proizvodom,
- stvaranje početnih ideja za potencijalno rešenje,
- vrednovanje tih ideja,
- korekciju tih ideja i definisanje dopunskih detalja,
- testiranje ideja u cilju daljeg vrednovanja,
- proizvodnju kompletne specifikacije za odabrano rešenje,
- pripremu neophodne dokumentacije, kao što su radionički crteži, liste potrebnih materijala itd.

Iz navedenog se uočava da je potrebno ne samo projektovati proizvod, već da to mora biti učinjeno i adekvatnim sredstvima za proizvodnju. Pri projektovanju

odgovarajuće tehnološke pripreme proizvodnje svi gore navedeni koraci moraju biti ponovljeni. Očigledno je da troškovi i kašnjenja koji se mogu javiti u toku izrade projektnog rešenja, kako za proizvod, tako i za pripremu proizvodnje, mogu loše delovati na sposobnost preduzeća da zadovolji zahteve tržišta.

Usled strogih zahteva tržišta i intenzivnog razvoja nauke, tehnike i novih tehnologija, nivo i trend daljeg razvoja tehnoloških procesa obrade u industriji prerade metala posmatraju se u svetlu svih činilaca koji ih sačinjavaju i njihovih međusobnih odnosa. Činioci koji najviše utiču na kvalitet tehnoloških rešenja su: vrsta priprema, obradni procesi, redosled operacija, mašine, strukture operacija, koncentracija operacija i zahvata, alati, pribori, merila i drugo. Da bi tehnološka rešenja podigli na viši nivo, sve ove elemente potrebno je optimalno rešiti. U lancu faktora uticajnih na izlazne efekte proizvodnih procesa veliki značaj imaju pribori [4].



Slika 1.1 Pribori.

a) mašinska obrada, b) kontrola, c) montaža, d) zavarivanje.

Da bi se na određenom radnom predmetu mogla vršiti obrada rezanjem zahtevane površine ili površina odgovarajućim alatima, potrebno je da se na pogodnoj mašini alatki najpre postave radni predmet i alat na one elemente mašine koji će im dati odgovarajuća kretanja (glavna i pomoćna) nužna za vršenje obrade. Pri tome i radni predmet i alat treba da na odgovarajućim elementima mašine alatke zauzmu

određene položaje, kako u odnosu na same elemente mašine tako i u međusobnim položajnim odnosima, da bi se omogućila obrada zahtevanih površina. Takvi se položaji moraju održati sve vreme obrade pogodnim stezanjem suprodstavljajući se dejstvu svih sila koje deluju na radni predmet, odnosno alat u toku obrade. To važi ne samo za mašinsku obradu, već i za bilo koju drugu obradu, postupak ili radnju koja se vrši na radnom predmetu, kao na primer: za ručne obrade doterivanja ili montaže, zatim za termičku obradu, površinsku zaštitu, zavarivanje, kontrolu, itd. [72, 73, 184].

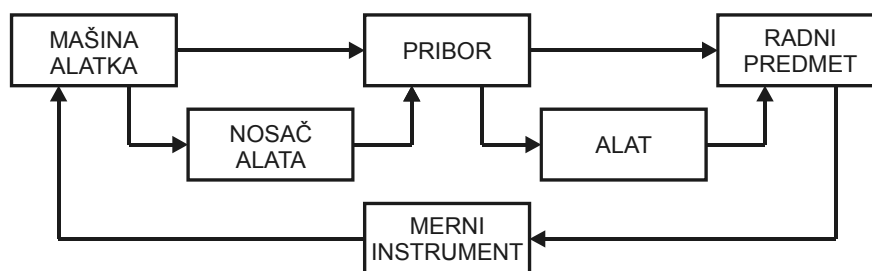
Postavljanje i stezanje radnog predmeta i alata u radnom položaju vrši se posredstvom posebne opreme ili sredstava za proizvodnju, koja nazivamo opštim imenom pribori.

Prema napred navedenom, osnovni zadaci pribora su [57]:

- da prihvate radni predmet ili alat na određene elemente mašine alatke ili radnog mesta uopšte,
- da obezbede međusobne položajne odnose između radnog predmeta i alata,
- da radni predmet ili alat dovoljno čvrsto stegnu u cilju održavanja potrebnih položaja u toku obrade uprkos dejstvu svih sila koje ih napadaju.

U kategoriju pribora mogu se uvrstiti sva ona sredstva za proizvodnju koja služe za određivanje položaja i stezanje radnih predmeta ili alata pri čemu u mnogim slučajevima obezbeđuju i ispravno vođenje alata u odnosu na radni predmet. Pored toga se u različitim operacijama montaže koriste pribori koji olakšavaju ili omogućavaju njihovo izvođenje, posebno u uslovima rada u serijama. U grupu pribora bi se nadalje mogli uvrstiti i različiti uređaji za transport radnih predmeta (npr. razni transporteri, mehanizovana sredstva i uređaji, manipulatori i sl.), kao i specifična oprema (npr. pneumatska kola) koja služi mehanizaciji stezanja ili kretanja radnih predmeta, a čini deo tzv. male automatizacije [57, 58].

U sistemu MAPO (slika 1.2) elementi (mašina alatka, alat, pribor, obradak) čine lanac direktne veze i obezbeđuju funkcionisanje sistema u skladu sa njegovom namenom za obradu površina radnog predmeta. Merni instrument omogućava povratnu vezu i stvara uslove za upravljanje procesom obrade. Ukoliko u sistemu ne postoji merni instrument, ovu funkciju vrši čovek koji pomoću merila određuje dimenzije obradka i vrši regulaciju i upravljanje mašinom [57].



Slika 1.2. Sistem M-A-P-O (mašina alatka, alat, pribor, obradak).

Proces transformacije sirovine u gotove delove u proizvodnim pogonima mašinske industrije odvija se u prostoru i vremenu, pri čemu je reč o kompleksnom dejstvu sredstava za proizvodnju na materijal radnog predmeta po definisanom redosledu pojedinih zahvata. Bez obzira na vrstu transformacijskog procesa i princip dejstva proizvodne opreme, u pretežnom broju slučajeva su u obradnim sistemima prisutni i dopunski članovi koji, iako pratioci mašina alatki, nisu njihov sastavni deo. Ti dopunski članovi su univerzalni pribori koji se isporučuju zajedno sa mašinom alatkom. Oni ne mogu da u potpunosti odgovore svim ciljevima postavljenim u proizvodnji, pa se u proizvodnji primenjuju i druge vrste pribora. Pri tom se zadaci pribora odnose na određivanje položaja radnog predmeta na odgovarajućim mestima u obradnom sistemu, sigurno održavanje tog položaja pod dejstvom sila u radu (stezanje) i na određivanje relativnog položaja alata u odnosu na radni predmet, i vođenje alata. Pored toga, pribori u nekim slučajevima omogućavaju i transport radnih predmeta (na primer, u okviru automatskih linija, fleksibilnih tehnoloških sistema itd.).

Pri projektovanju pribora treba imati u vidu materijalne odnose između pribora sa jedne strane i radnog predmeta, alata, mašine alatke, merila i radnika sa druge strane, a takođe i procesa koji se odvijaju u vremenu, a to su: postavljanje i skidanje radnog predmeta, određivanje njegovog položaja, oslanjanje, stezanje, otpuštanje itd. Sem toga, treba odgovoriti na zahteve odvođenja SHP tačnosti, odvođenja strugotine, zaštite na radu i slično [57].

Primenom pribora postiže se [169]:

- pravilno postavljanje radnog predmeta ili alata na mašinu alatku, u odnosu na njene radne elemente,
- značajno smanjenje uticaja radnika na tačnost pozicioniranja predmeta obrade,
- bolje iskorištavanje karakteristika postojećih obradnih sistema,

- povećanje produktivnost mašina alatki,
- olakšavanje rada radnika,
- smanjenje cene proizvoda itd.

Pored navedenih efekata upotrebom pribora stvaraju se još neki parcijalni efekti, kao što su sledeći [57]:

- skraćuje se vreme tačnog postavljanja radnog predmeta ili alata na mašinu alatku,
- skraćuje se vreme stezanja radnih predmeta ili alata,
- skraćuje se vreme obrade,
- mogu se koristiti radnici nižih kvalifikacija uz istovremeno obezbeđenje potrebnog kvaliteta i proizvodnosti,
- manji je fizički zamor radnika,
- manji je procenat škarta, itd.

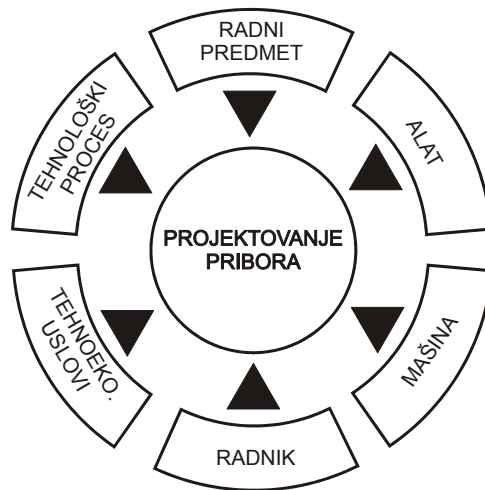
1.1. Uticajni faktori na projektovanje pribora.

Konstrukcija pribora u opštem slučaju predstavlja višekomponentnu hijerarhijsku strukturu sa složenim uzajamnim vezama sastavnih elemenata. Pribore možemo tretirati kao tehnički sistem koji se odlikuje sledećim karakteristikama [57]:

- vezom sa okolinom,
- strukturom,
- funkcijom,
- skupom konstruktivnih svojstava.

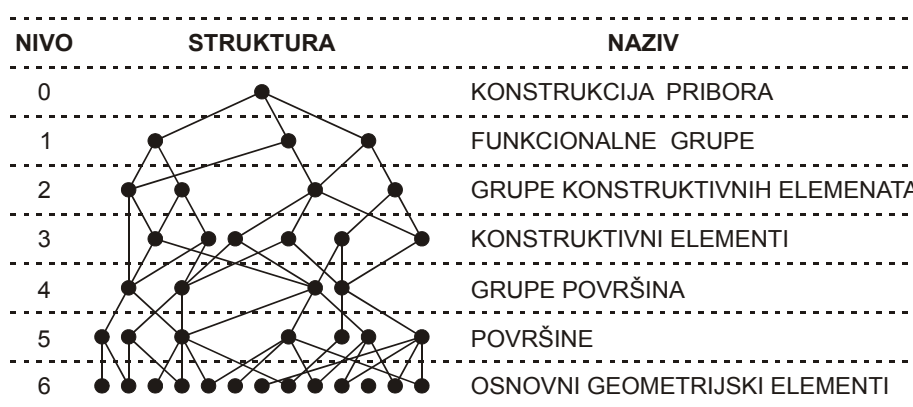
Okolinu pribora čine različiti faktori koji utiču na projektovanje pribora (slika 1.3): mašina alatka, alat, radni predmet, tehnološki postupak, radnik, potrebni tehnološki uslovi (proizvodnost, ekonomičnost, kvalitet). Ovi faktori utiču na strukturu i svojstva konstrukcije pribora. U informacionom planu veza, koje uobličava okolina, obrazuju se konkretna tehnička ograničenja koja je potrebno da zadovolji konstrukcija i koje treba uzeti u obzir u procesu projektovanja pribora.

Struktura pribora može se predstaviti kao hijerarhijska (slika 1.4). Definisana je u sedam nivoa počev, od osnovnih elemenata, preko površina, grupa površina, konstruktivnih elemenata, grupa konstruktivnih elemenata, funkcionalnih grupa do kompletne konstrukcije pribora.



Slika 1.3. Uticajni faktori na projektovanje pribora.

Svaki sastavni i -ti element j -tog nivoa raščlanjavanja konstrukcije karakteriše se: oblikom, strukturom, funkcionalnom namenom, dimenzionim karakteristikama, međusobnim odnosima, određenim položajem u trodimenzionalnom prostoru. Među karakteristikama svakog nivoa nalaze se određeni odnosi koji su prouzrokovani ujedinjenjem strukturnih jedinica nižeg stepena u strukturne jedinice višeg stepena. Glavni odnosi za konstruisanje su oni koji karakterišu uzajamnost raspoloživih strukturnih jedinica.



Slika 1.4. Hijerarhijska struktura konstrukcije pribora.

Među karakteristikama nalaze se takođe funkcionalni odnosi (veze). Funkcionalne veze objedinjuju celinu elemenata iz nivoa i izdvajaju strukturne jedinice u višem

nivou koji se odlikuju novim funkcionalnim vezama i odnosima. Integralna funkcija konstrukcije pribora ostvaruje se realizacijom posebnih strukturno-funkcionalnih grupa.

1.2. Elementi pribora

Pravilna konstrukcija pribora iziskuje poznavanje njegovih osnovnih elemenata. Struktura pribora, razdeljena na odgovarajuće funkcionalne celine, može da olakša projektovanje pribora. Pribor se može projektovati etapno, korak po korak, dok se ne dođe do konačnog rešenja. Konstrukciju pribora je moguće podeliti na sledeće funkcionalne grupe elemenata [49, 57]:

- elemente za pozicioniranje,
- elemente za stezanje,
- elemente tela pribora,
- elemente za vođenje alata,
- elemente za podešavanje položaja alata,
- elemente za vezu,
- ostale elemente pribora (elementi za premošćavanje visinskih i dužinskih rastojanja, elementi za manipulisanje priborom, elementi za naslon na mašinu alatku, elementi za pozicioniranje pribora na mašini alatki, elementi za stezanje pribora za mašinu alatku, sigurnosni elementi, pokretni elementi, okretni elementi.).

Karakteristični predstavnici iz pojedinih funkcionalnih grupa elemenata pribora prikazani su na slikama 1.5 - 1.11., a njihove osnovne karakteristike u tabelama 1.1 i 1.2.



Slika 1.5. Elementi za pozicioniranje.



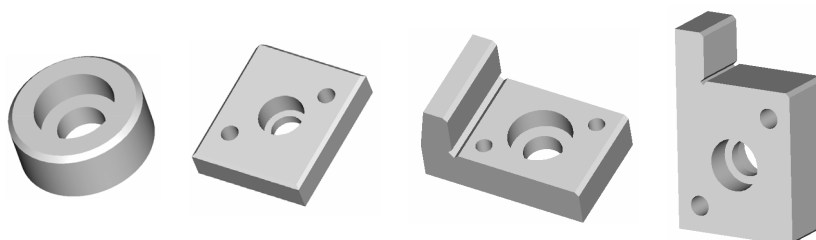
Slika 1.6. Elementi za stezanje.



Slika 1.7. Elementi tela pribora.



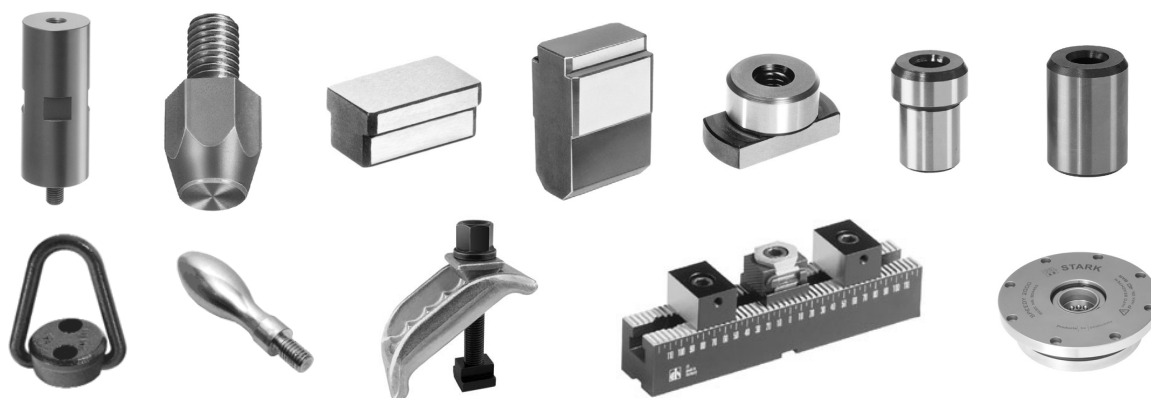
Slika 1.8. Elementi za vođenje alata.



Slika 1.9. Elementi za podešavanje položaja alata.



Slika 1.10. Elementi za vezu.



Slika 1.11. Ostali elementi pribora.

Funkcionalna grupa elemenata pribora	Osnovna karakteristika
Elementi za pozicioniranje	Jednoznačno definisanje položaja radnog predmeta u priboru, dovođenje radnog predmeta u korektan i konačan položaj u priboru, ograničavanje stepeni slobode radnom predmetu tako da se potrebna obrada može pravilno izvršiti.
Elementi za stezanje	Obezbeđivanje stabilanog kontakta sa elementima za pozicioniranje, onemogućavanje pomeranja radnog predmeta od površina za pozicioniranje u toku procesa obrade, uprkos dejstvu svih sila koje deluju na njega.

Tabela 1.1. Osnovne karakteristike pojedinih funkcionalnih grupa elemenata pribora.

Funkcionalna grupa elemenata pribora	Osnovna karakteristika
Elementi tela pribora	Prihvatanje i sjedinjavanje svih ostalih elemenata i primanje svih opterećenja koja dejstvuju na radni predmet za vreme obrade.
Elementi za vođenje alata	Vođenje alata tokom procesa obrade u cilju dobijanja tražene mere u zahtevanim tolerancijama obrade.
Elementi za podešavanje položaja alata	Podešavanje položaja alata u odnosu na položaj radnog predmeta u cilju dobijanja tražene mere u zahtevanim tolerancijama obrade, podešavanje položaja alata u odnosu na površinu koja se obrađuje na radnom predmetu.
Elementi za vezu	Međusobno spajanje ostalih grupa elemenata pribora.
Elementi za premošćavanje visinskih i dužinskih rastojanja	Premošćavanje određenih rastojanja u bilo kom pravcu sa ciljem dobijanja funkcionalne konstrukcije pribora.
Elementi za manipulisanje priborom	Manipulisanje priborom pri postavljanju/skidanju pribora sa mašine alatke, transportu i sl.
Elementi za naslon na mašinu alatku	Manipulisanje priborom pri postavljanju/skidanju pribora sa mašine alatke, transportu i sl.
Elementi za pozicioniranje pribora na mašini alatki	Jednoznačno definisanje položaja pribora na radnom stolu mašine alatke.
Elementi za stezanje pribora za mašinu alatku	Fiksiranje pribora za radni sto mašine alatke.
Sigurnosni elementi	Postavljanje radnog predmeta u ispravan položaj u priboru.
Pokretni elementi	Dovođenje radnog predmeta u istom (jednom) stezanju u novi radni položaj u odnosu na alat translatorskim pomeranjem radnog predmeta.
Okretni elementi	Dovođenje radnog predmeta u istom (jednom) stezanju u novi radni položaj u odnosu na alat obrtnim pomeranjem radnog predmeta.

Tabela 1.2. Osnovne karakteristike pojedinih funkcionalnih grupa elemenata pribora.

1.3. Osnovna pravila pri projektovanju pribora

Osnovna namena pribora jeste realizacija zahtevane operacije obrade. Pri tome pribor treba da omogući zadovoljenje svih zahteva koji se tiču ostvarenja određenih tehnoloških mera i zahtevanog kvaliteta obrađenih površina, odnosno da omogući pouzdano pozicioniranje i stezanje radnog predmeta. Pri projektovanju pribora treba imati u vidu materijalne odnose između pribora, sa jedne strane, i radnog predmeta, mašine alatke, reznog alata, merila i radnika, sa druge strane, a takođe i procese koji se odvijaju u vremenu: postavljanje i skidanje radnog predmeta, određivanje njegovog položaja, oslanjanje, stezanje i otpuštanje, mašinsku obradu. Pored toga, treba zadovoljiti i zahteve koji se odnose na dovođenje sredstava za hlađenje i podmazivanje, odvođenje strugotine i zaštitu na radu. U vezi sa radnim predmetom ističu se zahtevi koji se odnose na određene tehnološke mere, tolerancije i kvalitet obrađene površine, što je definisano konstruktivnim crtežom radnog predmeta, odnosno kartom operacije u tehnološkom postupku izrade dela. Konstruktivna i tehnološka dokumentacija, po pravilu, sadrže sve relevantne podatke potrebne za koncipiranje i razradu pribora (tehnološke mere, tolerancije, režime obrade na osnovu kojih se mogu odrediti sile rezanja, oblik priprema, veličinu serije i slično). Navedene informacije služe kao polazna osnova koja definiše zadatak projektantu pribora. Uvažavajući navedene informacije, projektant koncipira idejno rešenje pribora, vrši određene proračune (proračun grešaka pozicioniranja, proračun potrebne sile stezanja, itd.) i pristupa razradi konstruktivne dokumentacije [17, 19, 30].

Prilikom stvaranja koncepcije za konstrukciju pribora potrebno je obuhvatiti uticajne faktore koji su ranije navedeni i pridržavati se sledećih osnovnih pravila [57]:

- Neophodna je saradnja projektanta pribora sa tehnologom koji je postavio zahtev za izradu odgovarajućeg pribora i to je jedan od osnovnih preduslova za dobru konstrukciju.
- Kategorija pribora zavisi od tehnoloških mogućnosti mašine, broja radnih predmeta koji će se obrađivati tim priborom, kao i od vremena koje je potrebno da se pribor izradi. Kao osnovni kriterijum za izbor varijante za konstrukciju pribora mora se uzeti njegov tehnoeekonomski efekat.
- Pre konstrukcije novog pribora potrebno je utvrditi da li postoji neki pribor koji se ne koristi, a koji bi se eventualno mogao adaptirati za novi proizvodni zadatak čime bi se postigla ušteda.

- Prilikom projektovanja pribora potrebno je koristiti što više standardnih elemenata.
- Pribori treba da poseduju zadovoljavajuću krutost koja se optimizacijom konstrukcije može postići pri maloj masi pribora, što doprinosi lakšoj manipulaciji priborima.
- Pri konstrukciji pribora treba nastojati: da sile rezanja i stezanja opterećuju čvrste delove pribora, pogotovo tamo gde se pojavljuju veća naprezanja, da mehanizmi za stezanje budu jednostavni, a tok sile najkraći. Vreme postavljanja i skidanja radnih predmeta treba da bude što je moguće kraće.
- Elementi pribora ne smeju da ometaju vidljivost i pristupačnost mestu obrade na radnom predmetu. Tečnost za hlađenje, ispiranje i podmazivanje treba slobodno da otiče sa mesta obrade.
- Elementi za stezanje, kao što su ručice i slično, treba da budu vezani za pribor. Ako se za stezanje koriste elementi koji su odvojeni od pribora, npr. ključevi, njihovom nepravilnom upotrebom može doći do povrede radnika i oštećenja pribora.
- Pribor svojom konstrukcijom mora biti takav da ne omogućuje pogrešno postavljanje radnih predmeta, da obezbeđuje njihovo lako postavljanje i skidanje bez zamaranja radnika. Radnik ne sme da dođe u situaciju da razmišlja kako će postaviti radni predmet u pribor. Pribor mora lako da se postavlja na mašinu, a treba omogućiti i lako čišćenje strugotine sa njega i iz njega.
- Pribori moraju da budu sigurni u radu da ne bi došlo do povrede radnika. Između elemenata pribora mora da postoji dovoljno mesta za postavljanje i skidanje radnog predmeta kako ne bi došlo do ozlede ruke radnika. Sve oštre ivice trebalo bi zaobliti ili oboriti.
- U cilju projektovanja što ekonomičnijeg pribora potrebno je analizirati radne predmete koji se obrađuju na istim mašinama alatkama u određenom vremenskom periodu. Na osnovu te analize može se doći do zaključka da su pojedini radni predmeti veoma slični, te da se za njihovu obradu može konstruisati zajednički pribor. Za određene radne predmete, u ovakvom priboru, pojedini elementi mogu biti podesivi i/ili izmenjivi.
- Za elemente pribora potrebno je izabrati odgovarajući materijal. Elementi koji su u toku rada izloženi habanju moraju biti izrađeni od kvalitetnih čelika, a po potrebi, termički obrađeni i brušeni.

- Projektant pribora mora voditi računa i o tolerancijama dimenzija elemenata pribora. Pri tome uvek mora imati na umu da nije ekonomično, osim ako nije neophodno, propisivati suviše stroge tolerancije, jer se time poskupljuje izrada pribora.
- Prilikom projektovanja pribora potrebno je voditi računa i o estetskim zahtevima. To će obezbediti bolje čuvanje pribora od strane radnika koji ga koristi, ukazujući mu da je pribor skupo i visokovredno sredstvo za proizvodnju.
- Projektant pribora mora imati na umu da je izrada pribora prilično skupa i težiti da oni budu što je moguće jednostavniji, a da istovremeno u potpunosti zadovoljavaju funkciju za koju su namenjeni. Kod malih serija potrebno je jednostavnom konstrukcijom pribora osigurati obradu radnih predmeta odgovarajuće tačnosti. Kod velikih serija, radi veće ekonomičnosti primene pribora, njihova konstrukcija može biti složenija.

Pri projektovanju pribora treba ispoštovati osnovne principe projektovanja od kojih se mogu izdvojiti sledeći: funkcionalnost, pouzdanost, tehnologičnost izrade, ekonomičnost, bezbedan rad i lakoća opsluživanja.

Projektovanje pribora je složen proces koji, ukoliko se želi dobar rezultat, iziskuje od projektanta veliko znanje i iskustvo. Zbog toga je i projektovanje pribora vrlo težak posao i jedno je od uskih grla u proizvodnim sistemima.

2. PREGLED POSTOJEĆEG STANJA U PODRUČJU PROJEKTOVANJA PRIBORA I NJEGOVIH ELEMENATA

U cilju smanjenja troškova projektovanja razvijene su različite metodologije sa ciljem pojednostavljenja procesa projektovanja pribora. Mnoga istraživanja su usmerena ka razvoju sistema za projektovanje pribora ali još uvek postoji potreba za razvojem postupka koji će pružiti pomoć projektantu na nivou elemenata pribora, gde je ključni zadatak identifikacija adekvatne strukture pribora i njegovih elemenata. Iako je primarna funkcija pribora tačno pozicioniranje i stezanje radnog predmeta, postoje i mnogi drugi kriterijumi koje bi trebalo zadovoljiti, a koji se najčešće tiču ergonomskih faktora. Konačno, jedan od najznačajnijih aspekata jeste da pribor ne bi trebalo nepotrebno da povećava troškove proizvodnje, npr. usled dužeg trajanja montaže, skupih materijala, troškova proizvodnje pribora, itd. Još jedan aspekt u vezi sa projektovanjem pribora jeste da su različiti zahtevi koje projektno rešenje mora da ispuni obično jedan drugom suprotstavljeni. Na primer, težak pribor može biti poželjan sa stanovišta stabilnosti radnog predmeta. Međutim, povećanje težine pribora može uticati na stvaranje dodatnih troškova, zbog povećanih troškova materijala, kao i zbog otežanog rukovanja priborom. Svi ovi zahtevi doprinose složenosti projektovanja pribora. Pribori direktno utiču na kvalitet obrade, produktivnost i cenu proizvoda. Troškovi u vezi sa projektovanjem i proizvodnjom pribora mogu da učestvuju sa 10-20% u ukupnim troškovima proizvodnje [18]. Ovi troškovi ne odnose se samo na troškove materijala, izrade i montaže pribora, već i na troškove projektovanja pribora. Snižanjem troškova projektovanja pribora postižu se značajni ekonomski efekti.

Razvijen je veliki broj metodologija sa ciljem rešenja problema projektovanja i optimizacije elemenata i konstrukcija pribora. U dosadašnjim istraživanjima, osnovni cilj projektovanja i optimizacije konstrukcije pribora i njegovih elemenata jeste pronalaženje takve konfiguracije pribora koja će minimizirati elastičnu deformaciju radnog predmeta i kontaktne deformacije radnog predmeta na mestima kontakta radnog predmeta i elemenata pribora u toku celokupnog procesa obrade [21, 24, 52, 114, 115, 134, 135].

Asada i By [7] predstavili su kinematsku analizu operacije prihvatanja radnog predmeta, razvivši analitička sredstva za projektovanje pribora za delove složenih oblika. U okviru njihovog modela, radni predmet je posmatran kao kruto telo.

Lee i Haynes [85] su analizirali deformisanje radnog predmeta jednostavnih oblika pod dejstvom sila rezanja i sila stezanja koristeći metod konačnih elemenata. Oni su posmatrali trenje između elemenata za stezanje i radnog predmeta, dok su elementi pribora smatrani krutim telima.

Menassa i DeVries [107] koristili su metod konačnih elemenata za izračunavanje deformacija tako što su za kriterijum optimizacije usvojili minimiziranje deformacije radnog predmeta u odabranim tačkama. Primenili su algoritam za nelinearnu optimizaciju u cilju sinteze lociranja oslonaca za radni predmet pločastog oblika. Njihov cilj je bio da minimiziraju superpoziciju pomeranja u čvorovima u posebnim tačkama na obrađivanoj površi. Problem se svodio na određivanja položaja oslonaca.

Mittal i saradnici [113] su prvi predstavili dinamički model sklopa pribora i radnog predmeta. Nestabilnost je definisana na osnovu gubitka kontakta između radnog predmeta i elemenata pribora uz pretpostavku su da svi elementi za stezanje proizvode identičnu veličinu sile stezanja. Istraživanje je bazirano na metodi konačnih elemenata, pri čemu je radni predmet posmatran kao kruto telo a sile rezanje su smatrane konstantnim ili linearno promenljivim veličinama.

Lee i Cutkosky [87] su razvili module za projektovanje pribora za korišćenje u simultanom projektovanju proizvoda i tehnoloških procesa. Prilikom razmatranja kinematike pribora, analiza sila i trenja korišćena je uporedo sa jednostavnim proverama geometrije, u cilju verifikacije adekvatnosti ostvarenog kontakta.

King i Hutter [81] su predstavili postupak za definisanje šema pozicioniranja korišćenjem modela krutog tela sistema radni predmet-pribor, uzimajući u obzir krutost kontakata. Nelinearne tehnike optimizacije korišćene su za određivanje statički stabilne konfiguracije pribora.

King i De Sam Lazaro [82] su predstavili postupak za optimalno projektovanje konfiguracije pribora korišćenjem modela krutog tela sistema radni predmet-pribor, uzimajući u obzir krutost kontakata. Nelinearne tehnike optimizacije korišćene su za određivanje statički stabilne konfiguracije pribora.

DeMeter [32] je koristio model pribora-radnog predmeta kao krutog tela i min-max kriterijum opterećenja, radi sinteze optimalne konfiguracije pribora i minimalne sile za aktiviranje elemenata stezanja. Koristio je nelinearne postupke za optimizaciju, pri čemu je zanemarena elastična deformacija radnog predmeta.

Xiuwen i saradnici [206] su formirali model koji povećava tačnost pozicioniranja radnog predmeta na osnovu optimizacije sile stezanja. Kontakt između pribora i

radnog predmeta je predstavljen kao elastičan upotrebom linearnih opruga poznate krutosti.

Wu i Chan [201] su upotreбили genetski algoritam kako bi došli do najstabilnijeg rešenja za pribor tj. za određivanje statički najstabilnije konfiguracije pribora. Međutim, oni su upotreбили model krutog tela za sklop pribor-radni predmet, ignorišući elastičnu deformaciju radnog predmeta usled dejstva sila stezanja pri obradi.

Meyer i Liou [112] su predstavili prilaz koji koristi postupak linearnog programiranja za sintezu pribora pri dinamičkim uslovima obrade. Dobili su rešenje za minimalne sile stezanja i sile na elementima za pozicioniranje (reakcije oslonaca) isključivo za delove kutijastog oblika.

Mannan i Sollie [101] su integrisali dinamičko ponašanje elemenata pribora u model sistema pribor-radni predmet. Njihov model je baziran na analitičkim jednačinama koje opisuju elemente pribora a radni predmet su tretirali kao kruto telo.

DeMeter je [33] predstavio postupak za optimizaciju konfiguracije oslonaca na bazi metode konačnih elemenata. U istraživanju je korišćen algoritam za nelinearnu optimizaciju, ali nije uzeta u obzir sinteza položaja elemenata za pozicioniranje i stezanje.

Roy i Liao [136] su razvili heuristički postupak za planiranje najpogodnijih položaja elemenata za pozicioniranje. Rešenje je uvek imalo šest elemenata za stezanje i šest elemenata za pozicioniranje.

Hurtado i Melkote [63] su formulisali multi-optimizacioni model koji definiše minimalnu silu stezanja u zavisnosti od oblika površina radnog predmeta i zahtevane krutosti pribora za grupu radnih predmeta izloženih statičkom opterećenju.

Tao i saradnici [171] predstavili su postupak za geometrijsko zaključivanje sa ciljem da se odrede optimalne tačke u kojim se vrši stezanje, te redosled stezanja za radne predmete proizvoljnog oblika.

Krishnakumar i Melkote [84] su razvili tehniku za optimizaciju konfiguracije pribora koja koristi genetski algoritam za nalaženje takve konfiguracije pribora, koja će, duž cele putanje alata, minimizirati deformaciju obrađene površine pod dejstvom sila rezanja. Razvijen je integrisani MKE solver a položaji elemenata za pozicioniranje i stezanje su predstavljeni 2D čvorovima.

Li i Melkote [86] dali su svoj prilaz uzimajući u obzir dinamičko ponašanje radnog predmeta u toku obrade. Predstavili su postupak za kombinovanu optimizaciju

konfiguracije pribora i sila stezanja. Koristili su postupak za analizu radnog predmeta kao krutog tela u toku obrade.

De Meter i saradnici [34] razvili su model za predviđanje minimalnih sila za prihvatanje radnog predmeta, koji uzima u obzir deformaciju radnog predmeta i pribora. Njihovi eksperimentalni rezultati istakli su značaj koji elastičnost pribora ima za ponašanje sistema radni predmet - pribor pod opterećenjem.

Liao i Hu [89] su razvili metodologiju čiji je cilj detektovanje popustljivosti i krutosti kontaktnih parova element pribora-radni predmet baziranu na metodi konačnih elemenata. Njihov model, takođe, teoretski opisuje vibracije radnog predmeta tokom mašinske obrade.

Roy i Liao [137] su razmatrali poziciju elemenata za pozicioniranje i stezanje razvivši sistem za automatizovano projektovanje pribora koji izvodi analizu stabilnosti na osnovu proširene teorije vijka ("screw theory").

Kulankara i saradnici [83] primenjuju genetski algoritam radi optimizacije konfiguracije pribora i sila stezanja. Kao funkcija cilja usvojena je maksimalna elastična deformacija radnog predmeta. Optimizacijom nije obuhvaćeno kontaktno trenje u sistemu radni predmet - pribor.

Vallapuzha i saradnici [177] predstavili su postupak za optimizaciju na bazi genetskog algoritma, koji koristi prostorne koordinate radi predstavljanja položaja elemenata pribora. Postupak za optimizaciju konfiguracije pribora realizovan je u Matlab-ovom modulu za genetske algoritme. Hypermesh i MSC/Nastran su korišćeni za MKE modeliranje.

Tan i saradnici [170] dali su opis modeliranja, analize i verifikacije optimalnih konfiguracija pribora primenom postupaka uravnoteženja sila i metode konačnih elemenata. Primenjeni metod pozicioniranja i stezanja je bio 3-2-1.

Amaral i saradnici [5] su upotrebili ANSIS parametarski kod za verifikaciju procesa projektovanja elemenata pribora. Razvili su algoritam za automatizovanu optimizaciju elemenata sa pozicioniranje i elemenata za stezanje sa ciljem minimizacije deformacija radnog predmeta.

Deiab i Elbestawi [31] su prezentovali rezultate višefaktornog eksperimenta o tribološkim uticajima između elemenata pribora i radnog predmeta uzimajući u obzir materijal radnog predmeta, hrapavost radnog predmeta, hrapavost elemenata pribora i normalno opterećenje. Mesta kontakta između elemenata pribora i radnog predmeta su modelirana uz pomoć opruga.

Sanchez i saradnici [138] su računali raspodelu kontaktnog opterećenja tokom mašinske obrade. Za proračun su koristili neiterativnu metodologiju i FEM analizu a radni predmet i elemente pribora su tretirali kao zasebne i nezavisne modele.

Kaya [79] je razvio tehniku optimizacije položaja elemenata za pozicioniranje. Umesto brojeva MKE čvorova, koristio je konstruktivne parametre radnog predmeta, tj. rastojanja od referentnih ivica. Problematika je prilično pojednostavljena pošto su kompletna istraživanja izvršena na dvodimenzionalnom radnom predmetu.

Asante [8] je prezentovao metodologiju koja kombinuje elastičnost kontakta sa metodom konačnih elemenata u cilju predikcije kontaktnog opterećenja i raspodele pritisnih napona na mestima kontakta radnog predmeta i elemenata pribora.

Xiong i saradnici [204] su razvili metod za određivanje optimalne sile stezanja u smislu definisanja veličine sile stezanja i pozicije dejstva elementa za stezanje. Za definisanje pomeranja radnog predmeta i elastičnih kontaktnih deformacija radnog predmeta su iskoristili matematičke jednačine. Optimizacija šeme stezanje je izvršena pomoću Levenberg/Marquardt-ove metode.

Asante [9, 10] je ispitivao efekte popustljivosti pribora i uslova mašinske obrade (režime rezanja) na stabilnost radnog predmeta. U jednostavnom studiji, formulisao je matricu krutosti pribora, koja predstavlja pomeranja tačaka kontakta radnog predmeta za elementima pribora, kao i pomeranja radnog predmeta pod uticajem sila rezanja.

Chaari i saradnici [25] su opisali metodologiju za modelovanje geometrijskih odsupanja pod uticajem elemenata za pozicioniranje. Pomeranja nastala pod dejstvo sila stezanja i sila rezanja determinisana su metodom konačnih elemenata.

Hazarika i saradnici [50] su formulisali metodologiju za planiranje koncepcije pribora za prizmatične radne predmete. Njihov sistem generiše pozicije elemenata za pozicioniranje uzimajući u obzir veličinu elemenata. Nelinearna tehnika optimizacije je koršćena za minimiziranje sile reakcija oslonaca.

Lu i saradnici [98] su razmatrali stabilnost sistema pribor-radni predmet i na osnovu toga su izvršili kvalitativnu optimizaciju sile stezanja tokom mašinske obrade. Na osnovu "teorije vijaka" i principa minimizacije sile formulisali su model za proračun pasivne sile (reakcije) oslonaca.

Zuperl i saradnici [221] su razvili inteligentan sistem koji adaptivnom vezom vrši korekciju silu stezanja u zavisnosti od položaja reznog alata i sila rezanja u cilju minimizacije elastičnih deformacija radnog predmeta.

Liu i saradnici [96] su formulisali multi-modalnu funkciju u kojoj su definisana geometrijska ograničenja vezana za radni predmet. Na bazi ovih ograničenja genetski algoritam pretražuje prostor mogućih rešenja i definiše poziciju sile stezanja za prizmatične radne predmete.

Vishnupriyan i saradnici [180] su predstavili metod koji determinišine grešku pozicioniranja radnog predmeta. U njihovom istraživanju minimizacija greške je izvršena na osnovu geometrijskih grešaka elemenata za pozicioniranje i elastične deformacije koja nastaje u kontaktu elemenata pribora i radnog predmeta.

Liu i saradnici [95] su razvili multi-optimizacioni metod baziran na geometrijskom modelu oblika elemenata za pozicioniranje i modelu sila stezanja. Sile stezanja su optimizovane upotrebom metode konačnih elemenata.

Papastathis i saradnici [120] su istraživali uticaj dinamičkog opterećenja na elastične deformacije i vibracije tankozidnih radnih predmeta. Metodologija je razvijena na bazi integracije analitičkih izraza koji definišu elemente pribora i metode konačnih elemenata primenjene na radni predmet.

Selvakumar i saradnici [145] su formulisali hibridnu metodologiju za pronalaženje optimalne konstrukcije pribora sa ciljem smanjenja deformacija radnog predmeta tokom mašinske obrade. Za pronalaženje maksimalne elastične deformacije radnog predmeta koriste metod konačnih elemenata a za definisanje pozicija elemenata pribora veštačke neuronske mreže.

Analizom prethodnih istraživanja u području projektovanja i optimizacije konstrukcije pribora i elemenata pribora može se izvesti nekoliko zaključaka. Kod pribora se sile rezanja, u većini slučajeva, uravnotežavaju preko sila trenja između elemenata pribora i radnog predmeta koji se obrađuje. U zonama kontakta elemenata za stezanje sa površinom radnog predmeta i zonama kontakata radnog predmeta sa elementima za pozicioniranje, pri dejstvu sile stezanja i sile rezanja, nastaje složeno naponsko i deformaciono stanje. Pri dejstvu sile rezanja, u pomenutim zonama kontakta doći će do određenih pomeranja – popustljivosti u pravcu i smeru dejstva vektora sile rezanja. Veličina tih pomeranja (popustljivosti izražene koordinatom) zavisi od vrednosti sila trenja. Veličina pomeranja radnog predmeta u toku procesa izvođenja obrade rezanjem nastala kao rezultat popustljivosti zone kontakta elemenata za stezanje i radnog predmeta i popustljivosti između radnog predmeta i elementa za pozicioniranje zavisi od veličine opterećenja kontakta, odnosno sile rezanja i može prouzrokovati grešku obrade i pored toga što je sistem, statički ili dinamički posmatrano na makro nivou, u ravnoteži. To će se desiti kada veličina pomeranja (popustljivosti u zoni kontakta) prekorači vrednost dozvoljene tolerancije po određenoj dimenziji (koti).

Tačnost izrade radnog predmeta i maksimalno dozvoljene sile rezanja, pored ostalog, zavise ne samo od vrednosti sila stezanja, koeficijenta trenja i ostvarenih sila trenja već i od same makro geometrije kontakata koja definiše polja napona i pomeranja u zonama kontakata odnosno popustljivost i nosivost ovih spojeva. Radni predmet se u priboru pomera u određenim granicama. Pomeranje zavisi od intenziteta, pravca i smera sile rezanja i popustljivosti radnog predmeta u zonama njegovog kontakta sa elementima za stezanje i elementima za pozicioniranje. To znači da je radni predmet u priboru samo prividno u ravnoteži.

Pogrešan ili neadekvatan proces projektovanja pribora može dovesti do pojava deformisanja i pomeranja radnog predmeta koji mogu značajno da utiču na finalnu tačnost izrade radnog predmeta. S druge strane, nedovoljna sila stezanja može da prouzrokuje da se radni predmet tokom obrade pomeri i odvoji od elemenata za pozicioniranje, usled čega pribor nema svoju efikasnost. Deformacije i distorzije radnog predmeta mogu biti minimizovane optimizacijom šema pozicioniranja (broja, tipa, i rasporeda elemenata za pozicioniranje) i šema stezanja (broja, tipa i rasporeda elemenata za stezanje i inteziteta sile stezanja) radnog predmeta.

Projektovanje i optimizacija konstrukcija pribora dobija sve više na značaju pogotovo ako se uzme u obzir da se u savremenim proizvodnim uslovima često nameće potreba za priborima koji treba da obezbede pouzdano pozicioniranje i stezanje radnog predmeta veoma složenog oblika, kada se u jednom stezanju predmeta obrade, obrada izvodi sa velikim brojem različitih reznih alata koji vrše obradu u različitim zonama rezanja, sa različitim režimima rezanja i promenjivim poprečnim presecima strugotine duž trajektorije alata. Potrebna sila stezanja (sila stezanja pri kojoj se radni predmet neće pomeriti izvan dozvoljenih granica tolerancije) je vrlo često varijabilna i menja se u funkciji trajektorije alata i parametara režima rezanja, čak i kada se obrada izvodi samo sa jednim reznim alatom.

3. PROBLEM I CILJ ISTRAŽIVANJA

Radni predmet pozicioniran i stegnut u priboru u toku procesa obrade izložen je dinamičkim opterećenjima. Popustljivosti veze između elemenata za stezanje i radnog predmeta, pri dejstvu sila rezanja, ima veliki uticaj na kvalitet obrade. Tematika dinamičkog modeliranja popustljivosti kontakta između elemenata za stezanje i radnog predmeta je posebno aktuelna u uslovima ograničenih vrednosti sila stezanja i zahteva za povećanom nosivošću veze pri tangencijalnim dinamičkim opterećenjima. To je u industriji veoma čest slučaj pri obradi tankozidnih radnih predmeta. Posebno kada se u jednoj operaciji vrši obrada sa većim brojem različitih reznih alata. U većini slučajeva raspored i veličine sila stezanja treba odrediti tako da one ne izazovu plastične deformacije na površinama kontakta elementa sa stezanje i radnog predmeta. Međutim, postoji veliki broj proizvodnih operacija u kojima je, s obzirom na funkciju i estetiku dela koji se obrađuje, moguće dozvoliti određeni nivo lokalne deformacije radnog predmeta.

Analizom deformacija determinišu se elastične deformacije radnog predmeta pod dejstvom svih sila koje deluju na radni predmet u toku obrade (sile rezanja, sile stezanja, reakcije oslonaca, gravitaciona sila, sila zemljine teže, sile trenja) koje direktno utiču na dimenzije i kvalitet obrađene površine, i uopšte uspešnost izrade u okviru dozvoljenih makro i mikro geometrijskih specifikacija proizvoda. Cilj optimizacije konstrukcije pribora jeste pronalaženje takve konfiguracije pribora koja će minimizirati elastičnu deformaciju radnog predmeta i kontaktne deformacije radnog predmeta na mestima kontakta radnog predmeta i elemenata pribora u toku procesa obrade. Međutim, može se postaviti i pitanje da li je uvek potrebno izvršiti projektovanje i optimizaciju konstrukcije pribora u svetlu predhodno prikazanih istraživanja, ili je nekad i na određeni način moguće izvršiti deformisanje pojedinih uskih zona na radnom predmetu a da se na kraju tehnološkog procesa dobije radni predmet u granicama dozvoljenih tolerancija, pri čemu će kompletna proizvodnja biti produktivnija i jeftinija.

S obzirom na savremene uslove obrade (velike brzine rezanja, velike brzine pomoćnog kretanja alata, velike preseke strugotina i srazmerno visoke vrednosti sila rezanja) posebnu pažnju treba usmeriti na projektovanje i optimizaciju

elemenata pribora i konstrukcija pribora u smislu minimizacije popustljivost svih mesta kontakata radnog predmeta sa elementima pribora. Istraživanja prvenstveno treba usmeriti, ne na konstataciju pojave nepovoljnog odziva sistema pribora već na teorijski i eksperimentalno zasnovanim istraživanjima koja dovode do konkretnih konstruktivnih rešenja elemenata pribora veće pouzdanosti. Sa tim u vezi predlaže se nova metodologija stezanja radnih predmeta usmerena na projektovanje i optimizaciju elemenata pribora sa aspekta smanjenja popustljivosti i povećanja tangencijalne nosivosti spoja elemenata pribora i radnog predmeta.

Za razliku od do sada izvršenih istraživanja, predlaže se upravo suprotan pristup zasnovan na ispitivanju efekata svesnog utiskivanja elemenata pribora u radni predmet (lokalnog deformisanja radnog predmeta) u određenim uskim zonama. Polazeći od realne pretpostavke da u industrijskoj proizvodnji postoji veliki broj pripremaka (odlivaka i otkovaka) koji s obzirom na svoju funkciju u sklopu, a u cilju poboljšanja efekata njihovog stezanja (obezbeđenje veće nosivosti i manje popustljivosti u tačkama kontakta između elemenata za stezanje i radnog predmeta), mogu biti u procesu stezanja trajno deformisani u pojedinim uskim zonama njihove zapremine, na površinama koje se ne obrađuju, nemaju posebnih estetskih zahteva i po kojima može biti izvedeno stezanje.

Dosadašnja istraživanja u oblasti projektovanja i optimizacije mikro i makro geometrije elemenata za stezanje i pozicioniranje steznih pribora nemaju univerzalni karakter. Posebno kada je reč o istraživanjima u oblasti dinamičkog ponašanja između kontakata elemenata pribora i radnog predmeta, tj. tangencijalne nosivosti i popustljivosti kontakta. Obavljena istraživanja u ovoj oblasti u suštini se odnose na analizu dinamičkog ponašanja već formiranog sklopa pribora. U takvim uslovima ispitivanja nije moguće dublje analizirati dinamičko ponašanje određenog kontakta između elemenata pribora i radnog predmeta.

Za dublju analizu dinamičkog ponašanja i optimizaciju elemenata pribora neophodno je, u prvom koraku, razviti mernu instrumentaciju, odnosno uređaje koji će omogućiti ispitivanja modelskog tipa u statičkim i dinamičkim uslovima ispitivanja, tj. uslovima koji objektivno simuliraju opterećenja analiziranih kontakata u proizvodnim uslovima. U drugom koraku je potrebno izvršiti ispitivanja i analizu popustljivosti odgovarajućeg tipa kontakta između elemenata pribora i radnog predmeta.

Osnovi cilj istraživanja jeste projektovati elemente pribora koji će obezbediti veću nosivost i manju popustljivost spoja u odnosu na standardne elemente pribora koji se danas široko upotrebljavaju u praksi. Predhodno rečeno bi trebalo da bude

posebno omogućeno u domenu nižih vrednosti sila stezanja, što je veoma važno pri stezanju tankozidnih radnih predmeta tj. radnih predmeta male krutosti.

Na osnovu cilja istraživanja definisane su sledeće hipoteze:

- Popustljivost spoja u zonama gde se vrši stezanje radnog predmeta, pored mikrogeometrije kontaktnih površina, u značajnoj meri zavisi i od makrogeometrije kontakata elemenata za stezanje i radnog predmeta,
- Tangencijalna nosivost spoja (nosivost spoja u pravcu upravnom na silu stezanja) u zonama gde se vrši stezanje radnog predmeta, u značajnoj meri zavisi od makrogeometrije kontakata elemenata za stezanje i radnog predmeta,
- Izborom geometrije kontakata elemenata za stezanje i radnog predmeta može u značajnoj meri povećati tangencijalna nosivost spoja i smanjiti popustljivost spoja čime se bitno može poboljšati ili tačnost izrade dela ili povećati dozvoljene sile rezanja, odnosno režimi rezanja koji obezbeđuju veću produktivnost obrade,
- Spoj utisnutog oštrog završetka (čela) elementa za stezanje u radni predmet, sa malim dubinama utiskivanja, može obezbediti manje popustljivosti i veće nosivosti spoja u odnosu na spojeve u kojima se spoljašnje opterećenje uravnotežava isključivo silama trenja koje nastaju u zoni kontakata elemenata za stezanje i radnog predmeta,
- Poređenjem rezultata proračuna preko numeričkih metoda i rezultata eksperimentalnih merenja mogu se dobiti informacije koje mogu poslužiti kao podaci neophodni za optimizaciju makrogeometrije elemenata za stezanje. U tom cilju planirano je da se numerički i eksperimentalno utvrde tangencijalne nosivosti spojeva i popustljivosti spojeva za nekoliko različitih geometrije steznih elemenata pri variranju sile stezanja u veoma širokom opsegu.

Kroz izradu doktorske disertacije očekuju se, sa jedne strane, razvoj nove metodologije i odgovarajuće merne instrumentacije, a sa druge strane, verifikacija predložene metodologije u smislu razvoja novih konstruktivnih rešenja elemenata pribora povišenog stepena efikasnosti.

4. STATIČKA I DINAMIČKA NOSIVOST I POPUSTLJIVOSTI KONTAKATA ELEMENATA PRIBORA I RADNOG PREDMETA

Radni predmet se pri pozicioniranju i stezanju dovodi u kontakt sa elementima pribora koji služe za njegovo pozicioniranje i stezanje. Kontakt ovih elemenata se, teoretski posmatrano, ostvaruje po površinama, linijama i tačkama odnosno: realnim ravnim površinama i elementarnim površinama formiranim oko odgovarajućih kontaktnih linija i tačaka. U toku procesa obrade sile i momenti rezanja prenose se sa reznog alata na radni predmet, elemente za pozicioniranje, elemente za stezanje, elemente tela pribora i elemente mašine alatke. U pomenutom lancu prenosa opterećenja, u najvećem broju slučajeva, sa aspekta nosivosti i popustljivosti, najosetljivija je upravo veza koju determiniše kontakt radnog predmeta sa elementima pribora. Kod nekih konstrukcija pribora značajan udeo u ukupnoj popustljivosti mogu imati i ostali elementi pribora koji učestvuju u lancu prenosa opterećenja (pomeranja - popustljivosti nastale kao posledica velikih ugiba, uglova uvijanja i ostalih deformacija).

4.1. Nosivost i popustljivost u konstrukcijama pribora

Po definiciji krutost c predstavlja odnos sile i pomeranja, odnosno:

$$c = F / \xi \quad (4.1)$$

gde je:

- c - krutost,
- F - sila,
- ξ - pomeranje koje je izazvano silom.

Popustljivost je po definiciji recipročni odnos krutosti određen izrazom:

$$p = 1 / c = \xi / F \quad (4.2)$$

U teorijskoj mehanici poznati su mnogi izrazi koji definišu krutosti određenih elemenata. Na primer, krutost aksijalno opterećenog štapa, krutost grede, krutost opruge, itd. Od velikog broja mašinskih elemenata zahteva se visoka vrednost krutosti, odnosno mala vrednost popustljivosti. Pribori u tom smislu predstavljaju veoma specifičnu konstrukciju. Konstrukciju pribora čini veći broj elemenata pri čemu su veze elemenata rastavljivog ili ne rastavljivog tipa. Svaka veza elemenata ima odgovarajuću popustljivost, pri čemu nivo popustljivosti zavisi od velikog broja faktora vezanih za spoljašnje opterećenje (sile i momente rezanja) i karakteristike elemenata u kontaktu.

Ako u lancu prenosa opterećenja od radnog predmeta do elemenata mašine alatke postoji n veza, onda će ukupna krutost c konstrukcije po određenom pravcu i smeru, biti složena funkcija oblika:

$$c = f(n_i, c_i, M_i, F_i) \quad (4.3)$$

gde je:

- n_i - broj veza elemenata,
- i - karakteristike određene veze (geometrijske, mehaničke, tribološke),
- c_i - krutost i -te veze po određenom pravcu i smeru,
- M_i - moment rezanja koji opterećuje i -tu vezu,
- F_i - sila rezanja koja opterećuje i -tu vezu.

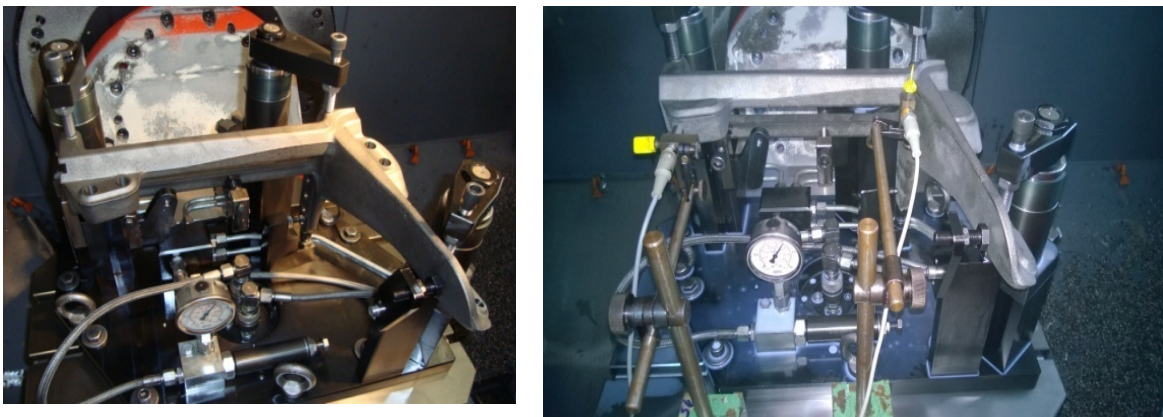
Svako pomeranja između elemenata u kontaktu u priboru ima uticaj na ukupno pomeranje radnog predmeta i grešku koja nastaje u procesu izrade. Iz tih razloga, važno je da se prvenstveno minimizuju najveća pomeranja, tj. pomeranja nastala u "najosetljivijim" kontaktima elemenata.

U vezi sa predhodno rečenim, racionalno je razmotriti konstrukciju pribora prikazanu na slici 4.1. Stezanje radnog predmeta, u ovoj konstrukciji pribora, se ostvaruje preko složenih mehanizama za stezanje pri čemu se svaki od njih sastoji od:

- hidrauličnog cilindra,
- stezne šape, i
- zavrtnja.

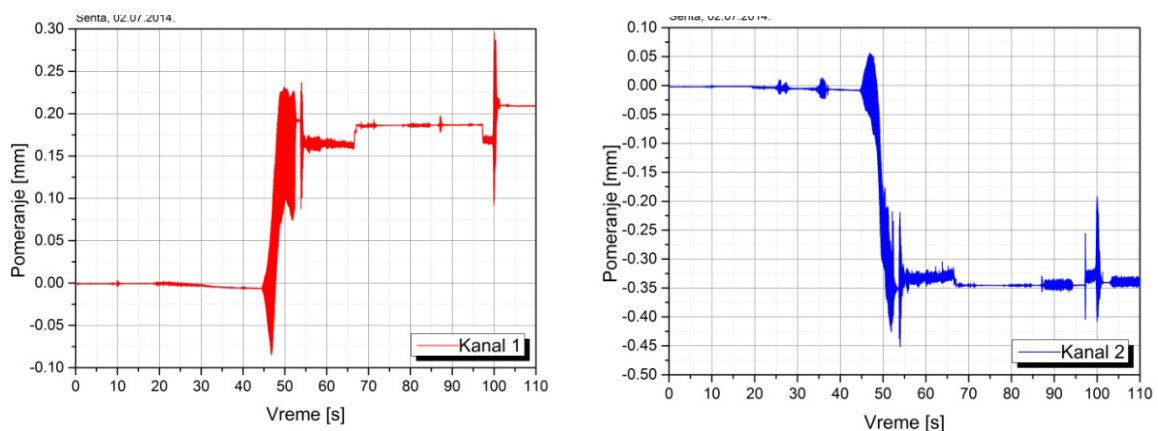
Ako se analizira operacija kompletne obrade poluge (radnog predmeta) primenom pribora prikazanog na slici 4.1. može se zaključiti da potencijalna pomeranja i popustljivosti mogu prvenstveno da nastanu kao posledica:

- savijanja zavrtnjeva preko kojih se vrši stezanje radnog predmeta (poluge),
- savijanja steznih šapa koje nose stezne zavrtnjeve,
- uvijanja klipnjača hidrauličkih cilindara šapa za stezanje,
- pomeranja u zonama kontakta radnog predmeta sa zavrtnjevima za stezanje.



Slika 4.1. Prikaz pribora za obradu poluge.

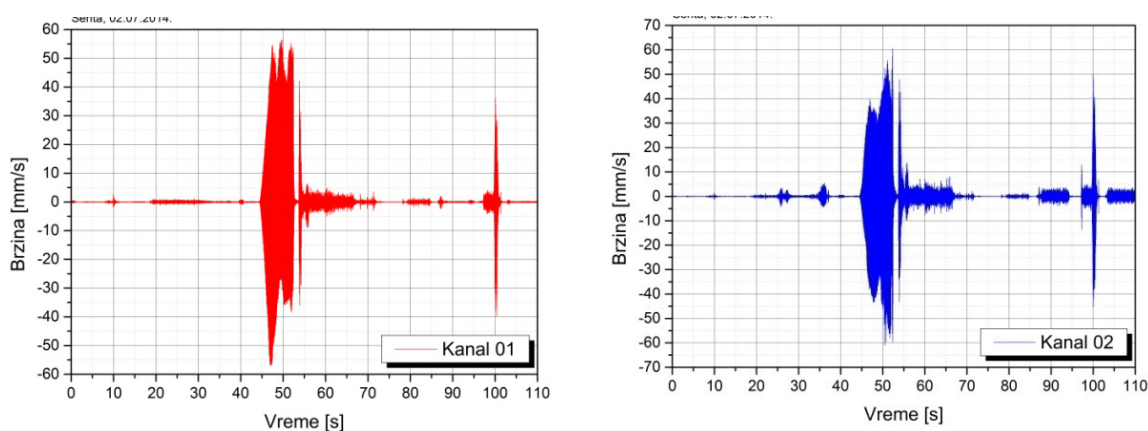
U cilju kvantifikovanja pomeranja koja se javljaju u konstrukciji pribora izvršena su odgovarajuća merenja u realnim proizvodnim uslovima korišćenjem odgovarajućih senzora pomeranja. Na slici 4.2 dati su primeri izlaznih signala pomeranja radnog predmeta.



Slika 4.2. Pomeranja radnog predmeta.

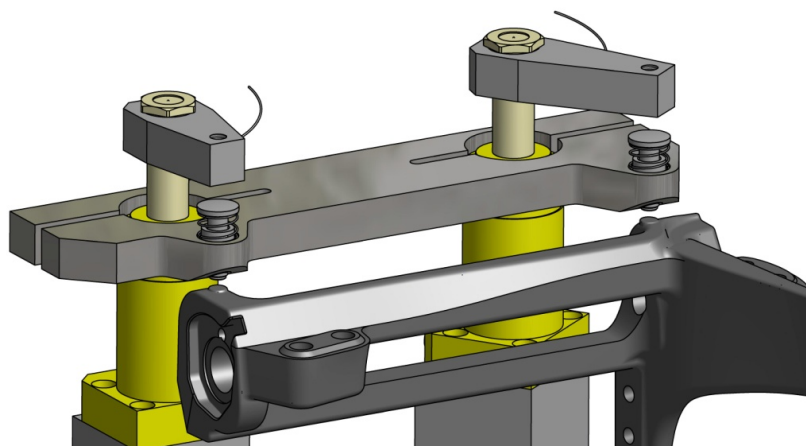
Na osnovu dijagrama prikazanih na slici 4.2 može se zaključiti da su pomeranja radnog predmeta velika (nekoliko desetih delova milimetra) što upravo upućuje na činjenicu da su navedene pretpostavke o potencijalnim izvorima popustljivosti između elemenata za stezanje i radnog predmeta u potpunosti osnovane. Navedeni primer je karakterističan jer upravo pokazuje uticaj konstrukcije pribora na pomeranje radnog predmeta tokom obrade i greške izrade koje su posledica pomeranja radnog predmeta.

Diferenciranjem signala pomeranja dobijene su vrednosti brzina vibracija radnog predmeta (slika 4.3). Sa prikaznog dijagrama uočljivo je da brzine vibracija dostižu vrednosti od nekoliko desetina mm/s.



Slika 4.3. Brzine vibracija radnog predmeta.

Poznato je da brzina vibracija ima krajnje negativne efekte po pitanju habanja i oštećenja reznih alata. Sa tim u vezi, preduzete su mere promene konstrukcije pribora u cilju smanjenja popustljivosti između elemenata za stezanje i radnog predmeta. Detalj rekonstruisanog sistema za stezanje prikazan je na slici 4.4.



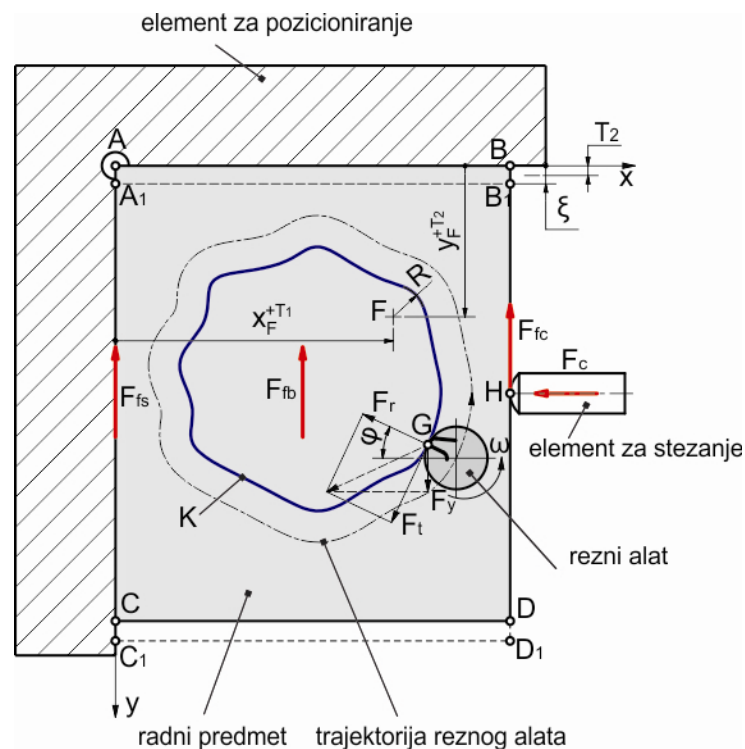
Slika 4.4. Detalj rekonstruisanog sistema za stezanje.

Rekonstrukcija sistema za stezanje vođena je idejom da se preko ploče visoke krutosti povežu dva hidraulična cilindra. Na stabilnoj ploči su urađena dva otvora u kojima se finim kliznim spojem mogu, uz minimalni zazor, pomerati potiskivači preko kojih se vrši stezanje. Na taj način postojeći sistem za stezanje i dalje funkcioniše, ali popustljivost tog sistema ne utiče bitno na pomeranja radnog predmeta u priboru.

Dakle, problem popustljivosti se svodi na pomeranja nastala u kontaktu elemenata za stezanje i radnog predmeta upravo iz razloga što su veze ovih elemenata rastavljivog tipa a spoljašnje opterećenje se uravnotežava preko sila trenja. Sa druge strane, nerastavljive veze tipa zavarenog spoja ili visoko krute rastavljive veze imaju malu popustljivost (veza elemenata za pozicioniranje i elemenata tela pribora, veza elemenata za stezanje i elemenata tela pribora, itd.).

4.2. Nosivost i popustljivost između elemenata pribora i radnog predmeta

Kod pribora se, u većini slučajeva, a posebno u slučajevima obrade složenih kontura, sile i momenti rezanja uravnotežavaju preko sila trenja koje nastaju na mestima kontakta radnog predmeta sa elementima za pozicioniranje i stezanje (slika 4.5).



Slika 4.5. Primer uravnotežavanja sila rezanja sa silama trenja.

Na slici 4.5. šematski je ilustrovan primer obrade glodanjem složene konture K . Tangencijalna komponenta sile rezanja F_t i radijalna komponenta sila rezanja F_r menjaju svoj pravac prilikom obrade po konturi K . Statička jednačina ravnoteže po osi y glasi:

$$F_{fc} + F_{fs} + F_{fb} = F_t \cdot \cos \varphi - F_r \cdot \sin \varphi \quad (4.4)$$

gde je:

- F_{fc} - sila trenja između elementa za stezanje (okolina tačke H) i radnog predmeta,
- F_{fs} - sila trenja između radnog predmeta i elementa za pozicioniranje duž pravca AC,
- F_{fb} - sila trenja između radnog predmeta i elementa za pozicioniranje,
- F_t - tangencijalna komponenta sile rezanja,
- F_r - radijalna komponenta sile rezanja,
- φ - trenutni ugao trajektorije po kojoj se kreće rezni alat.

Ako je u opštem slučaju, u tački G trajektorije reznog alata vrednost:

$$F_y = F_t \cdot \cos \varphi - F_r \cdot \sin \varphi \quad (4.5)$$

ravnoteža sila će biti uspostavljena samo uz odgovarajuće pomeranje radnog predmeta u zonama kontakta radnog predmeta sa elementima za stezanje i elementima za pozicioniranje. To znači da će doći do pomeranja radnog predmeta iz položaja $ABCD$ u položaj $A_1B_1C_1D_1$. Pomeranje ξ nastalo kao posledica popustljivosti pomenutih zona kontakata u direktnoj je vezi sa greškama izrade radnog predmeta. Na primer, greškom izrade po dimenziji y_f . Do popustljivosti veza u zonama kontakta između elemenata za stezanje i elemenata za pozicioniranje sa radnim predmetom dolazi zbog dejstva sile F_y koja na kontaktima u okolini tačke H i duž oslonca AC na elementu za pozicioniranje ($ABCD$) izaziva tangencijalne napone u pravcu ose y . Svaki napon neminovno izaziva deformaciju a nivo te deformacije je u funkciji nivoa napona. Zbir tih lokalnih deformacija upravo predstavlja popustljivost veza i direktno utiče na grešku izrade radnog predmeta.

Sile trenja F_{fc} , F_{fs} , F_{fb} su složene funkcije makro i mikrogeometrije kontakta, karakteristika materijala kontaktnih parova, sile stezanja F_c i pomeranja ξ . Za svaku vezu (kontakt između elemenata pribora i radnog predmeta) bilo da je reč o elementu za stezanje ili elementu za pozicioniranje, može se napisati zavisnost tipa:

$$F_t = f(G, M, F_c, \xi) \quad (4.6)$$

gde je:

- G - skup parametara koji definišu makro i mikro geometriju kontakta,
- M - skup parametara koji definišu karakteristike materijala u kontaktu,
- F_c - normalno opterećenje kontakta (funkcija sile stezanja) ,
- ξ - popustljivost kontakta.

S obzirom na veliki broj uticajnih parametara koji definišu mikrogeometriju kontakta (veliki broj parametara hrapavosti površina) i parametara koji definišu karakteristike materijala kontaktnih parova (tvrdoća, čvrstoća, hemijski sastav), i složene procese i mehanizme trenja i habanja, sa aspekta pouzdanosti veoma je diskutabilna svaka analitička zavisnost tipa $F_t = f(G, M, F_c, \xi)$. Iz tog razloga mnogo je povoljnije ove zavisnosti formirati eksperimentalnim putem.

Ako se sile trenja F_{fc} , F_{fs} , F_{fb} , za određene uslove ispitivanja, odrede eksperimentalno, i to za širok interval sile stezanja, onda je moguće da se na osnovu eksperimentalnih podataka formiraju određene regresione jednačine tipa $F_t = f(G, M, F_c, \xi)$. Dakle, moguće je formirati regresione jednačine tj. zavisnosti sile trenja od normalnog opterećenja kontakta (sile stezanja) i tangencijalne popustljivosti kontakta, odnosno tangencijalne krutosti kontakta. Na taj način stvaraju se ključni preduslovi za određivanje greške izrade radnog predmeta. Naime, eksperimentalne funkcije ovog tipa omogućavaju da se modelira ponašanje radnog predmeta u priboru pre izvođenja procesa obrade i realno predvide greške izrade radnog predmeta po određenim dimenzijama.

4.3. Uticaj geometrije kontakta na nosivost i popustljivost između elemenata pribora i radnog predmeta

Kod pribora se u slučajevima kada spoljašnja opterećenja (sile i momenti rezanja) deluju upravno na osu elemenata za stezanje i pozicioniranje uravnotežavaju

silama trenja koje nastaju u kontaktu između ovih elemenata i radnog predmeta. Sila trenja je u opštem slučaju zavisna od nivoa normalnog opterećenja (sile stezanja), karakteristika materijala elemenata u kontaktu, mikrogeometrije kontakta i mnogih drugih parametara koji definišu uslove ostvarivanja kontakta. Na primer, veoma je važno da li se radi o "suvom" kontaktu, kontaktu sa graničnim podmazivanjem ili kontaktu sa hidrodinamičkim podmazivanjem. Kod pribora dominira tip "suvog" kontakta i kontakta sa graničnim podmazivanjem. U istraživanju se razmatra tip "suvog kontakta", s obzirom na aktuelnost tzv. "suve" mašinske obrade (obrada bez primene SHP sredstva), mada ponuđena rešenja elemenata pribora imaju značajne prednosti i u uslovima kontakta sa graničnim podmazivanjem. Naime, predložena rešenja, baziraju na principima lokalnih deformacija pa je, sa tim u vezi realno pretpostaviti da je prodiranje sredstva za hlađenje i podmazivanje otežano u odnosu na klasične tipove kontakta. Tribološka istraživanja pokazuju da sila trenja nije linearno zavisna od opterećenja. Pri manjim vrednostima kontaktnog pritiska sila trenja je veća i obrnuto.

Tačnost izrade radnog predmeta i maksimalno dozvoljene sile rezanja, u slučaju kada se kod pribora spoljašnje opterećenje uravnotežava silama trenja, pored ostalog, zavise, ne samo od vrednosti sila stezanja, koeficijenta trenja i ostvarenih sila trenja već i od same makrogeometrije kontakata koja definiše polja napona i pomeranja u zonama kontakata odnosno popustljivost i nosivost ovih spojeva.

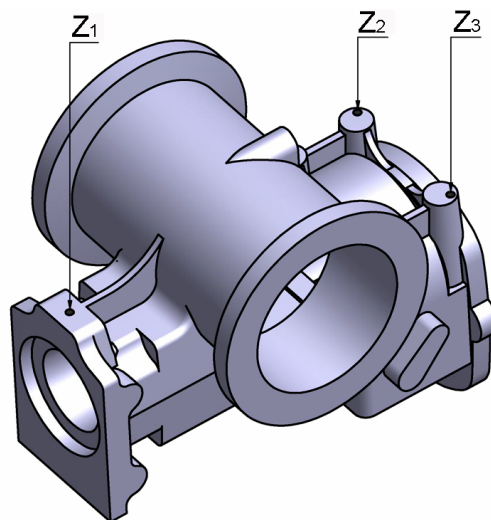
Predložena metoda stezanja polazi od činjenice da postoji veliki broj delova na kojima se izvode operacije obrade rezanjem samo po relativno manjem broju površina. Ostale površine takvih radnih predmeta se ne obrađuju i nemaju ulogu koja bi zahtevala tačniju obradu ili pak izraženu estetiku tih površina. To je najčešće slučaj sa raznim vrstama kućišta, postolja, nosača i sličnih radnih predmeta čiji su polufabrikati izrađeni livenjem i kovanjem (slika 4.6).



Slika 4.6. Primeri radnih predmeta koji se s obzirom na svoju funkciju i estetiku mogu trajno deformisati u zonama stezanja.

Složeni radni predmeti se najčešće obrađuju na savremenim obradnim centrima u jednoj operaciji, pri čemu se obrada rezanjem izvodi sa velikim brojem reznih alata. Sa tim u vezi podizanje nivoa pouzdanosti sistema za stezanje i pozicioniranje dobija posebno izraženu dimenziju. Svaka greška (pomeranje radnog predmeta u priboru izvan dozvoljenih granica) pri obradi neminovno dovodi do greški izrade ili škarta, a u vezi sa tim i do značajnih finansijskih gubitaka.

U cilju podizanja nivoa nosivosti kontakata, smanjenja popustljivosti i uopšte podizanja pouzdanosti stezanja i pozicioniranja, pretpostavlja se da funkcija takve grupe delova (slika 4.6) neće biti narušena ako se u određenim uskim zonama izvrši njihovo lokalno trajno deformisanje stezanjem. Odnosno, pretpostavlja se da će sistem stezanja zasnovan na lokalnim deformacijama radnog predmeta imati prednosti u odnosu na klasične sisteme stezanja. Na primer, lokalno deformisanje kućišta menjača (slika 4.7) u zonama Z_1 , Z_2 i Z_3 . Očigledno je, da s obzirom na funkciju dela, lokalne trajne deformacije male zapremine u jednoj ili većem broju zona (tačkaka) neće proizvesti neželjene efekte.



Slika 4.7. Primeri zona stezanja koje se mogu trajno deformisati.

Imajući navedeno u vidu, polazi se od sledećih pretpostavki:

- Da popustljivost spoja u "tačkama"- zonama gde se vrši stezanje, pored mikrogeometrije kontaktnih površina, u značajnoj meri zavisi i od makrogeometrije kontakata elemenata za stezanje i radnog predmeta,
- Da tangencijalna nosivost kontakta (nosivost kontakta u pravcu upravnom na silu stezanja) u "tačkama" - zonama gde se vrši stezanje, u značajnoj meri zavisi od makrogeometrije kontakata elemenata za stezanje i radnog predmeta,

- Da se izborom geometrije kontakta između elemenata za stezanje i radnog predmeta može povećati tangencijalna nosivost i smanjiti popustljivost kontakta čime se bitno može poboljšati ili tačnost izrade ili povećati dozvoljene sile rezanja, odnosno režimi rezanja koji obezbeđuju veću produktivnost,
- Da spoj utisnutog oštrog završetka (čela) elementa za stezanje u radni predmet, sa dubinama utiskivanja veličine do nekoliko milimetra, može obezbediti manje popustljivosti i veće nosivosti spoja u odnosu na kontakte u kojima se spoljašnje opterećenje uravnotežava isključivo silama trenja koje nastaju u zoni kontakta između elemenata pribora i radnog predmeta,
- Da se poređenjem rezultata proračuna preko numeričkih metoda i rezultata eksperimentalnih merenja mogu dobiti podaci neophodni za optimizaciju makrogeometrije elemenata za stezanje.

U tom cilju planirano je da se numerički i eksperimentalno utvrde tangencijalne nosivosti kontakata i popustljivosti kontakata za nekoliko različitih geometrija vrhova (čela) elemenata za stezanje pri variranju sile stezanja u određenom opsegu.

Pretpostavka je, da će se poređenjem eksperimentalnih rezultata i rezultata numeričkih proračuna, utvrditi da se numeričkim metodama, sa zadovoljavajućom tačnošću, može simulirati veoma složen proces stezanja baziran na lokalnim i trajnim deformacijama radnog predmeta.

Popustljivost, za zadate uslove kontakta, zavisi od makrogeometrije kontakta odnosno oblika čela elementa sa stezanje, u okviru iste vrednosti sile stezanja. Radni predmet u priboru se pomera u određenim granicama. To zavisi od intenziteta, pravca i smera sile rezanja i popustljivosti radnog predmeta u zonama njegovog kontakta sa elementima za stezanje, te je radni predmet samo prividno u ravnoteži. To je sasvim logično s obzirom na teorijski poznate zavisnosti napona i deformacija, bez obzira o kom sistemu opterećenja je reč. Sila je prisutna, proizvodi odgovarajuće napone u kontaktu koji ostvaruju relativno kretanje između elementa za stezanje i radnog predmeta. To kretanje, sa aspekta funkcije pribora i grešaka izrade radnog predmeta treba, u okviru iste sile stezanja, svesti na minimalnu moguću vrednost, odnosno treba optimizovati sve faktore koji utiču na popustljivost kontakta.

Predložena metoda se odnosi na podizanja nivoa nosivosti tangencijalno opterećene veze radnog predmeta i elemenata pribora preko specijalno

projektovanih elemenata za stezanje. Eksperimentalno se, u uslovima statičkog i dinamičkog opterećenja, ispituje nekoliko različitih tipova elemenata za stezanje.

Za potrebe ispitivanja u statičkim i dinamičkim uslovima opterećenja projektovani su specijalni merni uređaji koji omogućavaju:

- Simulaciju statičkog i dinamičkog opterećenja, odnosno silu stezanja i reakciju oslonca (elemenata za pozicioniranje);
- Simulaciju tangencijalnog opterećenja odnosno opterećenja normalnog na osu elementa za stezanje i/ili elementa za pozicioniranje;
- Praćenje pomeranja koje se javlja u kontaktu između elemenata pribora (stezanje i/ili pozicioniranje) i uzorka koji simulira radni predmet.

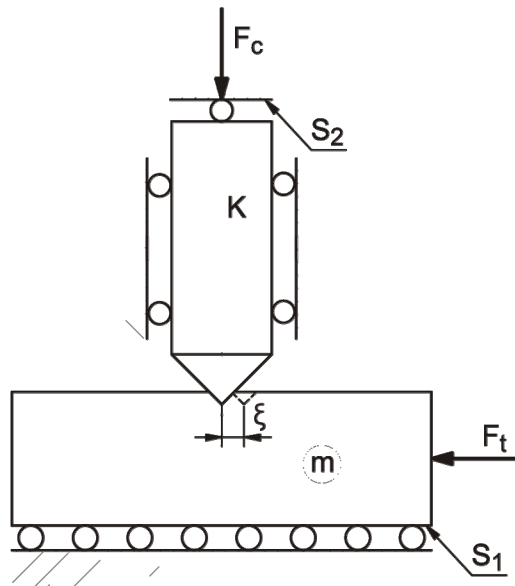
Osnovna ideja predloženih specijalno projektovanih elemenata za stezanje sa različitim oblicima čela (završetaka) koji dolazi u kontakt sa radnim predmetom sadržana je u pretpostavkama da će oni u odnosu na element za stezanje sa ravnim čelom (ravnom čeonom površinom) obezbediti manju popustljivost kontakta. Pretpostavlja se da će se prilikom dejstva sile stezanja ovi elementi utiskivati u radni predmet. Tvrdća ovih elemenata za stezanje je značajno veća od tvrdoće radnog predmeta. Ovi elementi za stezanje se utiskuju u radni predmet pri čemu dubina utiskivanja zavisi od veličine sile stezanja.

Popustljivost kontakta pri tangencijalnom opterećenju u velikoj meri mora zavisiti i od dubine prodiranja vrha elementa za stezanje u materijal radnog predmeta. Element za stezanje, u zavisnosti od veličine sile stezanja, će prodirati do određene dubine u odnosu na srednju liniju profila neravnina. Smicanje neravnina ili punog materijala pri dejstvu tangencijalne sile vrši se u okolini kontaktnih tačaka. S obzirom da se radi o malim dubinama prodiranja sledi da će i tragovi utiskivanja, i pri većim vrednostima sila stezanja, neznatno narušiti estetiku površine radnog predmeta.

Dakle, ova metoda stezanja radnog predmeta polazi od pretpostavke da se nosivost veze može značajno povećati kada se elementu za stezanje omogući da lokalno, i praktično zanemarljivo, deformiše određenu usku zonu na radnom predmetu. Ove male lokalne deformacije, s obzirom na prethodno izneto, u velikom broju slučajeva, nemaju neželjene efekte estetske prirode. Reč o lokalnim deformacijama čije se dubine, i za veoma visoke vrednosti sila stezanja, procenjuju na vrednost reda veličine stotog dela milimetra.

Na osnovu iznete materije proizilazi da postoji širok prostor mogućnosti optimizacije kontakta elementa za stezanje i radnog predmeta pri dejstvu

tangencijalnog opterećenja odnosno sile i momenata koji se javljaju u procesu rezanja. Sa tim u vezi razmatra se opšti slučaj kontakta elementa za stezanje sa radnim predmetom (slika 4.9). Elementom za stezanje K stegnut je radni predmet silom stezanja F_c . Karakteristike elementa za stezanje i radnog predmeta u smislu makrogeometrije, mikrogeometrije i materijala od kojih su oni izrađeni mogu biti različite. Na radni predmet deluje sila rezanja F_t koja izaziva relativno pomeranje radnog predmeta u odnosu na element za stezanje, što je određeno koordinatom ξ . Veličina koordinate ξ definiše popustljivost kontakta i zavisi od velikog broja faktora (makro i mikrogeometrije kontakta, materijala kontaktnih parova, sile stezanja F_c , tangencijalne sile F_t i ostalih veličina). Trenje na površinama S_1 i S_2 se zanemaruje iz razloga što se posmatra izolovano samo zona kontakta između elemenata za stezanje i radnog predmeta.

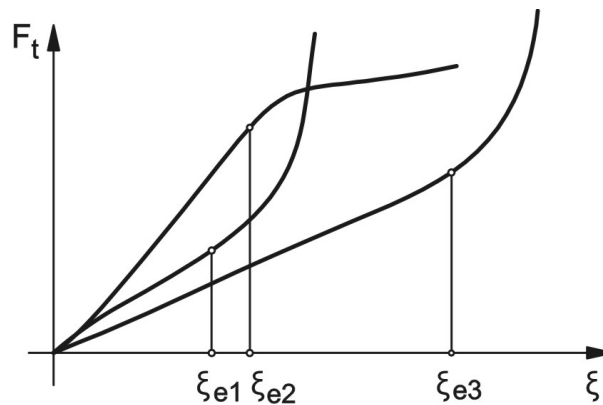


Slika 4.9. Šematski prikaz elementa za stezanje i predmeta obrade.

Ako se za konkretan tip kontakta eksperimentalno (preko regresionih funkcija) odredi oblik zavisnosti:

$$F_t = f(F_c, \xi) \quad (4.10)$$

onda je moguće odrediti do kog nivoa popustljivosti, pri određenoj sili stezanja se kontakt odvija u oblasti elastičnih deformacija. Ako se pretpostavi da zavisnosti date izrazom (4.10), za određene vrednosti sile stezanja F_c , i različite karakteristike kontakta imaju oblik familije regresionih funkcija koje su prikazane na slici 4.10 onda veličine ξ_{e1} , ξ_{e2} , ... ξ_{ek} određuju granice popustljivosti u kojima se pomeranja odvijaju u oblasti elastičnih deformacija.



Slika 4.10. Teorijski pretpostavljene krive zavisnosti između pomeranja i tangencijalne sile.

Krutost kontakta može se odrediti preko izraza:

$$c = \frac{dF_t}{d\xi} = \frac{df(F_c, \xi)}{d\xi}, \quad (4.11)$$

i za određene uslove kontakta i određenu vrednost sile stezanja ima konstantnu vrednost.

Ako se navedene pretpostavke eksperimentalno potvrde znači da je za bilo koji tip kontakta moguće eksperimentalno odrediti egzaktnu vrednost krutosti c koja, u opštem slučaju, važi za oblast elastičnih pomeranja (popustljivosti) određenih izrazom $0 \leq \xi \leq \xi_e$.

Ako se u dinamičkom režimu opterećenja, u funkciji vremena, dobiju signali tangencijalnog opterećenja $F_t(t)$ i popustljivosti $\xi(t)$, onda je numeričkim diferenciranjem signala $\xi(t)$ moguće odrediti i koeficijent prigušenja kontakta b iz Lagranževe jednačine kretanja:

$$m \frac{d^2\xi}{dt^2} + b \frac{d\xi}{dt} + c \xi = F_T(t) \quad (4.12)$$

odakle sledi izraz za proračun koeficijenta prigušenja b :

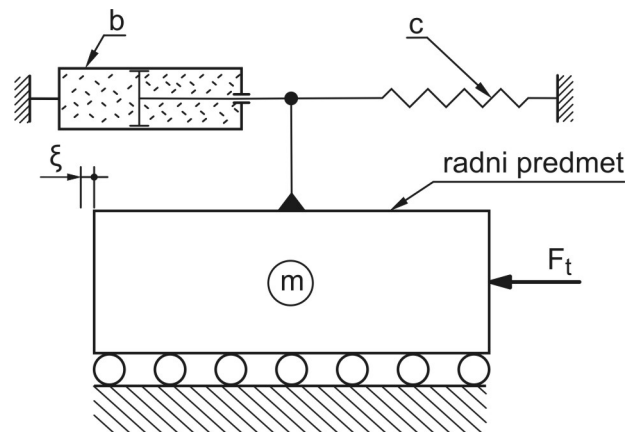
$$b = \frac{F_T(t) - m \frac{d^2\xi}{dt^2} - c \xi}{\frac{d\xi}{dt}} \quad (4.13)$$

Nakon određivanja krutosti c i koeficijenta prigušenja b moguće je, za određenu funkciju tangencijalne sile $F_t(t)$, određenu masu radnog predmeta m i određenu silu stezanja radnog predmeta F_c , odrediti popustljivost kontakta, odnosno

pomeranje $\xi(t)$ preko rešenja diferencijalne jednačine kretanja (4.12), odnosno preko rešenja Lagranžove diferencijalne jednačine.

U razmatranom slučaju popustljivosti kontakta rešenja navedene jednačine važe u oblasti $0 \leq \xi \leq \xi_e$ i u intervalu sila stezanja koje su varirane prilikom određivanja regresione funkcije oblika $F_t = f(F_c, \xi)$.

To upravo znači da se kontakt između elementa za stezanje i radnog predmeta u bilo kojoj tački stezanja može posmatrati i analizirati preko dinamičkog modela prikazanog na slici 4.11 odnosno preko poznatih teorijskih rešenja Lagranžove diferencijalne jednačine kretanja.



Slika 4.11. Šema dinamičkog modela kontakta elementa za stezanje i radnog predmeta.

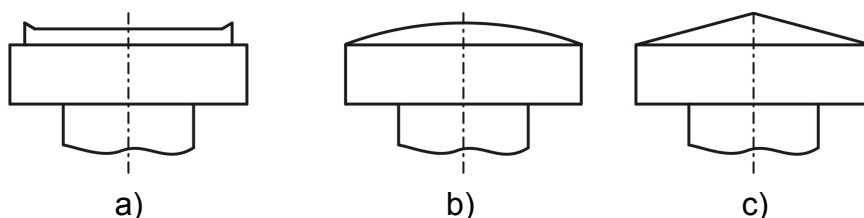
5. MODELOVANJE I NUMERIČKI PRORAČUNI NOSIVOSTI I POPUSTLJIVOSTI KONTAKATA ELEMENATA PRIBORA I RADNOG PREDMETA

U cilju sagledavanja naponskog stanja u zoni kontakta, kao i predikcije nosivosti i popustljivosti kontakta između elemenata za stezanje i radnog predmeta izvršena su modelovanja i FEM analiza kontaktnih parova - element za stezanje/radni predmet.

Modelovanje i numerički proračuni uticaja čela (završetka) elementa za stezanje na popustljivost kontakta između ovih elemenata i radnog predmeta izvedeni su u programskom paketu Simufact Forming u uslovima dinamičkih opterećenja.

Simulacije su izvedene za nekoliko geometrijskih oblika elemenata za stezanje, i to za:

- element za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina (slika 5.1.a),
- element za stezanje sa sferičnim čelom (slika 5.1.b),
- element za stezanje sa čelom u obliku kupe (slika 5.1.c),

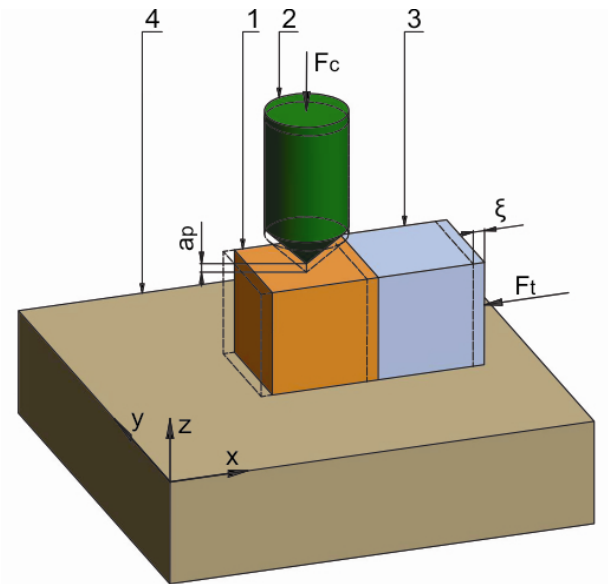


Slika 5.1. Geometrijski oblici završetaka elemenata za stezanje.

a) sa čelom u obliku kružnog klina, b) sa sferičnim čelom, c) sa čelom u obliku kupe.

Na slici 5.2 prikazan je simulacioni model sistema koga sačinjavaju:

1. radni predmet,
2. utiskivač koji preko sile utiskivanja F_c simulira silu stezanja elementa za stezanje,
3. potiskivač koji preko sile F_t simulira silu rezanja,
4. postolje.



Slika 5.2. Simulacioni model.

U prvom koraku preko utiskivača (2) deluje se na radni predmet tako da on prođe u radni predmet do određene definisane dubine. Nakon toga utiskivač ne vrši nikakvo pomeranje. Program omogućava da se za definisanu dubinu utiskivanja (dubinu koja je dobijena tokom izvođenja eksperimenta) odredi sila utiskivanja, tj. sila stezanja F_c . U drugom koraku (nakon utiskivanja utiskivača) radni predmet se potiskuje preko potiskivača (3) u pravcu x ose pri čemu se prati zavisnost sile potiskivanja od hoda potiskivača. S obzirom da se prati samo popustljivost između utiskivača i radnog predmeta ξ zanemareno je trenje između nepokretnog postolja (4) i radnog predmeta (1).

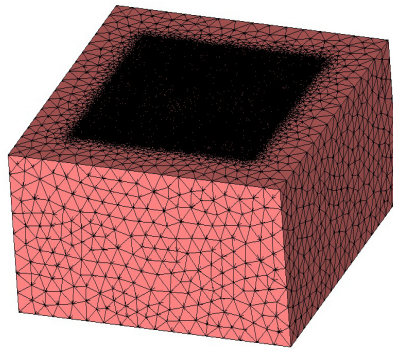
Kao ulazne informacije za FEM analizu potrebo je definisani sledeće podatke:

- parametre materijala radnog predmeta i utiskivača,
- vrednost koeficijenta trenja između utiskivača i radnog predmeta (određen je tribometrijskim ispitivanjima i iznosi $\mu = 0,15$).
- parametre mreže konačnih elemenata (slika 5.3) - tip, broj i veličina konačnih elemenata. Mreža konačnih elemenata je zoni kontakta usitnjena i značajno gušća.
- brzinu ($v_p = 0,1$ mm/s) i dubinu (a_p) utiskivanja.

Radni predmet na kome su izvršene simulacije definisan mrežom konačnih elemenata. Karakteristike mreže su:

- tip konačnih elemenata - hexahedral,

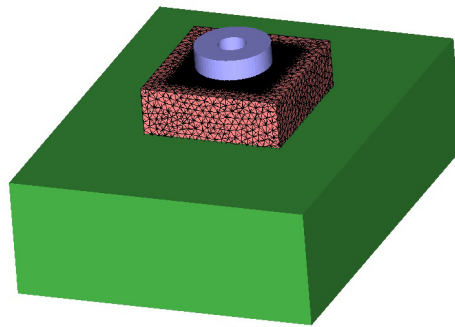
- veličina elemenata je 1,5 mm, pri čemu je u zoni kontakta mreža usitnjena na veličinu od 0,1875 mm
- broj konačnih elemenata je 31928.



Slika 5.3. Mreža konačnih elemenata radnog predmeta.

5.1. Modelovanje kontakta između elementa za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina i radnog predmeta.

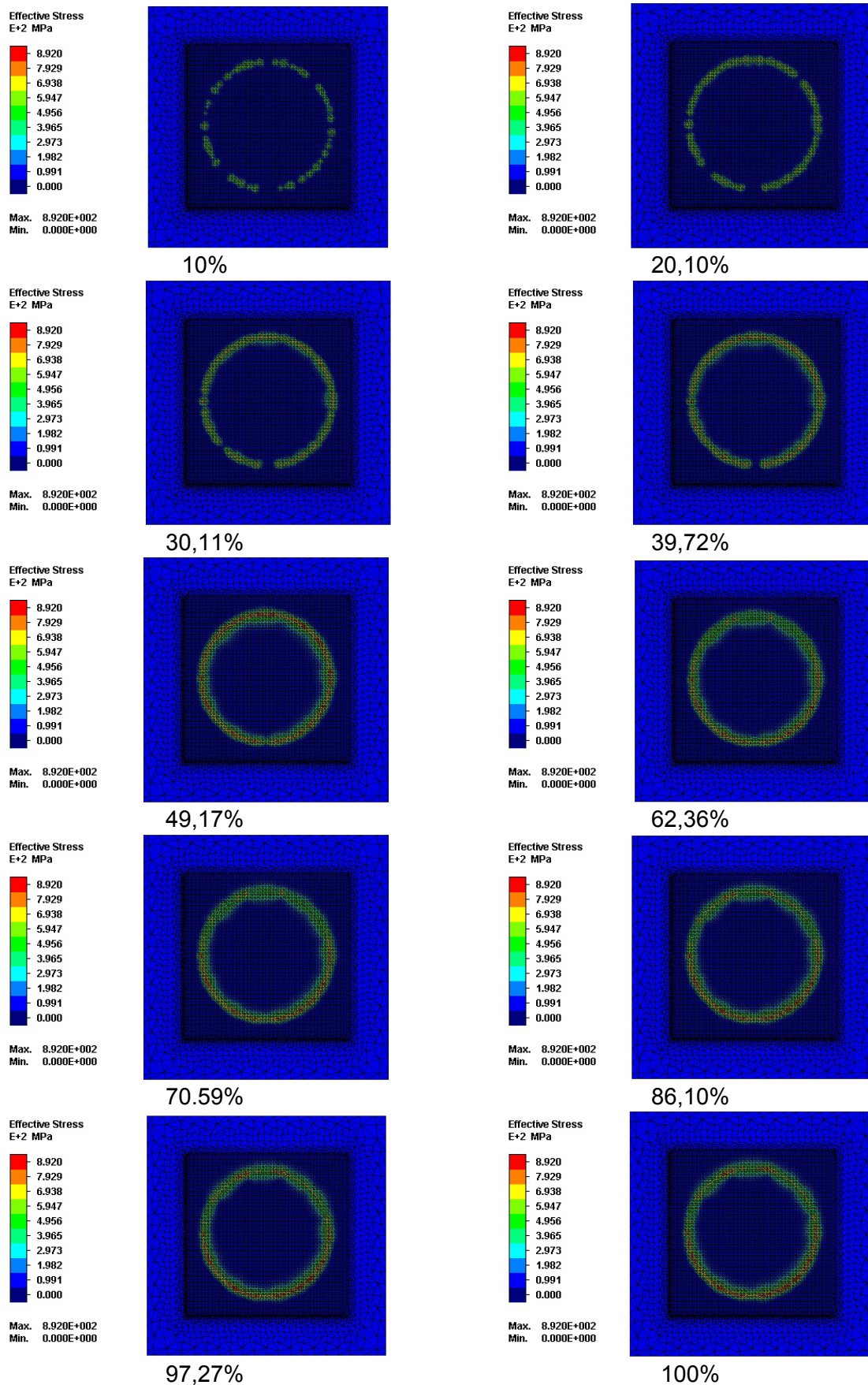
Model kontakta između elementa za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina i radnog predmeta prikazan je na slici 5.4.



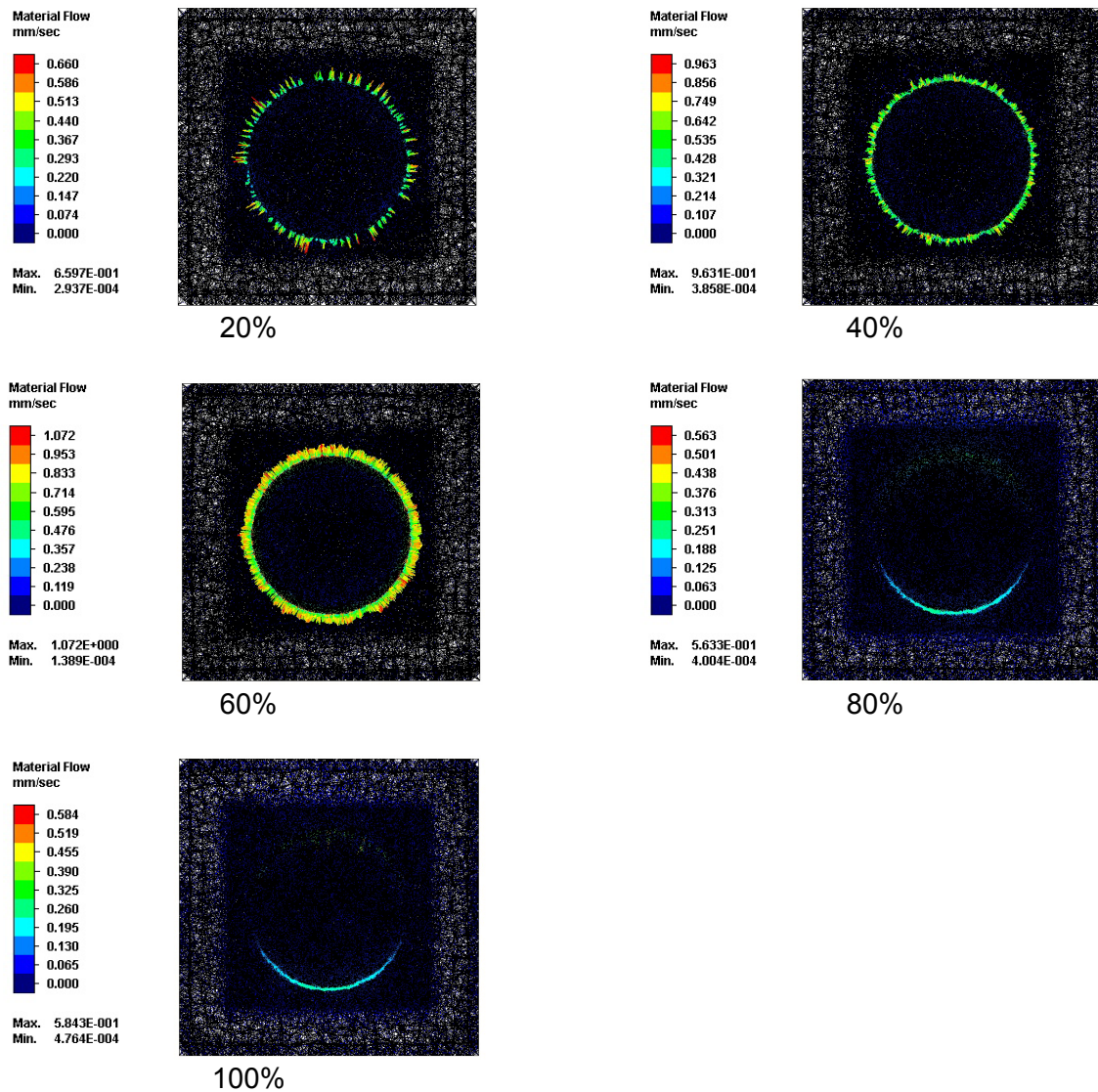
Slika 5.4. Model kontakta između elementa za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina i radnog predmeta.

Na slici 5.5. prikazana je raspodela Von Mises-ovih napona u zoni kontakta, pri raznim nivoima dejstva sile F_c u iznosu od 10% - 100% opterećenja.

Sila rezanja, odnosno tangencijalno opterećenje simulira se silom F_t (slika 5.2). U zavisnosti od nivoa tangencijalnog opterećenja doći će i do odgovarajućeg pomeranja ξ . Tečenje materijala pri nivou tangencijalnog opterećenja 20%-100% prikazano je na slici 5.6.

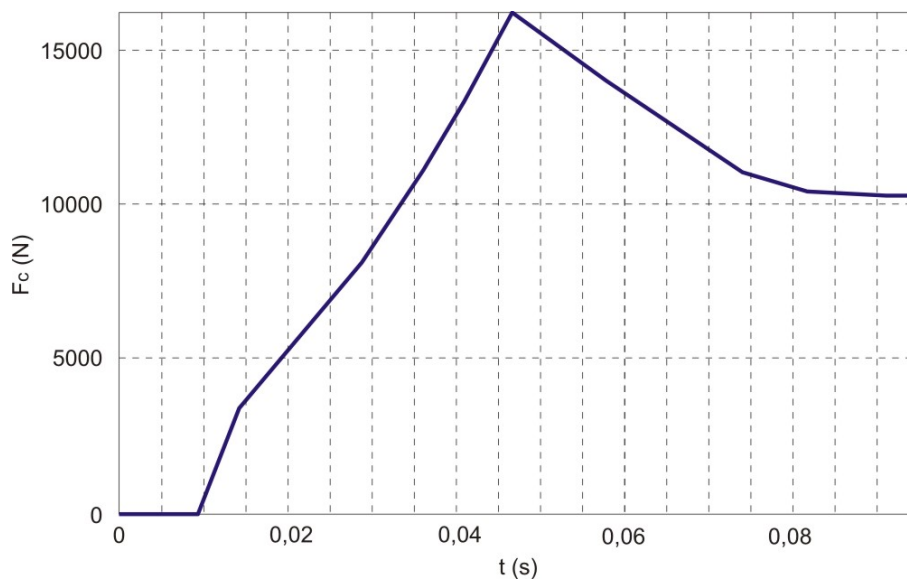


Slika 5.5. Von Mises-ovi naponi na nivou 10%-100% utiskivanja elementa za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina u radni predmet.

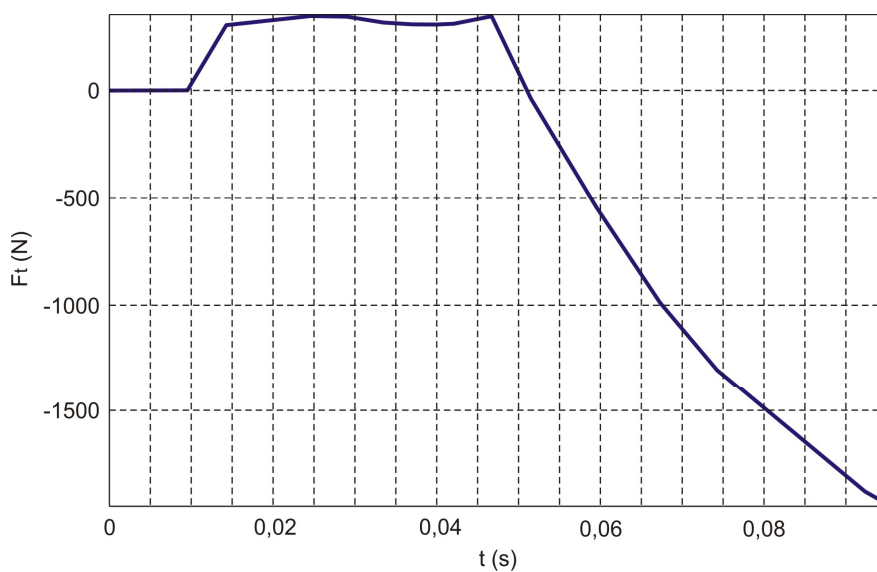


Slika 5.6. Tečenje materijala pri 20%, 40%, 60% i 100% tangencijalnog opterećenja.

Na slici 5.7. je prikazan dijagram zavisnosti sile utiskivanja (stezanja) F_c od dubine prodiranja specijalno projektovanog elementa za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina u radni predmet, a na slici 5.8. je prikazana zavisnost tangencijalne sile F_t od pomeranja ξ .



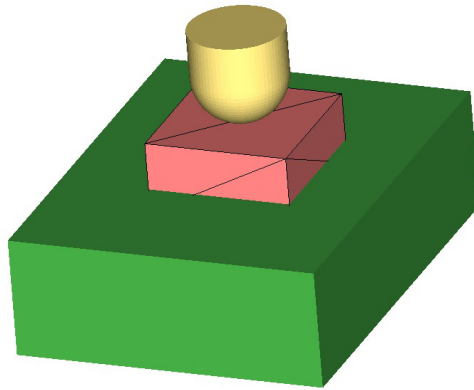
Slika 5.7. Promena sile utiskivanja (stezanja) - element za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina.



Slika 5.8. Promena tangencijalne sile - element za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina.

5.2. Modelovanje kontakta između elementa za stezanje sa sferičnim čelom i radnog predmeta.

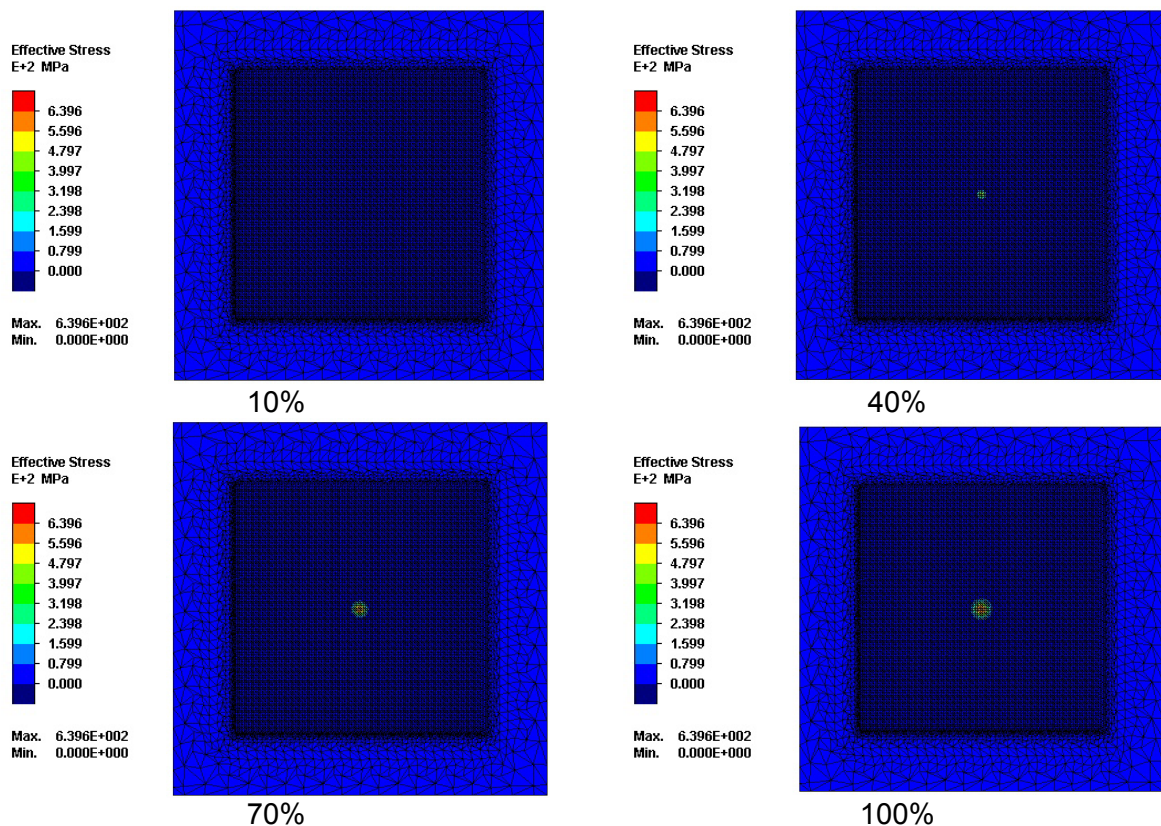
Model kontakta između elementa za stezanje sa sferičnim čelom i radnog predmeta prikazan je na slici 5.9.



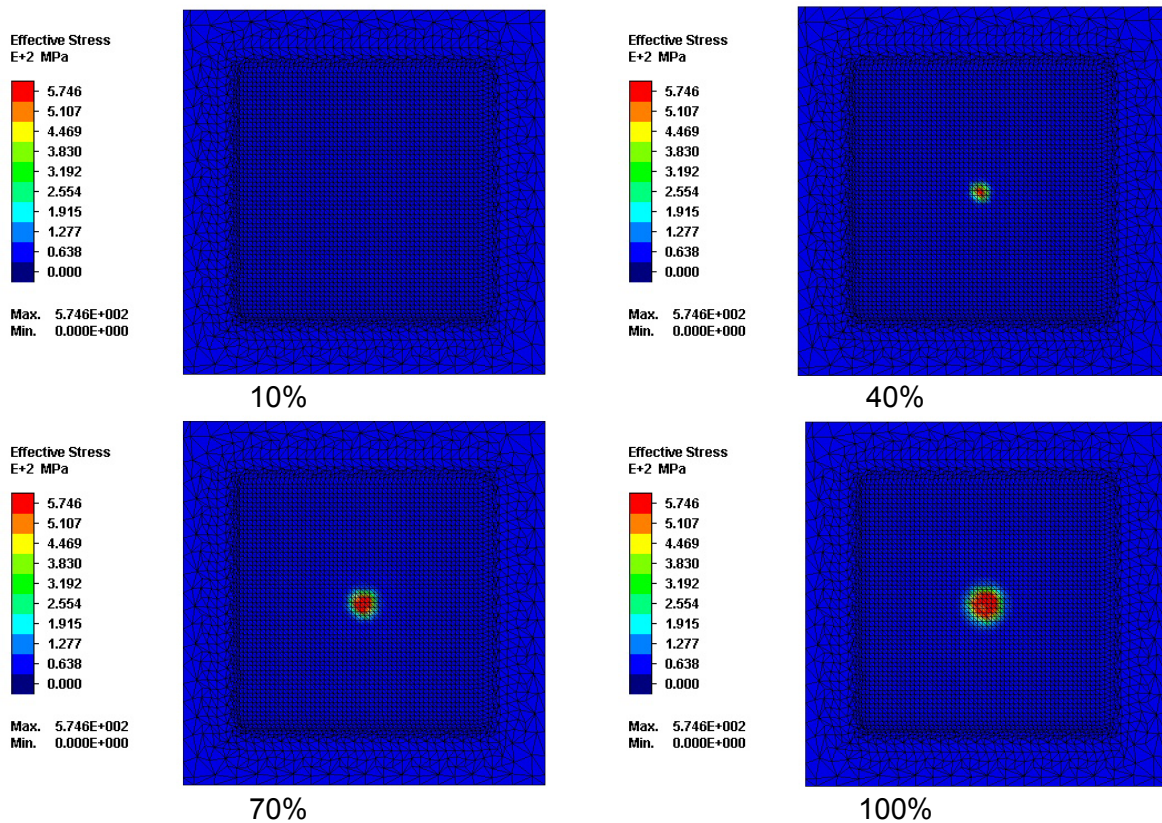
Slika 5.9. Model kontakta između elementa za stezanje sa sferičnim čelom i radnog predmeta.

Na slici 5.10. prikazana je raspodela Von Mises-ovih napona u zoni kontakta, na nivoima dejstva sile F_c u iznosu od 10% - 100% opterećenja, za element za stezanje sa sferičnim čelom sa radijusom vrha od $R = 10$ mm.

Na slici 5.11. prikazana je raspodela Von Von Mises-ovih napona u zoni kontakta, na nivoima dejstva sile F_c u iznosu od 10% - 100% opterećenja, za element za stezanje sa sferičnim čelom sa radijusom vrha od $R = 60$ mm.

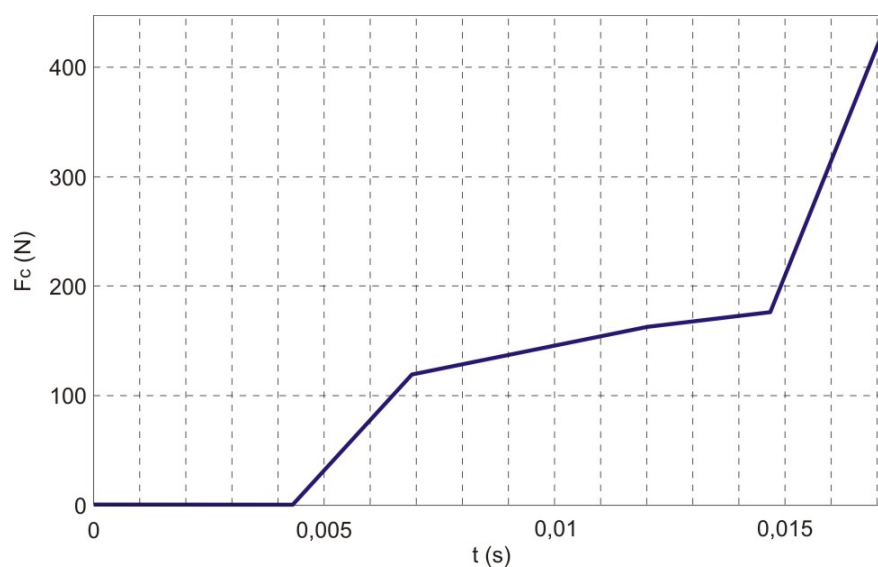


Slika 5.10. Von Mizisovi naponi na nivou 10%-100% utiskivanja elementa za stezanje sa sferičnim čelom sa radijusom vrha od $R = 10$ mm.

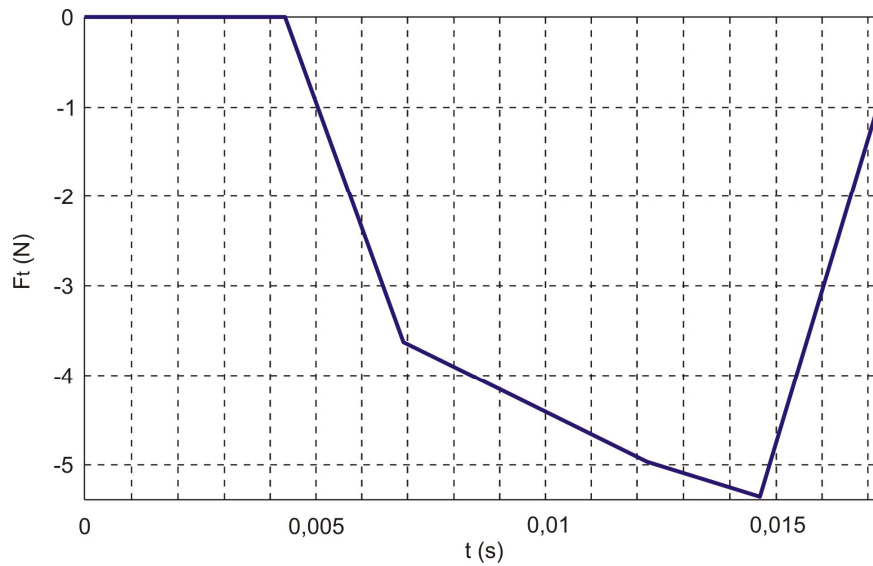


Slika 5.11. Von Mizisovi naponi na nivou 10%-100% utiskivanja elementa za stezanje sa sferičnim čelom sa radijusom vrha od $R = 60$ mm.

Na slici 5.12 je prikazan dijagram zavisnosti sile utiskivanja F_c od dubine prodiranja elementa za stezanje sa sferičnim čelom u radni predmet, dok je na slici 5.13 prikazana zavisnost tangencijalne sile od pomeranja.



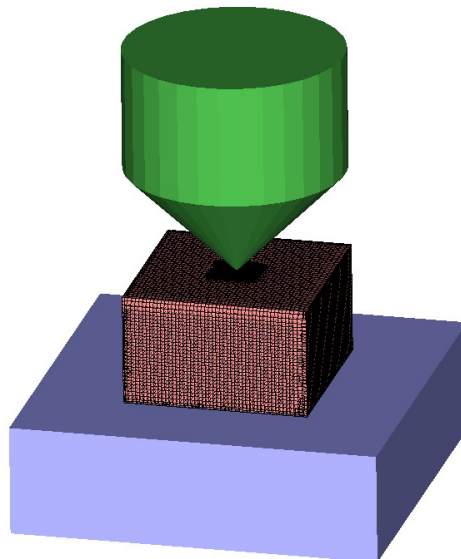
Slika 5.12. Promena sile utiskivanja (stezanja) - element za stezanje sa sferičnim čelom.



Slika 5.13. Promena tangencijalne sile - element za stezanje sa sferičnim čelom.

5.3. Modelovanje kontakta između elementa za stezanje sa čelom u obliku kupe i radnog predmeta.

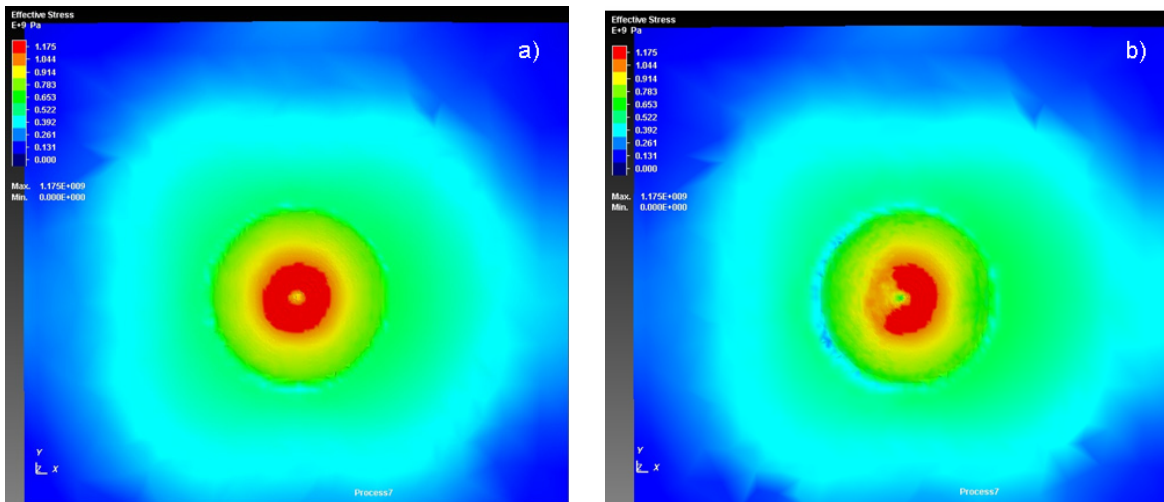
Model kontakta između elementa za stezanje sa čelom u obliku kupe i radnog predmeta prikazan je na slici 5.14.



Slika 5.14. Model kontakta između elementa za stezanje sa čelom u obliku kupe i radnog predmeta.

Na slici 5.15.a. je kao primer rezultata iz programa za FEM analizu, za slučaj stezanja elementom za stezanje sa čelom u obliku kupe sa uglom vrha od 90° u

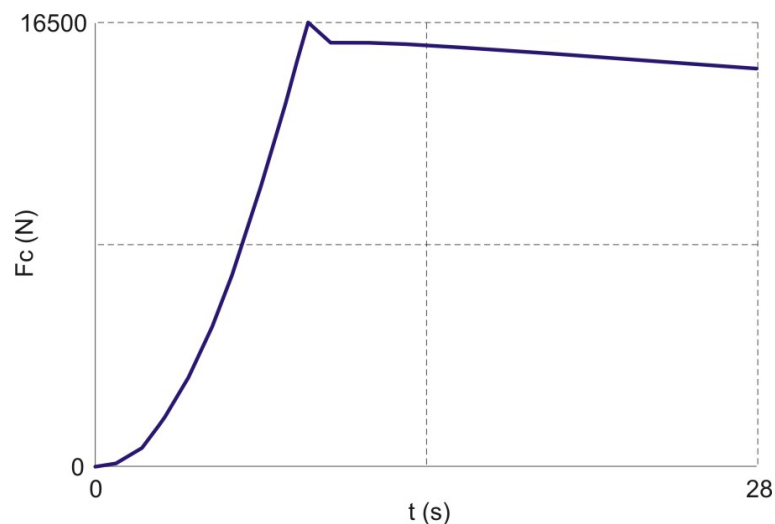
dubinu 1,621 mm dat oblik polja napona u zoni kontakta pri simulaciji stezanja, dok je na slici 5.15.b dat oblik polja napona nakon prestanka delovanja elementa za stezanje.



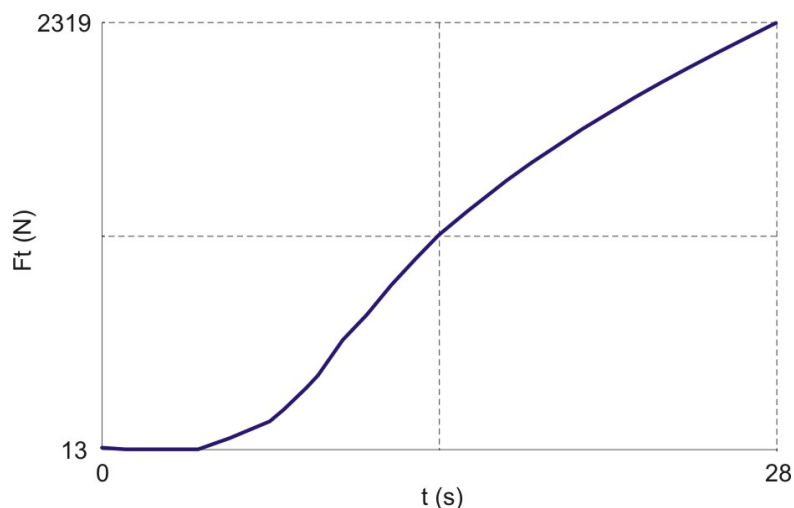
Slika 5.15. Naponska polja u zoni kontakta elementa za stezanje sa čelom u obliku kupe i radnog predmeta

a) u toku stezanja na dubini $a_p = 1,621$ mm, b) nakon prestanka sile stezanja.

Na slikama 5.16 i 5.17 su prikazani dijagram promene sile stezanja u funkciji vremena i dijagram promene tangencijalne sile u funkciji vremena odnosno pomeranja potiskivača pri utiskivanju (stezanju) sa elementom za stezanje sa čelom u obliku kupe ugla vrha 90° na dubinu od 1,621 mm.



Slika 5.16. Promena sile utiskivanja (stezanja) - element za stezanje sa čelom u obliku kupe sa uglom vrha od 90° do dubine $a_p=1,621$ mm.



Slika 5.17. Promena tangencijalne sile - element za stezanje sa čelom u obliku kupe sa uglom vrha od 90° do dubine $a_p=1,621$ mm.

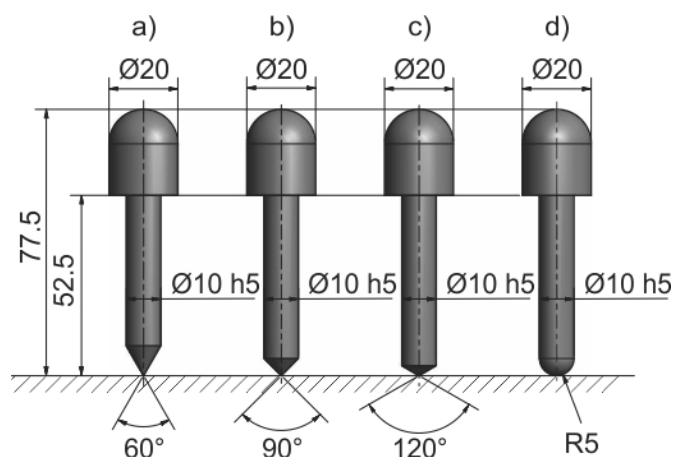
Očigledno je da veličini pomeranja potiskivača odgovara određena tangencijalna sila koja izaziva to pomeranje. Veličina pomeranja potiskivača je upravo popustljivost spoja, a veličina tangencijalne sile na potiskivaču nosivost spoja.

5.4. Numerički proračuni kontakta između specijalno projektovanih elementa za stezanje i radnog predmeta

Posredstvom korišćenog programskog paketa izvedene su FEM simulacije u skladu sa uslovima eksperimentalnih ispitivanja. Utiskivanje (stezanje) je izvedeno sa elementima za stezanje sa:

- čelom u obliku kupe i uglom vrha od 60° (slika 5.18.a),
- čelom u obliku kupe i uglom vrha od 90° (slika 5.18.b),
- čelom u obliku kupe i uglom vrha od 120° (slika 5.18.c),
- sferičnim čelom $R = 5$ mm (slika 5.18.d).

U tabelama 5.1-5.4 prikazani su rezultati numeričke analize, za slučaj simulacije stezanja sa elementima za stezanje sa čelom u obliku kupe (sa uglom vrha od 60° , 90° i 120°) i elementom za stezanje sa sferičnim čelom (radijusa $R = 5$ mm). Rezultati se odnose na vrednosti tangencijalne sile (nosivosti spoja) F_t i vrednosti popustljivosti (pomeranja spoja) ξ dobijene pri različitim dubinama utiskivanja a_p odnosno pri različitim vrednostima sila utiskivanja (stezanja) F_c .



Slika 5.18. Geometrija elemenata za stezanje.

ξ (mm)	F_c (N)							
	304	692	1606	3646	5314	6649	10116	11830
	a_p (mm)							
	0,246	0,34	0,6015	0,786	0,966	1,094	1,172	1,298
0,0025	1,43	24,19	38,43	19,03	46,39	88,35	230,30	345,37
0,005	20,96	12,07	97,29	95,99	172,00	211,74	402,65	501,09
0,0075	40,25	45,75	150,95	179,10	275,42	317,52	531,72	641,90
0,01	59,01	74,79	204,00	246,97	382,39	429,90	671,22	795,77
0,0125	74,54	100,99	251,40	312,78	478,82	532,28	799,65	940,90
0,015	89,42	125,53	294,12	374,46	567,21	626,59	917,92	1076,58
0,0175	103,66	147,79	333,16	433,29	649,97	715,26	1029,84	1202,58
0,02	116,01	170,20	369,68	489,12	727,54	799,52	1136,50	1319,15
0,0225	129,30	190,94	404,78	544,01	800,29	880,17	1238,32	1431,09
0,025	141,43	211,11	436,66	593,92	871,68	958,05	1334,51	1537,45
0,0275	146,18	229,20	468,23	642,85	937,16	1032,96	1428,91	1639,79
0,03	147,81	246,83	500,20	692,13	1002,66	1106,25	1519,70	1740,89
0,0325	152,47	265,06	530,40	739,25	1066,70	1176,11	1605,46	1837,36
0,035	156,25	283,96	560,98	768,41	1126,30	1245,66	1691,50	1929,77
0,0375	159,18	301,16	589,37	810,53	1185,40	1312,12	1777,75	2020,71
0,04	164,51	317,17	617,24	874,88	1245,77	1378,13	1857,32	2110,95
0,0425	166,89	333,01	642,92	933,96	1302,87	1443,99	1934,77	2199,29
0,045	171,59	344,88	667,74	987,81	1358,25	1509,46	2014,01	2281,03
0,0475	176,56	352,42	693,71	1038,10	1412,30	1571,72	2091,37	2366,00
0,05	181,15	359,37	715,30	1086,01	1467,08	1632,43	2165,23	2449,36

Tabela 5.1. Vrednosti tangencijalne sile (nosivosti spoja) pri stezanju elementom za stezanje sa čelom u obliku kupe i uglom vrha od 60°

ξ (mm)	F_c (N)									
	313	750	2451	4101	6179	7866	8951	10870	13230	16500
	a_p (mm)									
	0,246	0,34	0,6015	0,786	0,966	1,094	1,172	1,298	1,432	1,621
0,0025	2,95	1,01	1,52	27,62	45,85	80,85	94,82	160,84	256,15	399,80
0,0050	14,34	47,03	69,77	120,27	153,22	214,40	228,03	300,52	385,32	590,46
0,0075	31,09	77,48	131,84	201,24	251,36	329,95	344,94	421,16	516,80	726,89
0,0100	43,69	103,83	188,05	279,28	346,20	441,33	461,43	548,85	630,10	884,02
0,0125	53,80	125,65	234,24	346,08	429,48	541,58	567,29	661,59	733,65	1030,54
0,0150	60,62	143,70	273,72	401,56	502,84	625,80	662,79	761,96	831,56	1161,15
0,0175	69,31	159,67	308,20	450,28	570,40	703,52	745,88	853,75	925,90	1273,49
0,0200	75,68	174,06	338,92	493,88	631,49	774,48	823,52	940,04	1015,13	1377,71
0,0225	81,59	187,11	365,33	536,45	688,02	840,89	895,08	1021,41	1101,49	1477,45
0,0250	88,10	198,98	391,66	574,60	741,46	901,85	960,52	1096,21	1183,48	1571,94
0,0275	93,48	209,16	417,26	610,45	791,64	960,15	1024,56	1168,16	1259,66	1660,16
0,0300	96,68	219,68	442,67	644,44	840,44	1015,99	1084,97	1236,36	1333,05	1745,50
0,0325	100,70	229,77	466,60	677,69	885,19	1069,96	1140,51	1301,54	1402,36	1825,69
0,0350	104,72	237,94	488,60	710,04	928,62	1118,83	1194,39	1362,07	1470,56	1903,81
0,0375	109,61	244,69	510,13	741,50	968,62	1166,46	1248,52	1422,31	1535,39	1978,21
0,0400	111,20	253,61	527,98	770,17	1010,04	1213,96	1299,14	1481,09	1597,52	2052,37
0,0425	115,26	262,43	548,85	797,79	1048,65	1258,18	1350,30	1537,96	1658,17	2120,28
0,0450	115,77	270,07	568,78	822,16	1087,33	1300,14	1397,35	1590,10	1720,38	2187,19
0,0475	118,02	276,10	589,06	847,60	1125,69	1337,35	1441,12	1641,86	1775,71	2253,40
0,0500	121,49	280,78	606,26	874,40	1163,47	1373,43	1485,97	1694,59	1833,68	2318,67

Tabela 5.2. Vrednosti tangencijalne sile (nosivosti spoja) pri stezanju elementom za stezanje sa čelom u obliku kupe i uglom vrha od 90°.

ξ (mm)	F_c (N)									
	367	655	1810	4083	6326	8128	8827	10520	12560	14950
	a_p (mm)									
	0,246	0,34	0,6015	0,786	0,966	1,094	1,172	1,298	1,432	1,621
0,0025	1,15	0,55	4,91	3,81	42,71	73,35	92,91	112,58	184,05	248,33
0,005	19,91	30,09	48,79	97,54	125,78	167,24	191,65	214,77	310,69	384,61
0,0075	32,91	56,85	85,40	180,13	200,79	252,77	281,59	313,05	422,06	513,11
0,01	42,16	73,54	116,86	261,31	271,45	334,38	366,91	407,22	524,48	627,04
0,0125	49,43	86,89	145,10	329,25	338,10	410,81	446,66	496,39	623,32	734,76
0,015	55,18	96,33	170,40	384,27	399,50	481,87	521,57	580,28	716,02	838,90
0,0175	60,88	104,08	192,91	431,68	456,28	548,19	591,33	659,17	801,92	936,03
0,02	65,47	111,38	210,96	472,31	507,92	609,82	655,52	732,59	885,78	1029,88
0,0225	67,16	116,60	228,84	506,83	556,56	667,66	715,29	802,21	963,82	1117,58
0,025	67,90	121,18	243,20	537,01	601,28	722,16	771,51	867,13	1035,79	1198,73
0,0275	70,92	126,52	257,28	564,66	642,87	772,09	825,14	927,59	1104,35	1276,66
0,03	73,35	129,75	269,18	589,37	681,28	819,82	875,32	983,78	1168,88	1351,20
0,0325	76,32	135,64	279,44	610,34	719,12	865,07	921,88	1035,69	1231,83	1421,04
0,035	77,02	141,76	290,59	631,51	753,18	907,78	965,06	1086,49	1289,50	1487,83
0,0375	79,30	147,62	298,04	651,21	784,23	948,22	1006,23	1135,49	1346,37	1551,80
0,04	79,93	152,69	305,18	667,35	814,74	986,56	1044,85	1180,82	1398,90	1610,24
0,0425	81,56	156,56	312,43	682,22	843,76	1022,85	1082,71	1223,41	1446,18	1666,36
0,045	83,53	159,28	320,87	696,35	869,45	1057,22	1118,31	1265,68	1495,59	1720,77
0,0475	85,75	163,17	327,43	711,54	915,61	1091,53	1152,84	1305,65	1540,67	1769,74
0,05	87,62	167,77	333,49	722,12	923,06	1123,14	1185,27	1338,33	1583,37	1821,04

Tabela 5.3. Vrednosti tangencijalne sile (nosivosti spoja) pri stezanju elementom za stezanje sa čelom u obliku kupe i uglom vrha od 120°.

ξ (mm)	F_c (N)									
	78	317	1470	3869	5960	7063	8149	9730	13460	15076
	a_p (mm)									
	0,246	0,34	0,6015	0,786	0,966	1,094	1,172	1,298	1,432	1,621
0,0025	0,23	0,88	12,37	31,40	76,35	106,04	134,24	223,50	350,51	407,90
0,005	11,36	29,73	68,94	119,59	182,35	221,74	256,07	327,24	477,55	533,21
0,0075	12,62	46,53	123,27	206,72	288,18	335,10	376,38	434,44	596,48	658,41
0,01	12,39	47,87	170,14	290,02	390,68	446,57	494,34	557,44	713,61	780,77
0,0125	12,60	47,94	202,91	368,34	487,35	552,56	607,31	673,52	828,31	895,40
0,015	12,59	47,99	225,60	437,52	574,66	649,58	710,53	782,08	941,18	1014,68
0,0175	12,02	47,86	225,72	497,65	652,85	732,68	798,43	879,22	1050,00	1118,81
0,02	12,41	47,93	226,09	544,86	725,85	809,14	879,88	969,00	1155,98	1226,71
0,0225	12,38	47,56	221,84	572,77	783,19	872,27	949,53	1049,52	1252,04	1329,43
0,025	12,33	47,61	222,38	574,30	827,13	926,77	1013,59	1120,57	1342,89	1421,99
0,0275	12,30	47,72	219,20	575,68	858,61	971,95	1064,04	1184,96	1423,97	1513,47
0,03	11,76	47,73	219,32	575,81	872,30	1003,27	1106,13	1236,96	1500,40	1597,20
0,0325	11,73	47,70	219,39	575,55	872,15	1020,37	1139,33	1287,41	1568,29	1672,91
0,035	11,65	47,61	219,55	573,00	870,17	1024,54	1157,99	1325,47	1633,15	1743,22
0,0375	11,56	47,21	220,14	573,56	877,20	1025,95	1166,41	1354,93	1687,70	1806,42
0,04	11,98	47,19	220,44	572,96	874,56	1032,02	1174,13	1376,98	1739,91	1865,47
0,0425	11,75	47,21	225,25	572,20	877,68	1032,33	1175,40	1390,46	1784,61	1918,90
0,045	11,66	47,31	223,53	576,67	881,10	1033,61	1180,09	1393,18	1825,20	1958,19
0,0475	11,65	47,23	217,61	578,74	877,44	1039,36	1185,17	1401,27	1854,97	2001,36
0,05	11,42	47,23	218,30	580,87	880,41	1040,57	1188,12	1408,65	1881,93	2038,24

Tabela 5.4. Vrednosti tangencijalne sile (nosivosti spoja) pri stezanju elementom za stezanje sa sferičnim čelom $R = 5$ mm.

Statističkom obradom rezultata dobijenih numeričkim proračunima formirane su regresione jednačine koje opisuju zavisnosti tangencijalne sile (nosivosti spoja) F_t od popustljivosti spoja ξ i sile stezanja F_c za sve analizirane geometrije elemenata za stezanje. Nelinarna regresiona analiza izvedena je u programskom paketu

Statistica. Regresione jednačine i odgovarajući koeficijenti korelacije R prikazani su u tabeli 5.5.

Element za stezanje	Regresione jednačine	R
sa čelom u obliku kupe i uglom vrha od 60°	$F_t = -7549,79 \cdot \xi - 0,038408 \cdot F_c - 224,794 \cdot \xi^{2900,793} + 120,6099 \cdot (\xi \cdot F_c)^{1/2}$	0,976
sa čelom u obliku kupe i uglom vrha od 90°	$F_t = -6800,32 \cdot \xi - 0,019892 \cdot F_c - 1106,59 \cdot \xi^{403,1061} + 92,43569 \cdot (\xi \cdot F_c)^{1/2}$	0,980
sa čelom u obliku kupe i uglom vrha od 120°	$F_t = -9,2983 \cdot \xi - 0,03149 \cdot F_c - 227,228 \cdot \xi^{0,073591} + 70,74752 \cdot (\xi \cdot F_c)^{1/2}$	0,991
sa sferičnim čelom R = 5 mm	$F_t = -4444,95 \cdot \xi + 0,008408 \cdot F_c - 15,256 \cdot \xi^{-0,442781} + 75,06031 \cdot (\xi \cdot F_c)^{1/2}$	0,988

Tabela 5.5. Regresione jednačine i koeficijenti korelacije dobijeni statističkom obradom numeričkih podataka.

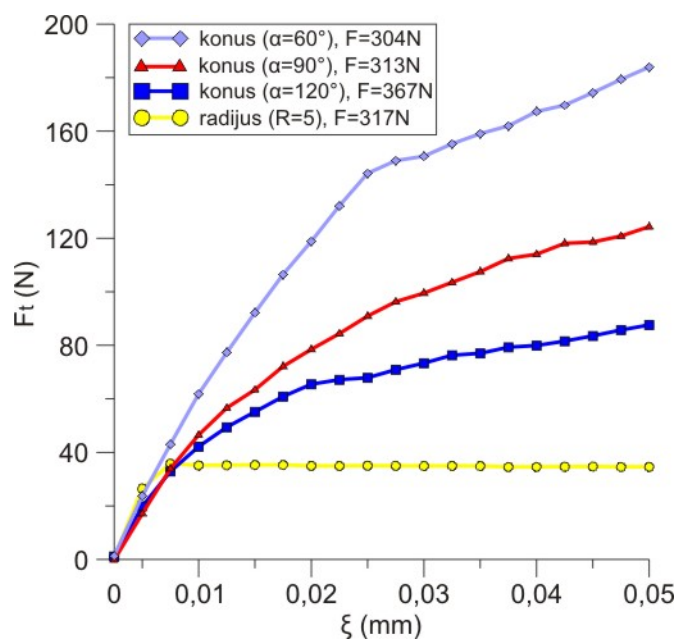
Na slikama 5.19. i 5.20. prikazane su zavisnosti jalne sile (nosivosti spoja) F_t od popustljivosti spoja ξ za slučaj utiskivanja sa različitim elementima za stezanje do odgovarajuće dubine, pri manjim i većim vrednostima sila stezanja.

Na osnovu slike 5.19. može se uočiti da, pri manjim vrednostima sila stezanja, svi elementi za stezanje sa čelom u obliku kupe imaju izraženu prednost u odnosu na element za stezanje sa sferičnim čelom. Prednost je izraženija što je manji ugao konusnog završetka elementa za stezanje.

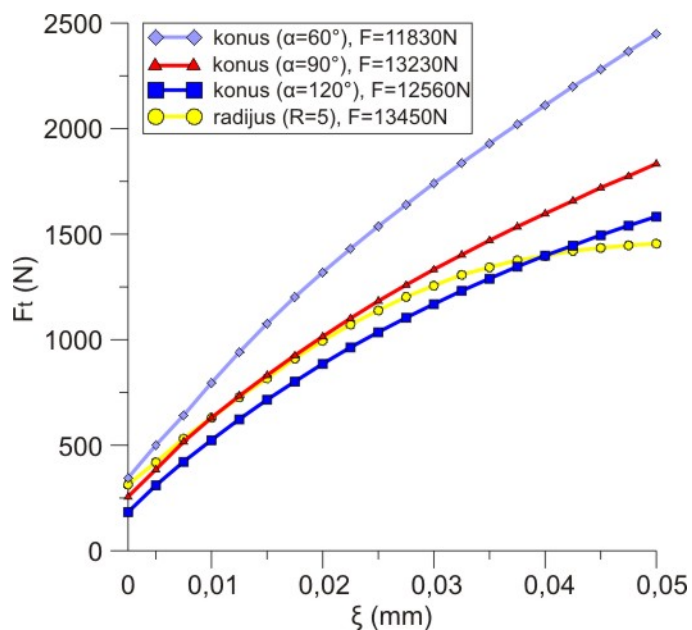
Na osnovu slike 5.20 može konstatovati da, u domenu visokih vrednosti sila stezanja, elementi za stezanje sa čelom u obliku kupe sa uglom vrha od 60° i 90°, u odnosu na element za stezanje sa čelom u obliku kupe sa uglom vrha od 120° i element za stezanje sa sferičnim čelom, sa aspekta nosivosti spoja, a prema rezultatima numeričkih proračuna, pokazuju značajne prednosti.

Na slici 5.21 dat je 3D dijagram rezultata FEM analize koji prikazuje zavisnost tangencijalne sile (nosivosti spoja) F_t od popustljivosti spoja ξ i sile stezanja F_c za četiri različite geometrije završetaka elemenata za stezanje.

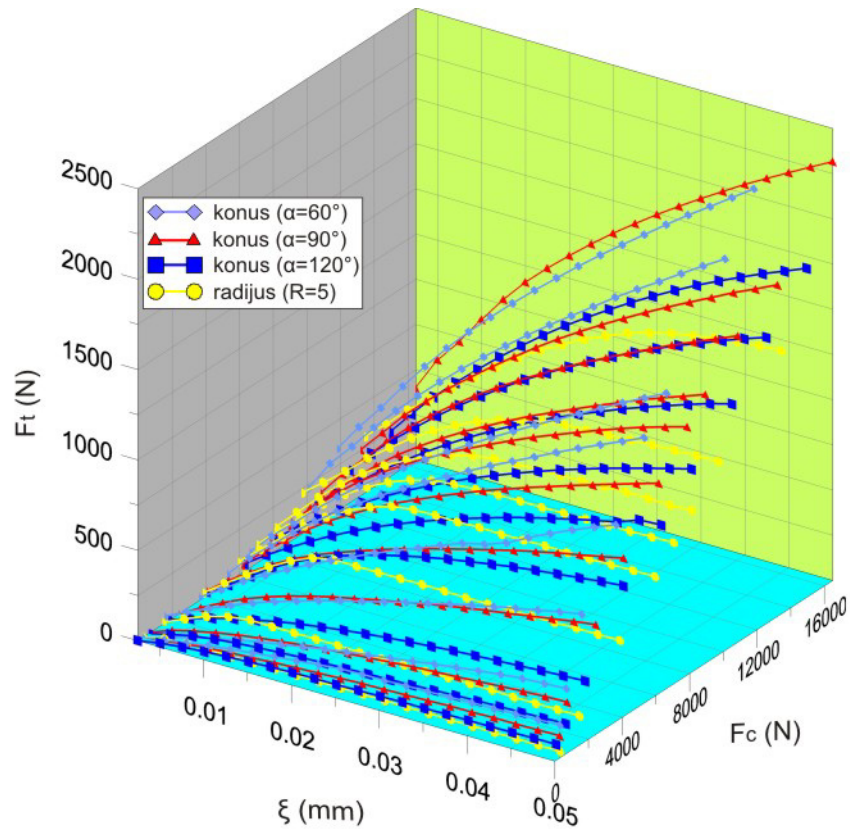
Na osnovu 3D dijagrama sa slike 5.21. koji sadrži sve podatke numeričkih simulacija za četiri različite geometrije elemenata za stezanje i deset simuliranih vrednosti sile stezanja, može se zaključiti da elementi za stezanje sa čelom u obliku kupe pokazuju sa aspekta nosivosti značajne prednosti u odnosu na element za stezanje sa sferičnim završetkom u potpunom rasponu sila stezanja.



Slika 5.19. Zavisnost tangencijalne sile (nosivosti spoja) F_t od popustljivosti ξ za slučaj stezanja sa manjim vrednostima sila.



Slika 5.20. Zavisnost tangencijalne sile (nosivosti spoja) F_t od popustljivosti ξ za slučaj stezanja sa većim vrednostima sila.

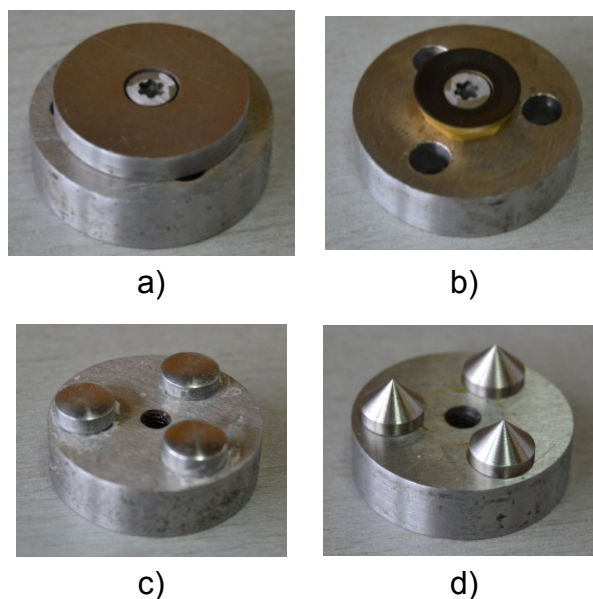


Slika 5.21. Zavisnosti tangencijalne sile (nosivosti spoja) F_t od popustljivosti ξ i sile stezanja F_c za različite geometrije završetaka elemenata za stezanje.

6. EKSPERIMENTALNA ISTRAŽIVANJA NOSIVOSTI I POPUSTLJIVOSTI KONTAKATA IZMEĐU ELEMENATA PRIBORA I RADNOG PREDMETA

6.1. Karakteristike elemenata za stezanje i radnih predmeta upotrebljenih u ekperimentalni istraživanjima.

Za izvođenje ekperimentalnih istraživanja upotrebljeno je nekoliko različitih konstruktivnih izvedbi elemenata za stezanje i to: elementi za stezanje sa ravnim čelom, elementi za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina, elementi za stezanje sa sferičnim čelom i elementi za stezanje sa čelom u obliku kupe. Fotografski prikazi karakterističnih predstavnika svih grupa elemenata za stezanje su dati na 6.1.



Slika 6.1. Elementi za stezanje.

a) sa ravnim čelom, b) sa čelom u obliku kružnog klina, c) sa sferičnim čelom, d)
sa čelom u obliku kupe.

Elementi za stezanje sa ravnim čelom izrađeni od čelika 16MnCr5 tvrdoće 56 HRC. Hrapavost kontaktnih površina, elemenata za stezanje određena je parametrom hrapavosti $R_a = 0,37-0,39 \mu\text{m}$. Elementi za stezanje sa ravnim čelom

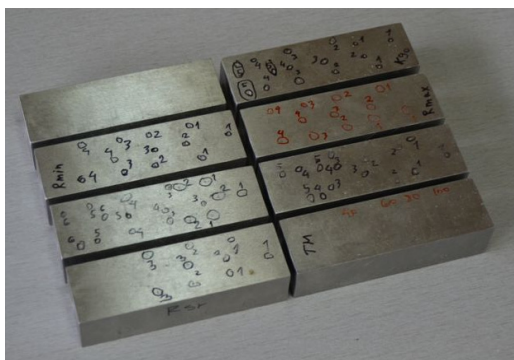
izrađeni su u tri različite varijante i to sa prečnikom čela od $\varnothing 16$ mm, $\varnothing 22$ mm i $\varnothing 28$ mm.

Element za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina izrađen je od tvrdog metala P20. Ovaj element za stezanje je izrađen u jednoj varijanti i to sa spoljašnjim prečnikom kružnog klina od $\varnothing 16$ mm.

Element za stezanje sa sferičnim čelom izrađen je u tri varijante, sa radijusom vrha od $R=10$, $R=30$ i $R=60$ mm. Materijal umetaka koji predstavljaju elemente za stezanje je 16MnCr5 sa tvrdoćom 56HRC. U svim varijantama ispitivanih elemenata za stezanje, obradom brušenjem sferični (kontaktni) deo elementa za stezanje obrađen je na vrednost hrapavosti $R_a = 0,8-1,0 \mu\text{m}$.

Elementi za stezanje sa čelom u obliku kupe su izrađeni od brzoreznog čelika HS18-0-1 tvrdoće 64 HRC. Hrapavost obrađenih kontaktnih površina određena je parametrom hrapavosti $R_a = 0,8-1,0 \mu\text{m}$. Element za stezanje sa čelom u obliku kupe izrađeni su u nekoliko varijanti koje se međusobno razlikuju po vrednosti ugla vrha kupe (60° , 90° i 120°).

Eksperimentalna istraživanja izvedena su na prizmatičnim radnim predmetima izrađenim od čelika C45E u žarenom stanju zatezne čvrstoće 710 MPa i tvrdoće 208 HB. Hemijski sastav čelika je sledeći: 0,44 % C; 0,18 % Si; 0,27 % Mn; 0,011 % Si, <0,010 % P. Radni predmeti su dimenzija 25 x 30 x 50 mm (slika 6.2).



Slika 6.2. Prikaz uzoraka - radnih predmeta.

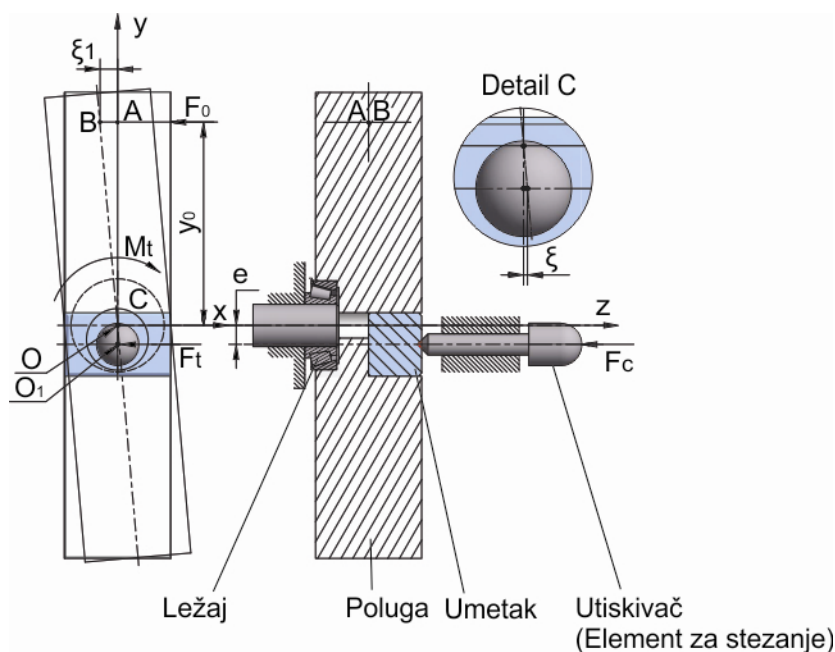
6.2. Merna instrumentacija korišćena u uslovima statičkih opterećenja

Prilikom izvođenja eksperimentalnih istraživanja u uslovima statičkih opterećenja korišćena je sledeća merna instrumentacija:

- Namenski projektovan uređaj čija je šema funkcionisanja data na slici 6.3. Ovaj uređaj funkcioniše na mehaničkom principu. Preko polužnih

mehanizama i baždarenih tegova omogućava stezanje radnog predmeta elementima za stezanje određenim vrednostima sila stezanja F_c . Uređaj takođe omogućava da se simulira opterećenje kontakta F_t i prati popustljivost kontakta ξ .

- Komparatori-indikator pomeranja koji rade sa tačnošću očitavanja od 0,01 mm. Preko ovih instrumenata se, sa ciljem povećanja tačnosti merenja, prate pomeranja koja su 22,5 puta veća od pomeranja u zoni kontakta elementa za stezanje i radnog predmeta. Na taj način se, preko određenih geometrijskih relacija, preračunavaju i prate pomeranja u zoni kontakta koja su reda veličine i do 10^{-4} mm.



Slika 6.3. Šematski prikaz merne instrumentacije za merenje nosivosti i popustljivosti kontakta u uslovima statičkih opterećenja.

Poluga po osi koja prolazi kroz težište masa – x osa (slika 6.3) uležištena je radijano-aksijalnim ležajem. Ovaj ležaj omogućava obrtanje merne poluge oko tačke O u ravni x-y. Silom stezanja F_c ostvaruje se kontakt elementa za stezanje (utiskivača) sa umetkom koji simulira radni predmet. Stezanje se vrši u tački O₁, odnosno pravac dejstva sile stezanja prolazi kroz tačku O₁. Tačka O₁ je u odnosu na osu obrtanja merne poluge pomeštena u pravcu ose y za veličinu e. Različite vrednosti sila stezanja F_c obezbeđuju se preko specijalno projektovanog polužnog mehanizma i tegova. Nakon stezanja na mernu polugu se u tački A, na odstojanju y_0 od tačke obrtanja merne poluge, deluje silom F_0 i prati pomeranje tj. popustljivost ξ_1 . Sila F_0 se takođe obezbeđuje preko specijalno projektovanog

sistema poluga i tegova, čime je omogućeno da ona diskretno i periodično raste od minimalne do maksimalne vrednosti.

Na bazi geometrijskih odnosa (slika 6.3) i statičkih uslova ravnoteže merne poluge proizilaze vrednosti nosivosti kontakta (tangencijalne sile) F_t i popustljivosti kontakta ξ_1 u tački O_1 , odnosno popustljivosti kontakta ξ u zoni stezanja. Na osnovu predhodnog sledi:

$$F_t = \frac{F_o \cdot y_o - M_t}{e} \quad (6.1)$$

$$\xi \approx \frac{e}{y_o} \cdot \xi_1 \quad (6.2)$$

gde je:

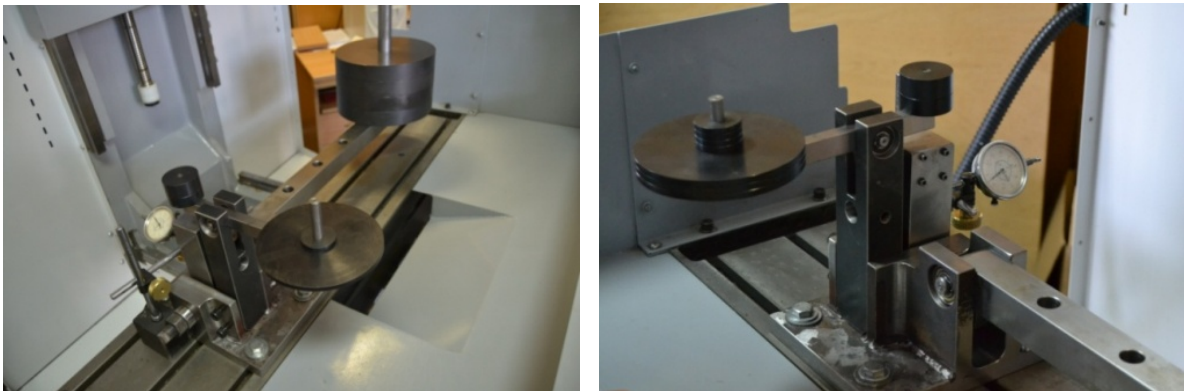
- F_t - nosivost kontakta (tangencijalna sila),
- F_o - opterećenje kontakta u tački A,
- M_t - moment trenja kotrljanja radijalno-aksijalnog ležaja,
- e - odstojanje tačke stezanja u odnosu na osu obrtanja merne poluge,
- y_o - odstojanje od tačke dejstva sile F_o do ose obrtanja,
- ξ - popustljivost kontakta između elementa za stezanje i uzorka u tački O_1 ,
- ξ_1 - pomeranje merne poluge po osi x u tački A.

Na opisani način se za različite geometrije elemenata za stezanje i svaku simuliranu vrednost sile stezanja F_c dobija i niz vrednosti sile F_t i pomeranja ξ . Sila F_c simulira silu stezanja, sila F_t tangencijalno opterećenje kontakta između elementa za stezanje i radnog predmeta, dok pomeranje ξ_1 indirektno registruje popustljivost kontakta. Pomoću pomeranja ξ_1 je moguće izračunati popustljivost u zoni kontakta ξ .

Merni uređaj je projektovan kao veoma stabilan merni sistem. Sve deformacije (deformacije merne poluge i deformacije ostalih poluga mernog sistema kao i deformacije utiskivača) mogu se, u odnosu na samu popustljivost kontakta između elementa za stezanje i radnog predmeta zanemariti. Treba naglasiti i sledeće:

- Merni uređaj obezbeđenje stezanje sa različitim vrednostima sila stezanja.
- Uležištenja merne poluge i svih ostalih poluga izvedena su sa kotrljajnim ležajevima visoke tačnosti i malog koeficijenta trenja kotrljanja.

- Radijano-aksijalni ležaj koji je ugrađen na mernoj polugi je ležaj male vrednosti koeficijenta trenja kotrljanja. Prilikom proračuna momenta trenja ovog ležaja korišćeni su eksperimentalni podaci dobijeni od proizvođača ležaja. Takođe su i za sve ostale ležajeve, u funkciji njihovog opterećenja, proračunate i uzete u obzir vrednosti njihovih momenata trenja.
- Merni uređaj obezbeđuje tačnost vođenja nosača elementa za stezanje veću od $5 \cdot 10^{-4}$ mm što, s obzirom na registrovane vrednosti popustljivosti predstavlja osnovni preduslov za pouzdano merenje.

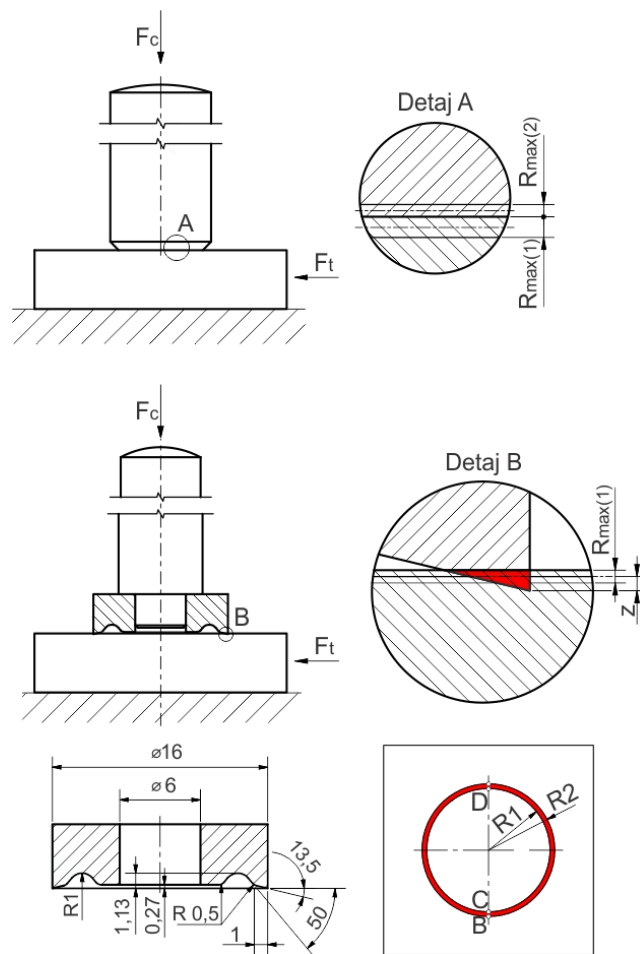


Slika 6.4. Merna instrumentacija za merenje nosivosti i popustljivosti kontakta u uslovima statičkih opterećenja.

6.3. Rezultati istraživanja u uslovima statičkim opterećenja

Programom eksperimentalnih istraživanja obuhvaćeno je merenje nosivosti (tangencijane sile) F_t i popustljivosti kontakta ξ elementa za stezanje i ispitivanih uzorka (radnih predmeta) koji simuliraju radni predmet. U eksperimentima su upotrebljeni element za stezanje sa ravnim čelom i element za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina.

Na slici 6.5 prikazana je makrogeometrija elementa za stezanje sa ravnim čelom i makrogeometrija element za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina. Element za stezanje sa ravnim čelom izabran je iz razloga što se isti najčešće koristi u praksi kao element preko kojeg se sila stezanja prenosi na radni predmet. Specijalno projektovani element za stezanje je oblika prstenastog klina i izabran je sa ciljem kvantifikovanja razlika u popustljivosti veze pri stezanju elementom za stezanje ovog oblika u odnosu na element za stezanje sa ravnim čelom.



Slika 6.5. Makrogeometrija elementa za stezanje sa ravnim čelom i elementa za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina.

Osnovna ideja predloženog elementa za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina sadržana je u pretpostavci da će on u odnosu na element za stezanje sa ravnim čelom obezbediti manju popustljivost kontakta sa radnim predmetom. Pretpostavlja se da će se prilikom dejstva sile stezanja element za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina utiskivati u radni predmet, pri čemu je tvrdoća elementa za stezanje značajno veća od tvrdoće radnog predmeta. Ovaj element za stezanje se utiskuje po obimu prstena kružnog klina u radni predmet pri čemu dubina utiskivanja zavisi od veličine sile stezanja. Popustljivost spoja kružnog klina i radnog predmeta pri tangencijalnom opterećenju zavisi i od dubine prodiranja kružnog klina u materijal radnog predmeta. Kružni klin će, u zavisnosti od veličine sile stezanja prodirati do dubine z u odnosu na srednju liniju profila neravnina po celom obimu kružnog klina. Smicanje neravnina ili punog materijala pri dejstvu tangencijalne sile vrši se u okolini kontaktnih lukova AB i CD . S obzirom da se radi o malim dubinama prodiranja kod kojih je $R_1 \approx R_2$, sledi da se smicanje neravnina ili eventualno punog materijala vrši po čitavom obimu kružnog klina.

Ekspérimentom je obuhvaćeno:

- variranje sile stezanja F_c u određenom intervalu,
- variranje tangencijalnog opterećenja F_t kontakta između elementa za stezanje i radnog predmeta,
- praćenje popustljivosti spoja ξ izraženo preko pomeranja u zoni kontakta između elementa za stezanje i radnog predmeta.

Rezultati eksperimentalnih istraživanja, zavisnosti popustljivosti kontakta (između elementa za stezanje i radnog predmeta) u funkciji od tangencijalne sile pri različim vrednostima sile stezanja, su prikazani u tabeli 6.1.

R. br.	$F_c=400$ N		$F_c=640$ N		$F_c=1800$ N		$F_c=2900$ N		$F_c=4500$ N	
	ξ mm	F_t N	ξ mm	F_t N	ξ mm	F_t N	ξ mm	F_t N	ξ mm	F_t N
1	0	28,1	0	59,4	0	73,3	0	51,5	0	128,7
2	0,0006	46,1	0,0003	77,4	0,0011	127,7	0,0003	105,9	0,0003	183,1
3	0,0011	64,2	0,0006	95,4	0,0057	182,1	0,0006	160,2	0,0006	237,6
4	0,05	80,2	0,0009	113,4	0,0154	236,4	0,0017	214,6	0,0011	292,0
5	/	/	0,0011	131,5	0,0296	290,9	0,0057	269,1	0,004	346,4
6	/	/	0,0017	149,5	0,0483	345,3	0,0114	323,5	0,0097	400,7
7	/	/	0,0034	167,5	0,05	346,2	0,0199	377,9	0,0148	455,2
8	/	/	0,0057	185,5	/	/	0,0296	432,2	0,0227	509,6
9	/	/	0,0097	203,6	/	/	0,0398	486,7	0,0313	564,0
10	/	/	0,0256	221,5	/	/	0,0511	541,1	0,0403	618,5
11	/	/	0,05	241,3	/	/	/		0,0511	672,8
12	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/
13	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/
14	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/
15	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/
16	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/
17	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/
18	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/
19	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/
20	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/

Tabela 6.1. Rezultati eksperimentalnih istraživanja popustljivosti kontakta i tangencijalne sile (nosivosti spoja) prilikom stezanja elementom za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina.

R. br.	$F_c=5700\text{ N}$		$F_c=7000\text{ N}$		$F_c=9000\text{ N}$		$F_c=11000\text{ N}$		$F_c=13000\text{ N}$	
	ξ mm	F_t N	ξ mm	F_t N	ξ mm	F_t N	ξ mm	F_t N	ξ mm	F_t N
1	0	213,84	0	296,9	0	257,5	0	217,9	0	178,3
2	0,0001	322,6	0,0001	405,8	0,0001	366,3	0,0001	326,7	0,0001	287,1
3	0,0006	431,5	0,0006	514,5	0,0003	475,1	0,0003	435,5	0,0001	395,9
4	0,0011	540,2	0,0011	623,4	0,0009	583,9	0,0006	544,4	0,0003	504,8
5	0,0034	649,1	0,0034	732,2	0,0028	692,7	0,0009	653,1	0,0011	613,5
6	0,0085	757,8	0,008	841,0	0,0046	801,6	0,001	761,9	0,0014	722,4
7	0,0148	866,7	0,0131	949,9	0,008	910,4	0,0011	870,8	0,0023	831,3
8	0,0227	975,6	0,0171	1058,6	0,0125	1019,2	0,0013	979,6	0,004	940,0
9	0,0381	1084,3	0,0227	1167,5	0,0171	1128,1	0,0017	1088,5	0,0074	1048,9
10	0,0539	1193,2	0,0267	1276,3	0,0222	1236,8	0,0023	1197,2	0,0108	1157,6
11	/	/	0,033	1385,1	0,0284	1345,7	0,0051	1306,1	0,0137	1266,5
12	/	/	0,042	1493,9	0,0324	1454,5	0,0085	1414,9	0,0176	1375,3
13	/	/	/	/	0,0409	1563,3	0,0119	1523,7	0,0227	1484,1
14	/	/	/	/	0,0494	1672,1	0,0148	1632,5	0,025	1592,9
15	/	/	/	/	/	/	0,0176	1741,3	0,0296	1701,7
16	/	/	/	/	/	/	0,0216	1850,1	0,033	1810,5
17	/	/	/	/	/	/	0,0273	1958,9	0,0369	1919,4
18	/	/	/	/	/	/	0,0335	2067,8	0,0403	2028,2
19	/	/	/	/	/	/	0,0392	2176,6	0,0454	2136,9
20	/	/	/	/	/	/	0,0471	2285,5	0,0511	2245,9

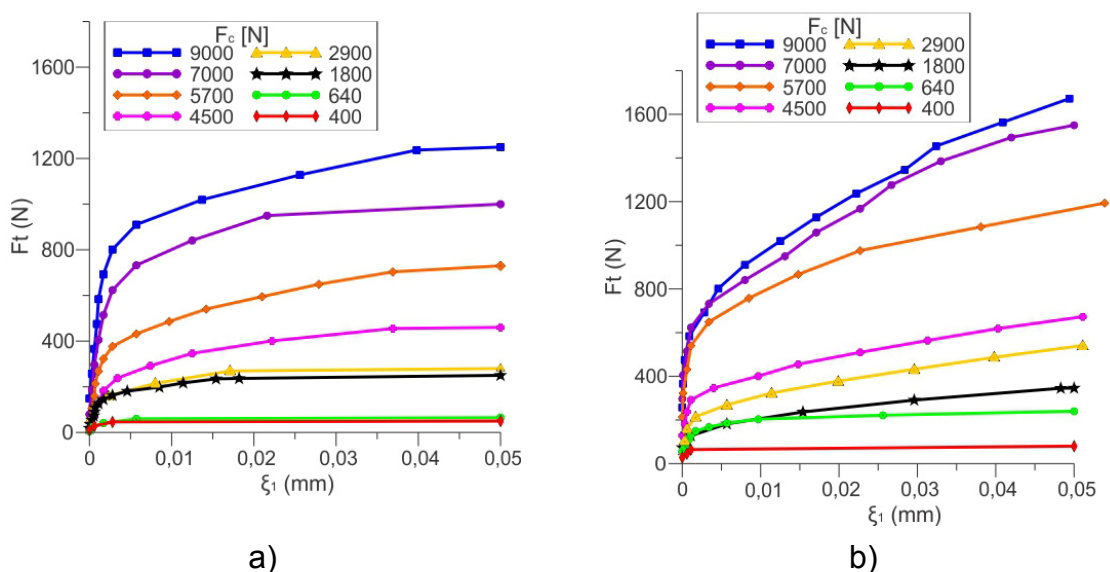
Tabela 6.1. Rezultati eksperimentalnih istraživanja popustljivosti kontakta i tangencijalne sile (nosivosti spoja) prilikom stezanja elementom za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina.

Statističkom obradom eksperimentalnih rezultata formirane su regresione jednačine koje opisuju zavisnost tangencijalne sile F_t od sile stezanja F_c i popustljivosti ξ kontakta između elementa za stezanje i radnog predmeta. Statistička obrada eksperimentalnih podataka datih u tabeli 6.1 izvedena je u programskom paketu Statistica. Regresione jednačine sa odgovarajućim koeficijentima korelacije R date su u tabeli 6.2.

Na slici 6.6 su prikazane zavisnosti tangencijalne sile F_t od popustljivosti kontakta ξ za slučaj stezanja sa različitim vrednostima sile stezanja F_c preko elementa za stezanje sa ravnim čelom (slika 6.6.a) i elementa za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina (slika 6.6.b).

Element za stezanje	Regresiona jednačina	R
sa čelom u obliku kružnog klina	$F_t = -94265,3 \cdot \xi + 0,042104 \cdot F_c + 99435,53 \cdot \xi^{1,052493} + 82,31460 \cdot (\xi \cdot F_c)^{1/2}$	0,970
sa ravnim čelom	$F_t = -8245,90 \cdot \xi + 0,035662 \cdot F_c - 52,9507 \cdot \xi^{0,000872} + 63,77113 \cdot (\xi \cdot F_c)^{1/2}$	0,946

Tabela 6.2. Regresione jednačine zavisnosti tangencijalne sile od sile stezanja i popustljivosti kontakta između elemenata za stezanje i radnog predmeta.



Slika 6.6. Zavisnosti tangencijalne sile od popustljivosti kontakta

a) element za stezanje sa ravnim čelom, b) element za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina.

Iz rezultata eksperimentalnih istraživanja proizilazi da se stezanjem radnog predmeta preko elementa za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina dobijaju veće nosivosti kontakta u odnosu na element za stezanje sa ravnim čelom. U čitavom intervalu opterećenja element za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina ima izraženu prednost sa aspekta veće nosivosti i manje popustljivosti, u odnosu na element za stezanje sa ravnim čelom.

Pored predhodnih merenja, planom i programom eksperimentalnih istraživanja u uslovima statičkih opterećenja obuhvaćeno je i merenje nosivosti spoja (tangencijalne sile) F_t i popustljivosti spoja ξ koja opterećenje (silu ili moment) prenosi preko napona koji se javljaju u zoni utisnutog završetka elementa za

stezanje sa čelom u obliku kupe (uglovi vrha od 60°, 90° i 120°) i elementa za stezanje sa sferičnim čelom (radijusa 5 mm) u radni predmet.

Rezultati eksperimentalnih istraživanja za razmatrane geometrije elemenata za stezanje prikazani su u tabelama 6.3-6.6. U tabela su prikazane izmerene vrednosti popustljivosti i nosivosti spoja (tangencijalne sile) između elemenata za stezanje i radnog predmeta za različite vrednosti sila stezanja.

R. br.	F _c = 400 N		F _c = 640 N		F _c = 1800 N		F _c = 2900 N		F _c = 4500 N	
	ξ mm	F _t N	ξ mm	F _t N	ξ mm	F _t N	ξ mm	F _t N	ξ mm	F _t N
1	0,0003	61,4	0,0006	61,4	0,0001	123,7	0,0003	185,5	0,0001	185,5
2	0,0017	81,9	0,0011	81,9	0,0011	185,5	0,0011	247,3	0,0001	247,3
3	0,004	102,4	0,0051	102,4	0,0046	247,3	0,0028	309,1	0,0002	309,1
4	0,0114	122,8	0,0097	122,8	0,0108	309,1	0,0063	371	0,0004	371
5	0,0188	143,3	0,0142	143,3	0,0165	371	0,0131	432,8	0,0007	432,8
6	0,0273	163,8	0,0182	163,8	0,0233	432,8	0,0205	494,6	0,0017	494,6
7	0,0352	184,3	0,0227	184,3	0,033	494,6	0,029	556,4	0,0028	556,4
8	0,0454	204,7	0,0279	204,7	0,0488	556,4	0,0369	618,3	0,0057	618,3
9	/	/	0,0324	225,2	0,068	618,3	0,0454	680,1	0,0097	680,1
10	/	/	0,0386	245,7	/	/	0,0584	741,9	0,0159	741,9
11	/	/	0,0454	266,1	/	/	0,0765	803,8	0,0205	803,8
12	/	/	0,0567	286,6	/	/	/	/	0,0244	865,6
13	/	/	/	/	/	/	/	/	0,0301	927,4
14	/	/	/	/	/	/	/	/	0,0403	989,2
15	/	/	/	/	/	/	/	/	0,0488	1051,1
16	/	/	/	/	/	/	/	/	0,0567	1112,9
17	/	/	/	/	/	/	/	/	0,0737	1174,7

Tabela 6.3. Rezultati eksperimentalnih istraživanja popustljivosti kontakta i tangencijalne sile (nosivosti spoja) prilikom stezanja elementom za stezanje sa čelom u obliku kupe sa uglom vrha od 60°.

R. br.	$F_c = 5700 \text{ N}$		$F_c = 7000 \text{ N}$		$F_c = 9000 \text{ N}$		$F_c = 11000 \text{ N}$		$F_c = 13000 \text{ N}$	
	ξ mm	F_t N	ξ mm	F_t N	ξ mm	F_t N	ξ mm	F_t N	ξ mm	F_t N
1	0,0001	247,3	0,0001	371	0,0001	371	0,0001	371	0,0001	618,3
2	0,0002	309,1	0,0005	494,6	0,0003	494,6	0,0001	494,6	0,0003	741,9
3	0,0006	371	0,0017	618,3	0,0005	618,3	0,0005	618,3	0,0006	865,6
4	0,0006	432,8	0,0051	741,9	0,0006	741,9	0,0007	741,9	0,001	989,2
5	0,0009	494,6	0,0102	865,6	0,0011	865,6	0,0011	865,6	0,0017	1112,9
6	0,0017	556,4	0,0171	989,2	0,0034	989,2	0,0017	989,2	0,0028	1236,6
7	0,002	618,3	0,025	1112,9	0,008	1112,9	0,0034	1112,9	0,004	1360,2
8	0,0034	680,1	0,033	1236,6	0,0125	1236,6	0,0057	1236,6	0,0057	1483,9
9	0,0057	741,9	0,0426	1360,2	0,0176	1360,2	0,0091	1360,2	0,0074	1607,5
10	0,0085	803,8	0,0516	1483,9	0,025	1483,9	0,0131	1483,9	0,0091	1731,2
11	0,0114	865,6	0,063	1545,7	0,0341	1607,5	0,0182	1607,5	0,0125	1854,8
12	0,0193	927,4	0,0692	1607,5	0,0426	1731,2	0,0244	1731,2	0,0142	1978,5
13	0,0296	989,2	0,0776	1669,3	0,055	1854,8	0,0313	1854,8	0,0154	2102,1
14	0,0398	1051,1	/	/	0,0624	1916,7	0,0483	1978,5	0,0199	2225,8
15	0,0466	1112,9	/	/	0,0742	1978,5	0,0567	2040,3	0,0222	2349,4
16	0,0596	1174,7	/	/	/	/	0,0652	2102,1	0,0284	2473,1
17	0,0821	1236,6	/	/	/	/	0,0737	2164	0,0313	2596,8
18	/	/	/	/	/	/	0,0878	2225,8	0,033	2720,4
19	/	/	/	/	/	/	/	/	0,0341	2844,1
20	/	/	/	/	/	/	/	/	0,0369	2967,7
21	/	/	/	/	/	/	/	/	0,0398	3091,4
22	/	/	/	/	/	/	/	/	0,0454	3215
23	/	/	/	/	/	/	/	/	0,0483	3338,7
24	/	/	/	/	/	/	/	/	0,0522	3462,3
25	/	/	/	/	/	/	/	/	0,0567	3586
26	/	/	/	/	/	/	/	/	0,0624	3709,7
27	/	/	/	/	/	/	/	/	0,0737	3833,3
28	/	/	/	/	/	/	/	/	0,0849	3957

Tabela 6.3. Rezultati eksperimentalnih istraživanja popustljivosti kontakta i tangencijalne sile (nosivosti spoja) prilikom stezanja elementom za stezanje sa čelom u obliku kupe sa uglom vrha od 60°.

R. br.	$F_c = 400 \text{ N}$		$F_c = 640 \text{ N}$		$F_c = 1800 \text{ N}$		$F_c = 2900 \text{ N}$		$F_c = 4500 \text{ N}$	
	ξ mm	F_t N	ξ mm	F_t N	ξ mm	F_t N	ξ mm	F_t N	ξ mm	F_t N
1	0,0001	40,9	0,0003	61,4	0,0006	123,7	0,0017	185,5	0,0001	309,1
2	0,0009	61,4	0,0011	81,9	0,0051	185,5	0,008	247,3	0,0005	371
3	0,0028	81,9	0,0023	102,4	0,0119	247,3	0,0171	309,1	0,0006	432,8
4	0,0068	102,4	0,0057	122,8	0,0182	309,1	0,021	371	0,0011	494,6
5	0,0125	122,8	0,0085	143,3	0,0256	371	0,029	432,8	0,0016	556,4
6	0,0182	143,3	0,0125	163,8	0,0330	432,8	0,0392	494,6	0,0040	618,3
7	0,0216	163,8	0,0154	184,3	0,0415	494,6	0,0652	519,4	0,0080	680,1
8	0,0261	184,3	0,0182	204,7	0,0545	556,4	/	/	0,0137	741,9
9	0,0318	204,7	0,0222	225,2	/	/	/	/	0,0239	803,8
10	/	/	0,0244	245,7	/	/	/	/	0,0307	865,6
11	/	/	0,0279	266,1	/	/	/	/	0,0590	927,4
12	/	/	0,0324	286,6	/	/	/	/	/	/
13	/	/	0,0375	327,6	/	/	/	/	/	/
14	/	/	0,0539	348	/	/	/	/	/	/

Tabela 6.4. Rezultati eksperimentalnih istraživanja popustljivosti kontakta i tangencijalne sile (nosivosti spoja) prilikom stezanja elementom za stezanje sa čelom u obliku kupe sa uglom vrha od 90° .

R. br.	$F_c = 5700 \text{ N}$		$F_c = 7000 \text{ N}$		$F_c = 9000 \text{ N}$		$F_c = 11000 \text{ N}$		$F_c = 13000 \text{ N}$	
	ξ mm	F_t N	ξ mm	F_t N	ξ mm	F_t N	ξ mm	F_t N	ξ mm	F_t N
1	0,0005	371	0,0001	247,3	0,0003	371	0,0001	123,7	0,0003	741,9
2	0,0006	432,8	0,0005	371	0,0040	494,6	0,0001	247,3	0,0003	803,8
3	0,0009	494,6	0,0016	494,6	0,0068	618,3	0,0002	371	0,0005	865,6
4	0,0011	556,4	0,0020	556,4	0,0114	741,9	0,0005	494,6	0,0005	927,4
5	0,0033	618,3	0,0028	618,3	0,0159	865,6	0,0006	618,3	0,0006	989,2
6	0,0068	680,1	0,0038	680,1	0,0210	989,2	0,0007	741,9	0,0007	1112,9
7	0,0114	741,9	0,0052	741,9	0,0307	1112,9	0,0011	865,6	0,0011	1236,6
8	0,0176	803,8	0,0068	803,8	0,0381	1236,6	0,0016	989,2	0,0016	1360,2
9	0,0250	865,6	0,0091	865,6	0,0511	1360,2	0,0023	1112,9	0,0018	1483,9
10	0,0347	927,4	0,0131	927,4	/	/	0,0026	1236,6	0,0023	1607,5
11	0,0533	989,2	0,0154	989,2	/	/	0,0034	1360,2	0,0030	1731,2
12	/	/	0,0199	1051,1	/	/	0,0044	1483,9	0,0039	1854,8
13	/	/	0,0279	1112,9	/	/	0,0068	1607,5	0,0063	1978,5
14	/	/	0,0466	1174,7	/	/	0,0193	1731,2	0,008	2102,1
15	/	/	/	/	/	/	0,0250	1854,8	0,0137	2225,8
16	/	/	/	/	/	/	0,0443	1978,5	0,0222	2349,4
17	/	/	/	/	/	/	0,055	2040,3	0,0296	2473,1
18	/	/	/	/	/	/	/	/	0,0392	2596,8
19	/	/	/	/	/	/	/	/	0,0545	2720,4

Tabela 6.4. Rezultati eksperimentalnih istraživanja popustljivosti kontakta i tangencijalne sile (nosivosti spoja) prilikom stezanja elementom za stezanje sa čelom u obliku kupe sa uglom vrha od 90° .

R. br.	$F_c = 400 \text{ N}$		$F_c = 640 \text{ N}$		$F_c = 1800 \text{ N}$		$F_c = 2900 \text{ N}$		$F_c = 4500 \text{ N}$	
	ξ mm	F_t N	ξ mm	F_t N	ξ mm	F_t N	ξ mm	F_t N	ξ mm	F_t N
1	0,0009	40,9	0,0006	61,4	0,0003	123,7	0,0003	123,7	0,0006	123,7
2	0,0028	61,4	0,0017	81,9	0,0017	185,5	0,0006	185,5	0,0009	185,5
3	0,0074	81,9	0,004	102,4	0,0063	247,3	0,0017	247,3	0,0017	247,3
4	0,0114	102,4	0,0068	122,8	0,0125	309,1	0,0068	309,1	0,0034	309,1
5	0,0154	122,8	0,0097	143,3	0,0171	371	0,0119	371	0,0057	371
6	0,0199	143,3	0,0137	163,8	0,0239	432,8	0,0176	432,8	0,0085	432,8
7	0,0227	163,8	0,0176	184,3	0,0301	494,6	0,0233	494,6	0,0119	494,6
8	0,0273	184,3	0,021	204,7	0,0398	556,4	0,0318	556,4	0,0148	556,4
9	0,0318	204,7	0,0256	225,2	0,0624	618,3	0,0426	618,3	0,0188	618,3
10	0,0454	225,2	0,0369	245,7	/	/	0,0516	680,1	0,0227	680,1
11	/	/	0,0754	266,1	/	/	0,0663	741,9	0,0267	741,9
12	/	/	/	/	/	/	/	/	0,0318	803,8
13	/	/	/	/	/	/	/	/	0,0347	865,6
14	/	/	/	/	/	/	/	/	0,0375	927,4
15	/	/	/	/	/	/	/	/	0,0403	989,2
16	/	/	/	/	/	/	/	/	0,0449	1051,1
17	/	/	/	/	/	/	/	/	0,0483	1112,9
18	/	/	/	/	/	/	/	/	0,0516	1174,7
19	/	/	/	/	/	/	/	/	0,0567	1236,6
20	/	/	/	/	/	/	/	/	0,0596	1298,4
21	/	/	/	/	/	/	/	/	0,0652	1360,2
22	/	/	/	/	/	/	/	/	0,0793	1422

Tabela 6.5. Rezultati eksperimentalnih istraživanja popustljivosti kontakta i tangencijalne sile (nosivosti spoja) prilikom stezanja elementom za stezanje sa čelom u obliku kupe sa uglom vrha od 120° .

R. br.	$F_c = 5700 \text{ N}$		$F_c = 7000 \text{ N}$		$F_c = 9000 \text{ N}$		$F_c = 11000 \text{ N}$		$F_c = 13000 \text{ N}$	
	ξ mm	F_t N	ξ mm	F_t N	ξ mm	F_t N	ξ mm	F_t N	ξ mm	F_t N
1	0,0006	247,3	0,0001	247,3	0,0001	494,6	0,0003	494,6	0,0002	618,3
2	0,0009	309,1	0,0003	371	0,0004	618,3	0,0006	618,3	0,0005	741,9
3	0,0011	371	0,0006	494,6	0,0006	741,9	0,0009	741,9	0,0009	865,6
4	0,0034	432,8	0,0011	618,3	0,0011	865,6	0,0016	865,6	0,0014	989,2
5	0,0063	494,6	0,0017	741,9	0,0023	989,2	0,0028	989,2	0,0028	1112,9
6	0,0091	556,4	0,0034	865,6	0,0063	1112,9	0,0063	1112,9	0,0034	1236,6
7	0,0125	618,3	0,0068	989,2	0,0125	1236,6	0,0108	1236,6	0,0085	1360,2
8	0,0176	680,1	0,0154	1112,9	0,0244	1360,2	0,0193	1360,2	0,0154	1483,9
9	0,0205	741,9	0,0256	1236,6	0,0646	1483,9	0,0341	1483,9	0,0227	1607,5
10	0,025	803,8	0,0409	1360,2	0,0731	1545,7	0,0392	1545,7	0,0347	1731,2
11	0,029	865,6	0,0539	1422	0,0793	1607,5	0,0466	1607,5	0,0386	1793
12	0,0324	927,4	0,0692	1483,9	/	/	0,0545	1669,3	0,042	1854,8
13	0,0352	989,2	/	/	/	/	0,0624	1731,2	0,0454	1916,7
14	0,0403	1051,1	/	/	/	/	/	/	0,0562	1978,5
15	0,0443	1112,9	/	/	/	/	/	/	0,0624	2040,3
16	0,0488	1174,7	/	/	/	/	/	/	0,0737	2102,1
17	0,0516	1236,6	/	/	/	/	/	/	0,0793	2164
18	0,0567	1298,4	/	/	/	/	/	/	/	/
19	0,0782	1360,2	/	/	/	/	/	/	/	/

Tabela 6.5. Rezultati eksperimentalnih istraživanja popustljivosti kontakta i tangencijalne sile (nosivosti spoja) prilikom stezanja elementom za stezanje sa čelom u obliku kupe sa uglom vrha od 120° .

R. br.	$F_c = 400 \text{ N}$		$F_c = 640 \text{ N}$		$F_c = 1800 \text{ N}$		$F_c = 2900 \text{ N}$		$F_c = 4500 \text{ N}$	
	ξ mm	F_t N	ξ mm	F_t N	ξ mm	F_t N	ξ mm	F_t N	ξ mm	F_t N
1	0,0003	20,5	0,0003	40,9	0,0009	123,7	0,0017	185,5	0,0001	123,7
2	0,0014	40,9	0,0023	61,4	0,0028	185,5	0,008	247,3	0,0006	185,5
3	0,0057	61,4	0,0057	81,9	0,0051	247,3	0,0171	309,1	0,0011	247,3
4	0,0119	81,9	0,0074	102,4	0,0114	309,1	0,021	371	0,0023	309,1
5	0,0454	90,1	0,0085	122,8	0,0154	371	0,029	432,8	0,0034	371
6	/	/	0,0426	131	0,0188	432,8	0,0392	494,6	0,0085	432,8
7	/	/	/	/	0,0227	494,6	0,0652	519,4	0,0154	494,6
8	/	/	/	/	0,0261	556,4	/	/	0,0279	556,4
9	/	/	/	/	0,0296	618,3	/	/	0,0748	618,3
10	/	/	/	/	0,033	680,1	/	/	/	/
11	/	/	/	/	0,0386	741,9	/	/	/	/
12	/	/	/	/	0,0443	803,8	/	/	/	/
13	/	/	/	/	0,055	865,6	/	/	/	/

Tabela 6.6. Rezultati eksperimentalnih istraživanja popustljivosti kontakta i tangencijalne sile (nosivosti spoja) prilikom stezanja elementom za stezanje sa sferičnim čelom ($R=5 \text{ mm}$).

R. br.	$F_c = 5700 \text{ N}$		$F_c = 7000 \text{ N}$		$F_c = 9000 \text{ N}$		$F_c = 11000 \text{ N}$		$F_c = 13000 \text{ N}$	
	ξ mm	F_t N	ξ mm	F_t N	ξ mm	F_t N	ξ mm	F_t N	ξ mm	F_t N
1	0,0003	185,5	0,0001	247,3	0,0003	123,7	0,0002	371	0,0003	494,6
2	0,0009	247,3	0,0006	371	0,0034	247,3	0,0005	494,6	0,0003	618,3
3	0,0028	309,1	0,0009	494,6	0,0074	371	0,0006	618,3	0,0005	741,9
4	0,0068	371	0,0011	618,3	0,0171	494,6	0,0007	741,9	0,0006	865,6
5	0,0108	432,8	0,0023	741,9	0,0216	618,3	0,0011	865,6	0,0017	989,2
6	0,0159	494,6	0,0057	865,6	0,029	741,9	0,0131	989,2	0,0026	1112,9
7	0,0199	556,4	0,0114	989,2	0,0364	865,6	0,0137	1112,9	0,0043	1236,6
8	0,0239	618,3	0,0171	1051,1	0,0432	989,2	0,0188	1236,6	0,0114	1360,2
9	0,0296	680,1	0,0313	1112,9	0,0477	1051,1	0,0261	1360,2	0,0131	1483,9
10	0,0347	741,9	0,0652	1174,7	0,055	1112,9	0,033	1483,9	0,0188	1607,5
11	0,0392	803,8	/	/	/	/	0,0415	1607,5	0,0222	1731,2
12	0,046	865,6	/	/	/	/	0,0494	1731,2	0,0296	1854,8
13	0,0539	927,4	/	/	/	/	/	/	0,0347	1978,5
14	/	/	/	/	/	/	/	/	0,0477	2102,1
15	/	/	/	/	/	/	/	/	0,0528	2225,8

Tabela 6.6. Rezultati eksperimentalnih istraživanja popustljivosti kontakta i tangencijalne sile (nosivosti spoja) prilikom stezanja elementom za stezanje sa sferičnim čelom ($R=5 \text{ mm}$).

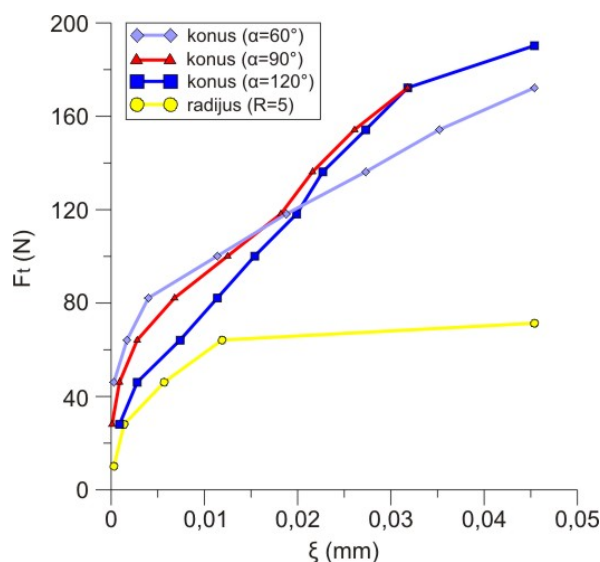
Statističkom obradom rezultata merenja dobijene su regresione jednačine koje opisuju zavisnosti nosivosti spoja (tangencijalne sile) F_t od veličine sile stezanja F_c i popustljivosti spoja ξ za različite geometrije završetaka (čela) elemenata za stezanje. Dobijene regresione jednačine sa odgovarajućim koeficijentima korelacije R prikazane su u tabeli 6.7.

Element za stezanje	Regresiona jednačina	R
sa čelom u obliku kupe $\alpha=60^\circ$	$F_t = -8022,812 \cdot \xi + 0,023212 \cdot F_c - 10750,3 \cdot \xi^{0,806709} + 95,13135 \cdot (\xi \cdot F_c)^{1/2}$	0,962
sa čelom u obliku kupe $\alpha=90^\circ$	$F_t = -4202,98 \cdot \xi + 0,054950 \cdot F_c - 4,38245 \cdot \xi^{0,485342} + 49,56835 \cdot (\xi \cdot F_c)^{1/2}$	0,913
sa čelom u obliku kupe $\alpha=120^\circ$	$F_t = 518,3731 \cdot \xi + 0,039458 \cdot F_c - 1,02334 \cdot \xi^{0,592816} + 37,25787 \cdot (\xi \cdot F_c)^{1/2}$	0,974
sa sferičnim čelom $R=5$ mm	$F_t = -213,146 \cdot \xi + 0,034558 \cdot F_c - 3,63106 \cdot \xi^{0,451858} + 34,39125 \cdot (\xi \cdot F_c)^{1/2}$	0,888

Tabela 6.7. Regresione jednačine i koeficijenti korelacije dobijeni statističkom obradom eksperimentalnih rezultata.

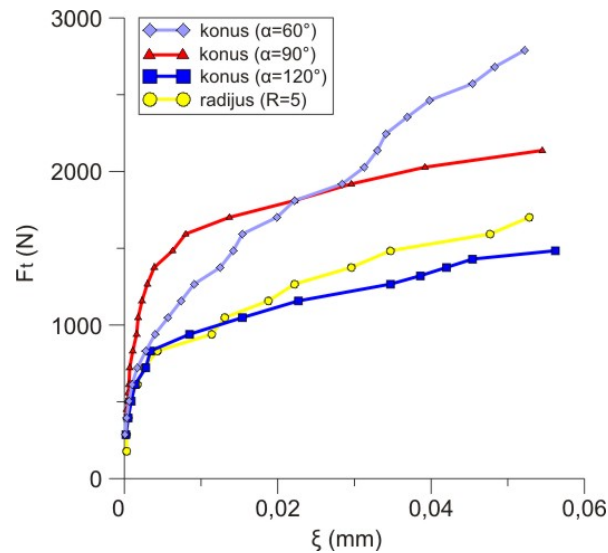
Na slikama 6.8 i 6.9 prikazane su zavisnosti nosivosti spoja (tangencijalne sile) F_t od popustljivosti spoja ξ za slučaj stezanja silama $F_c = 400$ N i $F_c = 13000$ N sa različitim oblicima završetaka elemenata za stezanje, dok je na slici 6.10 dat 3D dijagram zavisnosti nosivosti spoja F_t od popustljivosti spoja ξ i sile stezanja F_c za različite geometrije završetka elementa za stezanje.

Na osnovu dijagrama sa slike 6.8 može se zaključiti da u domenu nižih vrednosti sila stezanja elementi za stezanje sa čelom u obliku kupe, u čitavom opsegu, pokazuju značajne prednosti u pogledu nosivosti u odnosu na element za stezanje sa sferičnim čelom.

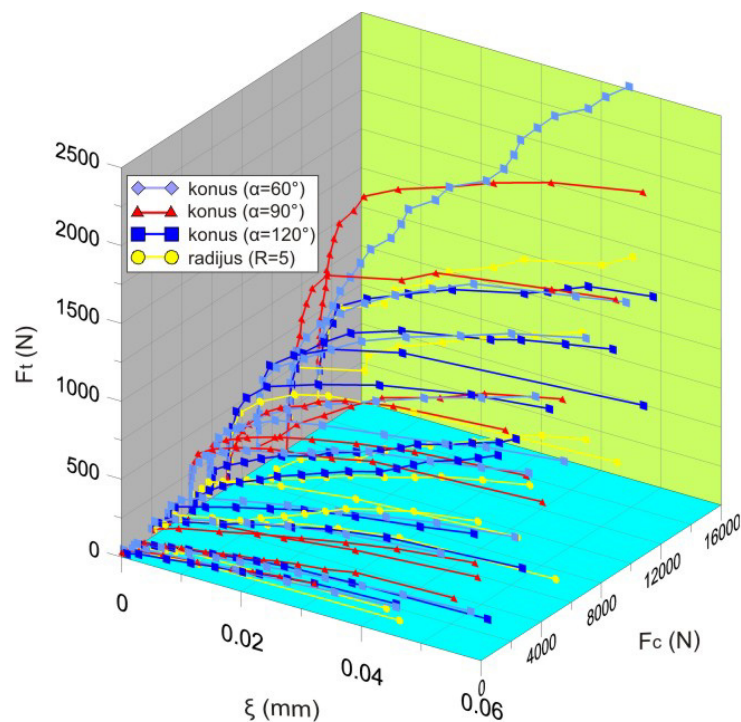


Slika 6.8. Zavisnost tangencijalne sile (nosivosti spoja) F_t od popustljivosti spoja ξ za slučaj stezanja silom $F_c = 400$ N sa različitim oblicima završetka elementa za stezanje.

Na osnovu slike 6.9 može se zaključiti da elementi za stezanje sa čelom u obliku kupe sa uglom vrha od 60° i 90° , u domenu visokih opterećenja i u čitavom opsegu popustljivosti, imaju značajno veću nosivost u odnosu na elemente za stezanje sa čelom u obliku kupe sa uglom vrha od 120° i element za stezanje sa sferičnim čelom ($R=5$).



Slika 6.9. Zavisnost tangencijalne sile (nosivosti spoja) F_t od popustljivosti spoja ξ za slučaj stezanja silom $F_c = 13000$ N sa različitim oblicima završetka elementa za stezanje.

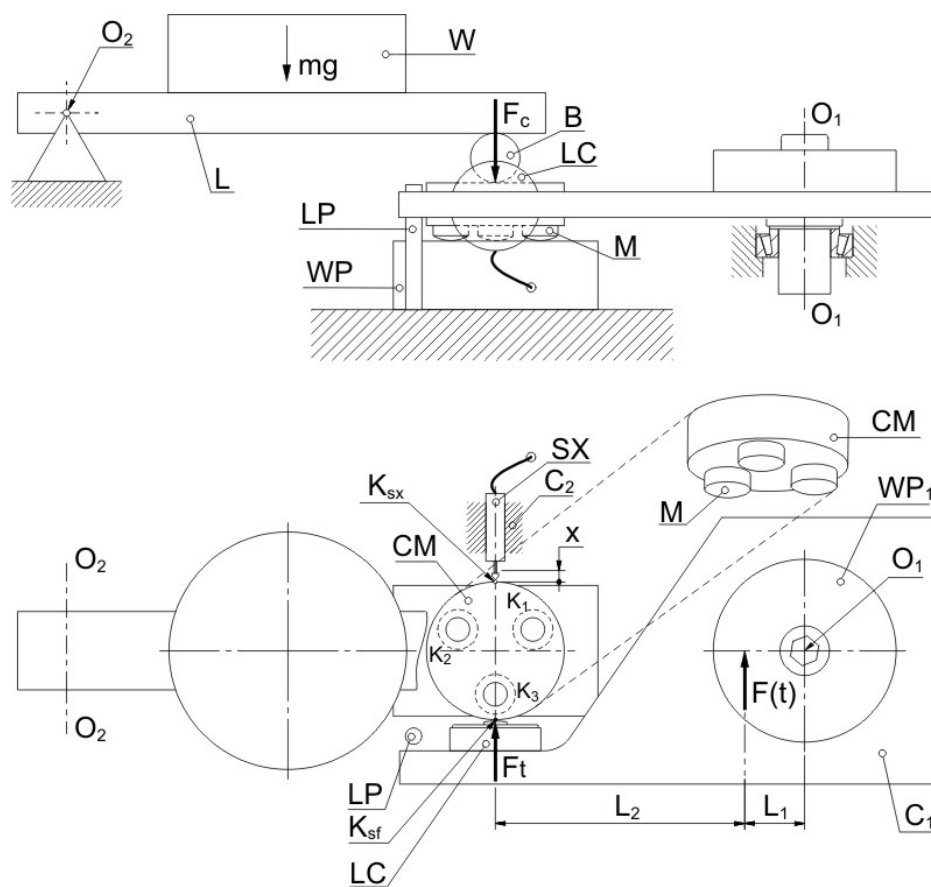


Slika 6.10. Zavisnosti tangencijalne sile (nosivosti spoja) F_t od popustljivosti ξ i sile stezanja F_c za različite geometrije završetka elemenata za stezanje.

Veća nosivost elemenata za stezanje sa čelom u obliku kupe u odnosu na element za stezanje sa sferičnim čelom, u suštini je izražena u čitavom opsegu vrednosti sila stezanja, što ilustruje veliki broj krivih nosivosti spoja prikazanih na slici 6.10.

6.4. Merna instrumentacija korišćena u uslovima dinamičkih opterećenja

Na slici 6.11 data je šema merne instrumentacije namenjena ispitivanju popustljivosti kontakta između elemenata za stezanje i radnog predmeta u uslovima dinamičkih opterećenja.



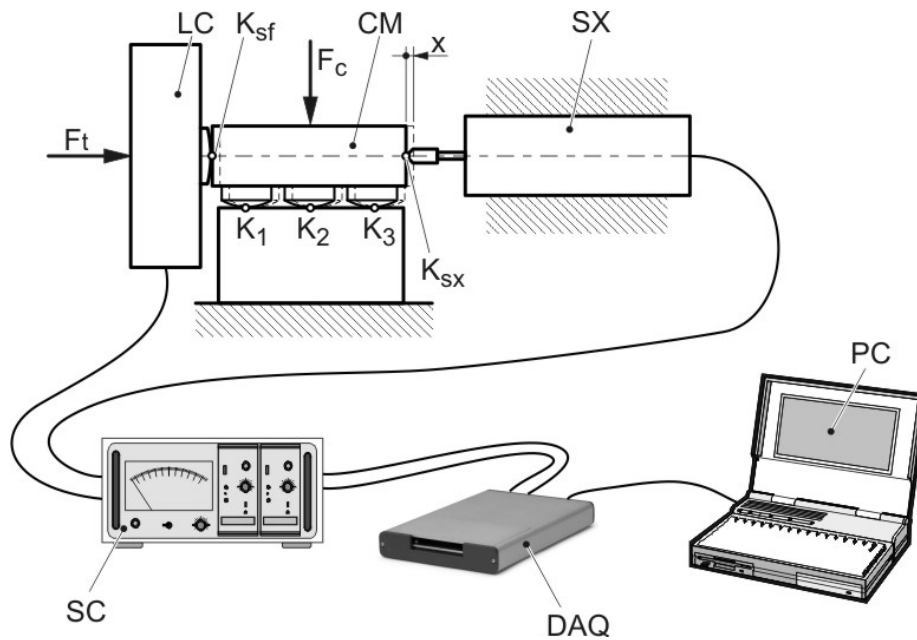
Slika 6.11. Šematki prikaz merne instrumentacije za merenje dinamičke popustljivosti kontakta između elemenata za stezanje i radnog predmeta.

Uzorak elementa za stezanje M, koji je prethodno pričvršćen u svom nosaču CM postavljen je na uzorak WP koji simulira radni predmet. Kontakt između ovih uzoraka ostvaruje se u okolinama tačaka K_1 , K_2 i K_3 . Element u tri tačke obezbeđuje ravnomernu raspodelu opterećenja između pojedinih elemenata. Kontakt uzoraka može se ostvariti i u okolini određenih linija ili po određenoj

površini, što zavisi od makrogeometrije uzorka. Preko nosača CM i kuglice B vrši se opterećenje kontakta. Opterećenje kontakta vrši se preko polužnog mehanizma L i baždarenih tegova W. Tangencijalno opterećenje kontakta F_t , tj. deo sile rezanja $F(t)$, ostvaruje se preko merne ćelije osetljive na pritisnu silu LC koja je smeštena na nosaču C_1 na kojem je pričvršćen uzorak koji se obrađuje WP_1 . Nosač C_1 se može obrtati oko ose O_1-O_1 . U zavisnosti od tačke dejstva sile rezanja $F(t)$ tj. veličina L_1 i L_2 deo sile rezanja $F(t)$ prenosi se preko LC na nosač CM u tački K_{sf} . Pomeranje nosača CM odnosno uzorka M registruje se preko senzora pomeranja SX koji se nalazi u nosaču C_2 . Prilikom pomeranja uzorka M koji simulira element za stezanje, u odnosu na uzorak WP koji simulira radni predmet kuglica B se kotrlja po nosaču CM. Greška merenja nastaje kao posledica neregistrovane vrednosti sile trenja kotrljanja kuglice B po nosaču CM i kao posledica trenja kotrljanja u ležaju poluge L (osa obrtanja O_2-O_2). S obzirom na značajno manje vrednosti koeficijenta trenja kotrljanja u odnosu na koeficijent trenje klizanja proizilazi da ukupna greška merenja ne prevazilazi 1%. Pri tom treba naglasiti da se pri konstrukciji uređaja vodilo računa da se ova greška minimizuje.

Na slici 6.12, je prikazana prateća merna instrumentacija koju čine:

- Merna ćelija (LC) osetljiva na pritisnu silu, sa mernim opsegom do 1100 N, koja meri tangencijalnu silu F_t proporcionalnu sili rezanja $F(t)$;
- Induktivnog davača pomeranja (SX), sa mernim opsegom ± 1 mm i odstupanjem osetljivosti manjim od ± 1 %. Kalibracija induktivnog davača pomeranja je pre početka merenja urađena na alatnom mikroskopu UIM-21 sa greškom očitavanja pomeranja $1 \mu\text{m}$;
- Dvokanalnog kondicionera signala (SC) koji vrši obradu signala sa merne ćelije (LC) i induktivnog davača pomeranja (SX);
- osmo kanalnog modula sa simultanim smpovanjem sa šesnaesto bitnom rezolucijom za akviziciju (diskretizaciju) signala (DAQ). Modul je korišćen za diskretizaciju signala sa merne ćelije (LC) i sa induktivnog davača pomeranja (SX);
- računara (PC) koji upravlja modulom za akviziciju DAQ i čuva rezultate merenja u obliku pogodnom za dalju obradu i analizu.



Slika 6.12. Prateća merna instrumentacija za određivanje dinamičke popustljivosti kontakta između elemenata za stezanje i radnog predmeta.

Osnovne prednosti koje pruža razvijena merna instrumentacija ogledaju se u sledećem:

- Opterećenje kontakta vrši se upravo realnom silom koja nastaje u procesu rezanja. Sila rezanja može se ostvariti obradom glodanjem ili obradom bušenjem na uzorku koji je izrađen od željenog materijala. Parametri režima rezanja i rezni alati sa kojima se izvodi proces obrade mogu se prema potrebama ispitivanja izabrati.
- Uzorak koji simulira element za stezanje može biti bilo kojih karakteristika u smislu geometrije, mikrogeometrije i materijala. Isto to važi i za uzorak koji simulira radni predmet.
- Kontaktni parovi su jednostavnog oblika i neuporedivo niže cene u odnosu na cenu kompletnog pribora, posebno ako se uzme u obzir veliki prostor mogućih varijacija parametara uticajnih na popustljivost kontakta.
- Obrada se može izvoditi sa ili bez primene sredstva za hlađenje i podmazivanje.

Na slici 6.13 su dati fotografski prikazi merne instrumentacije namenjene modelskim ispitivanjima dinamičke popustljivosti između elemenata za stezanje i radnog predmeta.



Slika 6.13. Uređaj za merenje nosivosti i popustljivosti kontakta između elemenata za stezanje i radnog predmeta u dinamičkim uslovima opterećenja.

Kao osnovnu prednost merne instrumentacije treba istaći činjenicu da ona omogućava dinamičku analizu konkretnog tipa kontakta elementa za stezanje sa radnim predmetom. To omogućava poređenje određenih tipova kontakta, njihovu optimizaciju i otvara put ka iznalaženju pouzdanijih rešenja elemenata za stezanje u smislu smanjenja popustljivosti kontakta.

Realizovana merna instrumentacija omogućava ispitivanje ponašanja kontakta između elementa za stezanje i radnog predmeta u uslovima dinamičkog opterećenja, pri čemu su eliminisani uticaji ostalih elemenata (uticaj krutosti radnog predmeta i uticaj krutosti ostalih elemenata pribora). To je omogućilo:

- Da se veoma pouzdano utvrdi popustljivost i nosivost bilo kog tipa kontakta pri dejstvu izabranog dinamičkog opterećenja i izabrane vrednosti sile stezanja,
- Da se ispitivanja vrše na elementima različitog oblika makro i mikro geometrije kontakta. Na primer, kontakt između dve ravne površine različitih veličina, kontakt između sfere različitog radijusa i ravne površine, kontakt različitih materijala i različitih karakteristika mikrogeometrije kontaktnih parova, itd. Na ovaj način moguće je ući veoma duboko u optimizaciju kontakta elementa za stezanje sa radnim predmetom, u cilju iznalaženja rešenja visokog nivoa pouzdanosti.

6.5. Rezultati istraživanja u uslovima dinamičkih opterećenja

Planom i programom eksperimentalnih istraživanja obuhvaćeno je merenje nosivosti i popustljivosti kontakta između elemenata za stezanje sa različitim geometrijama čela i radnog predmeta. Sile stezanja F_c varirane su u određenom

intervalu. Pri svakoj vrednosti sile stezanja, mašinskom obradom zavojnom burgijom, simulirano je više vrednosti dinamičkih tangencijalnih sila F_t variranjem brzine pomoćnog kretanja. Ove sile i njima odgovarajuća pomeranja praćena su posredstvom prethodno opisane merne instrumentacije.

Rezultati ispitivanja dinamičke popustljivosti kontakta između elemenata za stezanje i radnog predmeta prikazani su u tabelama 6.8-6.17.

U tabelama su pored vrednosti sila i pomeranja (popustljivosti) date i njima odgovarajuće krutosti, kao i zbir krutosti koji može biti pokazatelj dinamičke postojanosti kontakta, s obzirom da su svi kontaktni elementi imali isti program eksperimentalnih ispitivanja. Međutim, broj eksperimenata nije identičan za sve tipove kontakta iz razloga što su pomeranja, pre ili kasnije, dostizala limitiranu vrednost, nakon koje je dolazilo do proklizavanja tj. do odvajanja elementa za stezanje od radnog predmeta.

Red. br.	m_{tega} (kg)	F_c (N)	f (mm/min)	F_{tsr} (N)	F_{tmax} (N)	ξ_{sr} (μm)	ξ_{max} (μm)	$C(F_{tsr})$ (N/ μm)	$C(F_{tmax})$ (N/ μm)
1	100	631,2	20	21,38	35,16	0,72	0,94	29,69	37,40
2	100	631,2	40	38,59	62,75	0,88	1,17	43,85	53,63
3	100	631,2	80	65,39	77	1,68	1,92	38,92	40,10
4	100	631,2	120	91,94	106,84	6,85	12,43	13,42	8,60
5	100	631,2	160	80,87	111,62	53,2	291,37	1,52	0,38
6	80	513,5	20	24,76	39,42	1	1,22	24,76	32,31
7	80	513,5	40	39,74	55,58	1,07	1,36	37,14	40,87
8	80	513,5	80	66,14	77,44	1,69	1,87	39,14	41,41
9	80	513,5	120	86	92,66	2,26	2,5	38,05	37,06
11	60	395,8	20	20,13	22,75	3,66	3,82	5,50	5,96
12	60	395,8	40	34,31	40,07	3,44	3,77	9,97	10,63
13	60	395,8	60	49,36	55,55	5,52	5,85	8,94	9,50
14	60	395,8	80	63,15	68,8	6,98	7,48	9,05	9,20
16	40	278	15	15,75	18,76	0,22	0,31	71,59	60,52
17	40	278	30	24,82	29,16	1,09	1,3	22,77	22,43
18	40	278	45	38,41	43,99	6,92	7,02	5,55	6,27
$\Sigma C(F_{tsr})$								399,87	
$\Sigma C(F_{tmax})$								416,26	

Tabela 6.8. Rezultati merenja - element za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina.

Red. br.	m_{tega} (kg)	F_c (N)	f (mm/min)	F_{tsr} (N)	F_{tmax} (N)	ξ_{sr} (μm)	ξ_{max} (μm)	$C(F_{tsr})$ (N/ μm)	$C(F_{tmax})$ (N/ μm)
1	100	631,2	30	31,82	43,87	0,25	0,64	127,28	68,56
2	100	631,2	60	51,68	69,92	1,53	1,82	20,79	24,10
3	100	631,2	90	77,21	95,72	3,25	4,27	15,90	16,37
4	80	513,5	30	28,11	38,79	3,71	3,91	20,81	24,48
5	80	513,5	60	53,23	67,34	39,29	43,28	0,71	0,89
6	80	513,5	90	71,2	85,35	158,67	351,25	0,33	0,19
7	60	395,8	30	28,76	41,37	8,03	8,92	8,87	9,57
8	40	278	30	26,78	35,85	252,9	316,75	0,11	0,13
$\Sigma C(F_{tsr})$								194,82	
$\Sigma C(F_{tmax})$								144,29	

Tabela 6.9. Rezultati merenja - element za stezanje sa ravnim čelom $\varnothing 16$ mm.

Red. br.	m_{tega} (kg)	F_c (N)	f (mm/min)	F_{tsr} (N)	F_{tmax} (N)	ξ_{sr} (μm)	ξ_{max} (μm)	$C(F_{tsr})$ (N/ μm)	$C(F_{tmax})$ (N/ μm)
1	40	278	30	28,01	42,79	3,25	3,99	8,62	10,72
2	40	278	60	53,63	67,2	27,29	36,03	1,96	1,86
3	60	395,8	30	25,02	33,65	0,46	0,66	54,39	50,98
4	80	513,5	30	30,37	43,09	0,31	0,33	97,97	130,58
5	80	513,5	60	54,93	70,25	3,17	7,33	17,33	9,58
6	100	631,2	30	27,69	38,62	0,59	0,86	46,93	44,91
$\Sigma C(F_{tsr})$								227,20	
$\Sigma C(F_{tmax})$								248,64	

Tabela 6.10. Rezultati merenja - element za stezanje sa ravnim čelom $\varnothing 22$ mm.

Red. br.	m_{tega} (kg)	F_c (N)	f (mm/min)	F_{tsr} (N)	F_{tmax} (N)	ξ_{sr} (μm)	ξ_{max} (μm)	$C(F_{tsr})$ (N/ μm)	$C(F_{tmax})$ (N/ μm)
1	100	631,2	30	30,39	47,17	4,15	17,23	7,32	2,74
2	100	631,2	60	50,49	61,28	1,04	1,21	48,56	50,64
3	100	631,2	90	70,41	82,34	1,4	1,59	50,29	51,79
4	100	631,2	120	92,96	113,26	7,83	29,06	11,87	3,89
$\Sigma C(F_{tsr})$								118,04	
$\Sigma C(F_{tmax})$								109,06	

Tabela 6.11. Rezultati merenja - element za stezanje sa ravnim čelom $\varnothing 28$ mm.

Red. br.	m_{tega} (kg)	F_c (N)	f (mm/min)	F_{tsr} (N)	F_{tmax} (N)	ξ_{sr} (μm)	ξ_{max} (μm)	$C(F_{tsr})$ (N/ μm)	$C(F_{tmax})$ (N/ μm)
1	100	631,2	20	20,51	24,2	0,52	0,6	39,44	40,33
2	100	631,2	40	35,92	42,04	1,16	1,29	30,97	32,59
3	100	631,2	60	52	59,79	1,47	1,62	35,37	36,91
4	100	631,2	80	67,11	76,72	2,4	2,7	27,96	28,41
5	80	513,5	20	18,27	20,92	0,54	0,62	33,83	33,74
6	80	513,5	40	34,19	40,42	0,84	0,99	40,70	40,83
7	80	513,5	60	49,96	56,33	5,36	5,67	9,32	9,93
8	60	395,8	10	8,77	11,92	2,22	2,41	3,95	4,95
9	60	395,8	20	19,77	22,63	1,99	2,22	9,93	10,19
10	60	395,8	30	27,42	31,56	2,38	2,69	11,52	11,73
11	60	395,8	40	35,87	41,91	5,11	5,49	7,02	7,63
12	40	278	10	12,71	24,2	0,87	1,36	14,61	17,79
13	40	278	20	19,4	22,72	1,68	1,86	11,55	12,22
$\Sigma C(F_{tsr})$								276,18	
$\Sigma C(F_{tmax})$								287,26	

Tabela 6.12. Rezultati merjenja - element za stezanje sa sferičnim čelom R=10mm.

Red. br.	m_{tega} (kg)	F_c (N)	f (mm/min)	F_{tsr} (N)	F_{tmax} (N)	ξ_{sr} (μm)	ξ_{max} (μm)	$C(F_{tsr})$ (N/ μm)	$C(F_{tmax})$ (N/ μm)
1	100	631,2	20	19,76	23,37	0,54	0,63	36,59	37,10
2	100	631,2	40	36,11	42,55	0,96	1,08	37,61	39,40
3	100	631,2	60	50,87	62,08	1,2	1,34	42,39	46,33
4	100	631,2	80	64,26	73	1,44	1,58	44,63	46,20
5	100	631,2	100	79,23	89,04	1,94	2,15	40,84	41,41
6	100	631,2	120	94,37	111,14	2,28	2,52	41,39	44,10
7	100	631,2	140	105,64	119,63	2,5	2,81	42,26	42,57
8	100	631,2	160	108,34	127,72	2,6	2,85	41,67	44,81
9	80	513,5	20	22,76	39,09	0,88	1,44	25,86	27,15
10	80	513,5	40	42	54,28	0,98	1,28	42,86	42,41
11	80	513,5	60	53,58	63,8	1,27	1,44	42,19	44,31
12	80	513,5	80	69,06	78,51	1,79	1,97	38,58	39,85
13	60	395,8	20	23,01	38,25	4,07	4,87	5,65	7,85
14	60	395,8	40	41,23	56,71	5,5	9,14	7,50	6,20
15	60	395,8	60	55,08	73,84	4,02	5,08	13,70	14,54
$\Sigma C(F_{tsr})$								503,72	
$\Sigma C(F_{tmax})$								524,23	

Tabela 6.13. Rezultati merjenja - element za stezanje sa sferičnim čelom R=30mm.

Red. br.	m_{tega} (kg)	F_c (N)	f (mm/min)	F_{tsr} (N)	F_{tmax} (N)	ξ_{sr} (μm)	ξ_{max} (μm)	$C(F_{tsr})$ (N/ μm)	$C(F_{tmax})$ (N/ μm)
1	100	631,2	15	17,05	20,21	0,51	0,6	33,43	33,68
2	100	631,2	30	27,39	30,56	0,7	0,75	39,13	40,75
3	100	631,2	45	38,85	49,09	0,94	1,04	41,33	47,20
4	100	631,2	60	50,5	56,91	1,13	1,24	44,69	45,90
5	100	631,2	90	70,38	76,82	3,38	3,48	20,82	22,07
6	100	631,2	110	84,05	94,12	8,46	8,67	9,93	10,86
7	80	513,5	20	19,04	22,08	0,46	0,64	41,39	34,50
8	80	513,5	40	34,3	38,77	0,95	1,04	36,11	37,28
9	80	513,5	60	49,2	56,64	1,62	1,77	30,37	32,00
10	80	513,5	80	63,45	68,52	13,31	13,85	4,77	4,95
11	60	395,8	20	19,21	23,64	0,55	0,64	34,93	36,94
12	60	395,8	40	34,97	39,48	1,17	1,28	29,89	30,84
13	40	278	10	11,48	14,31	0,17	0,43	67,53	33,28
14	40	278	20	18,83	22,68	0,66	0,75	28,53	30,24
15	40	278	30	26,86	32,19	43,77	48,02	0,61	0,67
$\Sigma C(F_{tsr})$								463,46	
$\Sigma C(F_{tmax})$								441,15	

Tabela 6.14. Rezultati merenja - element za stezanje sa sferičnim čelom R=60mm.

Red. br.	m_{tega} (kg)	F_c (N)	f (mm/min)	F_{tsr} (N)	F_{tmax} (N)	ξ_{sr} (μm)	ξ_{max} (μm)	$C(F_{tsr})$ (N/ μm)	$C(F_{tmax})$ (N/ μm)
1	100	631,2	30	31,39	49,17	17,81	19,86	1,76	2,48
2	100	631,2	60	53,32	67,84	11,67	13,06	4,57	5,19
3	100	631,2	90	78,41	117,71	12,72	19,9	6,16	5,92
4	100	631,2	120	95,56	124,79	12,63	18,61	7,57	6,71
5	100	631,2	150	105,99	127,26	11,67	13,27	9,08	9,59
6	80	513,5	30	28,83	39,78	6,87	7,99	4,20	4,98
7	80	513,5	60	54,06	68,79	7,47	9,14	7,24	7,53
8	80	513,5	90	68,4	85,89	21,89	24,7	3,12	3,48
9	80	513,5	120	96,44	134,03	11,63	17,23	8,29	7,78
10	80	513,5	150	107,08	135,5	12,49	16,1	8,57	8,42
11	60	395,8	30	27,84	40,78	17,26	18,3	1,61	2,23
12	60	395,8	60	52,25	72,09	10,67	13,66	4,90	5,28
13	60	395,8	90	73,34	112,98	15,79	37,28	4,64	3,03
14	60	395,8	120	93,94	110,53	15,39	20,06	6,10	5,51
15	60	395,8	150	105,07	123,76	17,11	23,1	6,14	5,36
16	40	278	30	28,51	42,65	11,48	13,28	2,48	3,21
17	40	278	60	50,98	63,71	14,46	16,5	3,53	3,86
18	40	278	90	75,71	93,75	19,15	30,51	3,95	3,07
19	40	278	120	93,74	120,43	19,88	44,82	4,72	2,69
20	40	278	150	106,74	132,96	25,85	44,42	4,13	2,99
21	20	160,3	30	28,91	38,67	52,3	54,34	0,55	0,71
22	20	160,3	60	53,33	67,83	30,26	42,82	1,76	1,58
23	20	160,3	90	74,17	90,12	60,5	182,37	1,23	0,49
$\Sigma C(F_{tsr})$								106,31	
$\Sigma C(F_{tmax})$								102,08	

Tabela 6.15. Rezultati merenja - element za stezanje sa čelom u obliku kupe $\alpha=60^\circ$.

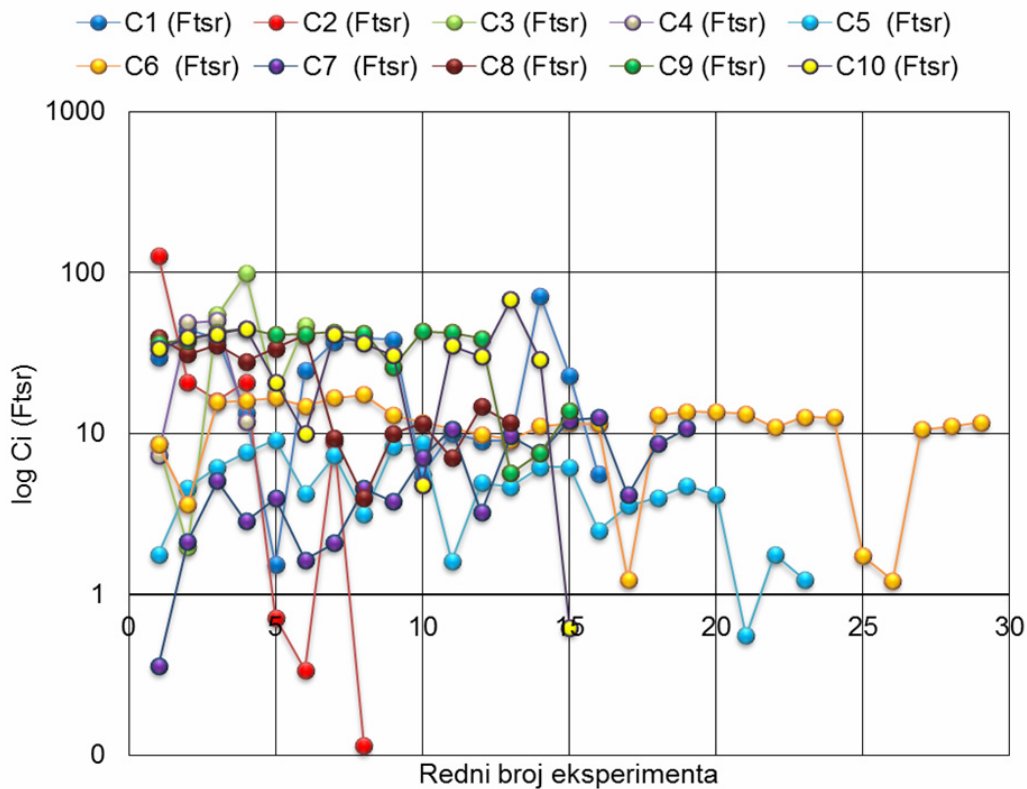
Red. br.	m_{tega} (kg)	F_c (N)	f (mm/min)	F_{tsr} (N)	F_{tmax} (N)	ξ_{sr} (μm)	ξ_{max} (μm)	$C(F_{tsr})$ (N/ μm)	$C(F_{tmax})$ (N/ μm)
1	100	631,2	20	25,77	48,52	3,05	4,53	8,45	10,71
2	100	631,2	40	45,73	71,38	12,63	40,86	3,62	1,75
3	100	631,2	60	48,94	63,35	3,15	3,86	15,54	16,41
4	100	631,2	80	64,11	82,53	4,03	5,06	15,91	16,31
5	100	631,2	100	80,3	102,19	4,85	6,18	16,56	16,54
6	100	631,2	120	92,12	131,41	6,24	11,65	14,76	11,28
7	100	631,2	140	103,98	157,76	6,29	10,18	16,53	15,50
8	100	631,2	160	109	159,74	6,29	9,6	17,33	16,64
9	80	513,5	20	20,7	36,25	1,6	2,72	12,94	13,33
10	80	513,5	40	40,51	53,4	3,47	4,54	11,67	11,76
11	80	513,5	60	55,42	73,18	5,2	6,92	10,66	10,58
12	80	513,5	80	72,99	100,15	7,41	12	9,85	8,35
13	80	513,5	100	87,39	129,02	9,61	16,08	9,09	8,02
14	80	513,5	120	103,28	124	9,3	12,3	11,11	10,08
15	80	513,5	140	104,75	125,29	9,05	11,66	11,57	10,75
16	80	513,5	160	107,52	133,58	9,41	11,83	11,43	11,29
17	60	395,8	20	29,17	75,74	23,73	88,71	1,23	0,85
18	60	395,8	40	40,2	52,12	3,1	4,51	12,97	11,56
19	60	395,8	60	60,44	78,21	4,42	5,59	13,67	13,99
20	60	395,8	80	73,98	96,5	5,48	7,19	13,50	13,42
21	60	395,8	100	83,07	114,31	6,27	8,97	13,25	12,74
22	60	395,8	120	96,97	168,61	8,9	19,29	10,90	8,74
23	60	395,8	140	101,37	135,4	8,03	10,62	12,62	12,75
24	60	395,8	160	107,53	151,24	8,58	11,87	12,53	12,74
25	40	278	20	20,47	40,13	11,92	13,67	1,72	2,94
26	40	278	40	46,3	73,67	38,09	102,05	1,22	0,72
27	40	278	60	53,34	68,7	5,04	6,31	10,58	10,89
28	40	278	80	73,68	95,26	6,69	9,04	11,01	10,54
29	40	278	100	82,66	107,66	7,09	9,37	11,66	11,49
$\Sigma C(F_{tsr})$								323,87	
$\Sigma C(F_{tmax})$								312,65	

Tabela 6.16. Rezultati merenja - element za stezanje sa čelom u obliku kupe $\alpha=90^\circ$.

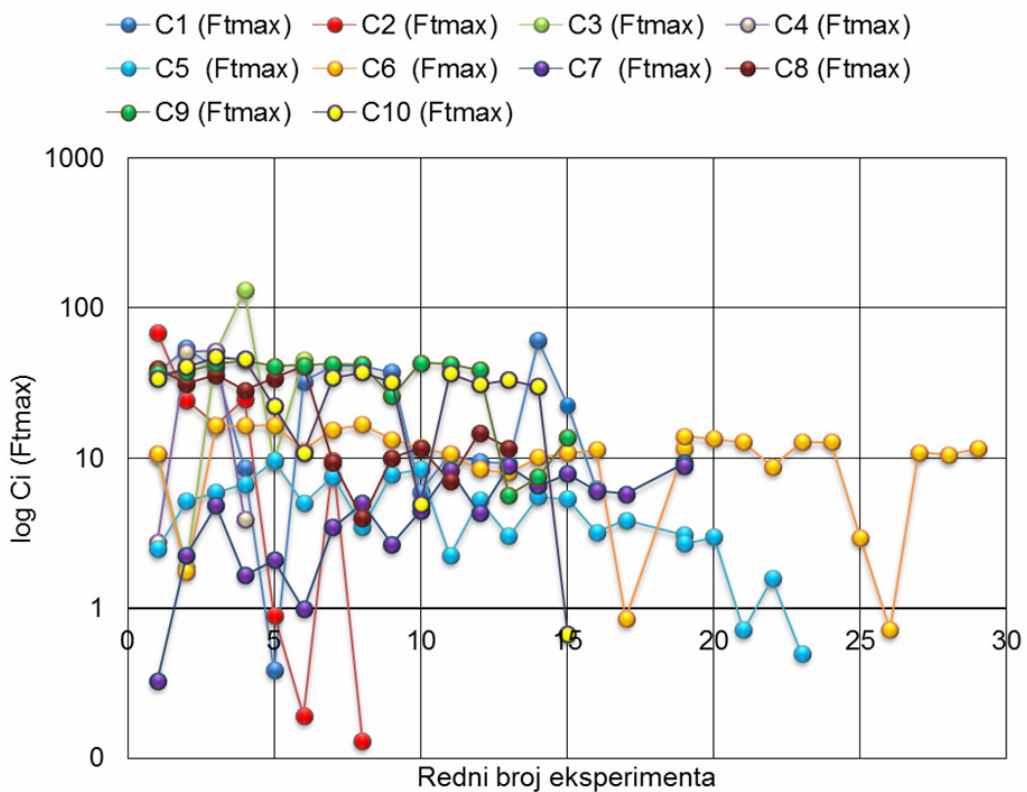
Red. br.	m_{tega} (kg)	F_c (N)	f (mm/min)	F_{tsr} (N)	F_{tmax} (N)	ξ_{sr} (μm)	ξ_{max} (μm)	$C(F_{tsr})$ (N/ μm)	$C(F_{tmax})$ (N/ μm)
1	20	160,3	40	42,13	89,48	117,86	276,07	0,36	0,32
2	40	278	60	47,5	55,55	22,24	24,7	2,14	2,25
3	40	278	80	62,82	70,93	12,37	14,61	5,08	4,85
4	40	278	100	76,5	103,08	27,03	62,36	2,83	1,65
5	40	278	120	89,34	116,03	22,52	55,67	3,97	2,08
6	40	278	140	101,93	129,86	62,3	132,48	1,64	0,98
7	60	395,8	30	19,23	36,55	9,28	10,58	2,07	3,45
8	60	395,8	60	50,28	64,13	11,07	12,8	4,54	5,01
9	60	395,8	90	71,64	106,39	18,95	40,02	3,78	2,66
10	60	395,8	120	91,5	125,55	12,99	28,38	7,04	4,42
11	60	395,8	150	106,55	127,83	10	15,39	10,66	8,31
12	80	513,5	30	28,88	43,25	8,99	10,02	3,21	4,32
13	80	513,5	60	49,74	67,82	5,15	7,67	9,66	8,84
14	80	513,5	90	72,54	113,92	9,47	17,49	7,66	6,51
15	80	513,5	120	86,93	126,04	7,2	16,07	12,07	7,84
16	80	513,5	150	103,05	155,3	8,22	25,59	12,54	6,07
17	100	631,2	30	28,39	46,62	6,84	8,1	4,15	5,76
18	100	631,2	60	51,89	74,95	6,05	8,1	8,58	9,25
19	100	631,2	90	72,68	110,66	6,73	12,58	10,80	8,80
$\Sigma C(F_{tsr})$								112,77	
$\Sigma C(F_{tmax})$								93,39	

Tabela 6.17. Rezultati merenja - element za stezanje sa čelom u obliku kupe $\alpha=120^\circ$.

Na slikama 6.14 - 6.21 prikazane su zavisnosti srednje krutosti kontakta i srednje maksimalne krutosti kontakta u funkciji broja i uslova eksperimenta. Na prikazanim graficima indeksi u oznakama krutosti kontakta odnose se na sledeće elemente za stezanje: (1) - element za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina, (2) - element za stezanje sa ravnim čelom - $\varnothing 16$, (3) - element za stezanje sa ravnim čelom - $\varnothing 22$, (4) - element za stezanje sa ravnim čelom - $\varnothing 28$, (5) - element za stezanje sa čelom u obliku kupe - 60° , (6) - element za stezanje sa čelom u obliku kupe - 90° , (7) - element za stezanje sa čelom u obliku kupe - 120° , (8) - element za stezanje sa sferičnim čelom - $R = 10$ mm, (9) - element za stezanje sa sferičnim čelom - $R = 30$ mm i (10) - element za stezanje sa sferičnim čelom - $R = 60$ mm.



Slika 6.14. Promena srednje krutosti kontakta u funkciji broja (uslova) eksperimenta.



Slika 6.15. Promena srednje maksimalne krutosti kontakta u funkciji broja (uslova) eksperimenta.

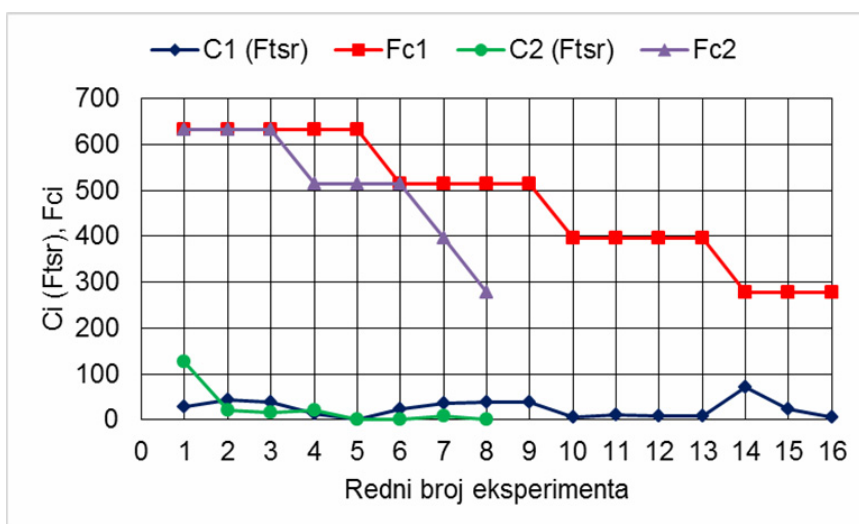
Na osnovu predhodno prikazanih dijagrama može se izvesti nekoliko zaključaka.

Element za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina u odnosu na elemente za stezanje sa ravnim čelom obezbeđuje znatno veću dinamičku postojanost kontakta. Naime, sa elementom za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina je izvedeno 18 eksperimenata pri čemu pomeranje nije dostiglo limitiranu vrednost. Nasuprot rečenom, sa elementima za stezanje sa ravnim čelom je izvedeno od 4-8 eksperimenata i to u znatno povoljnijim uslovima (veća prosečna sila stezanja i manje tangencijalno opterećenje).

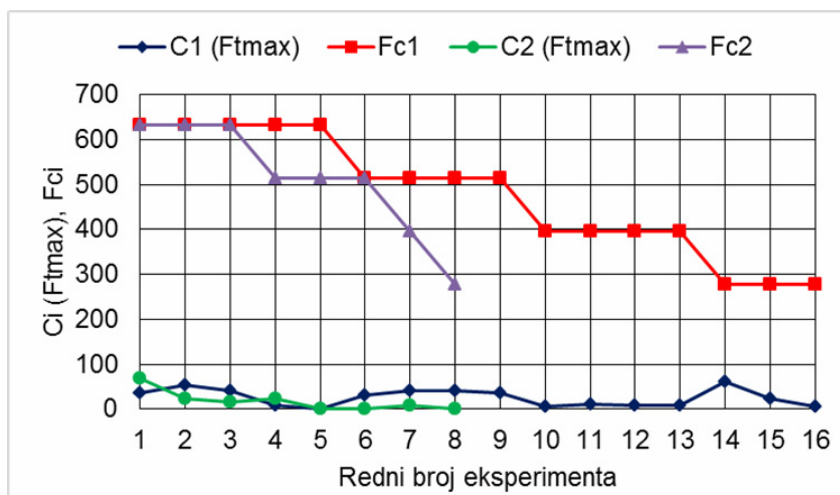
Element za stezanje sa čelom u obliku kupe sa uglom vrha od 90° u odnosu na elemente za stezanje sa čelom u obliku kupe sa uglom vrha od 60° i 120° stepeni i element za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina obezbeđuje znatno veću dinamičku postojanost kontakta. Međutim, element za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina, u određenim uslovima eksperimenta obezbeđuje veće vrednosti krutosti.

Element za stezanje sa sferičnim čelom sa radijusom vrha od 60 mm u odnosu na ostale ispitivane elemente za stezanje sa sferičnim čelom i element za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina obezbeđuje znatno veću dinamičku postojanost kontakta. Međutim, element za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina, u određenim uslovima eksperimenta obezbeđuje veće vrednosti krutosti.

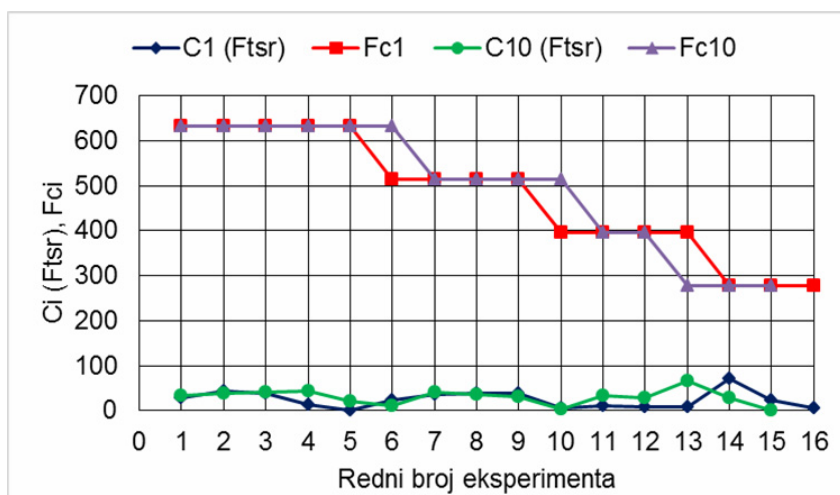
Na slikama 6.16.-6.21 prikazani su dijagrami preko kojih je moguće uporedo sagledati odnose između najpovoljnijih elemenata za stezanje sa aspekta krutosti.



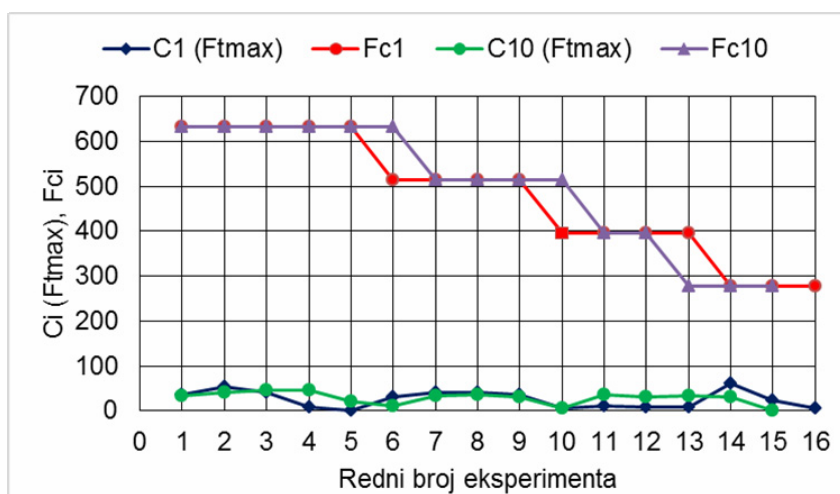
Slika 6.16. Poređenje srednje krutosti elementa za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina (1) i elementa za stezanje sa ravnim čelom (2).



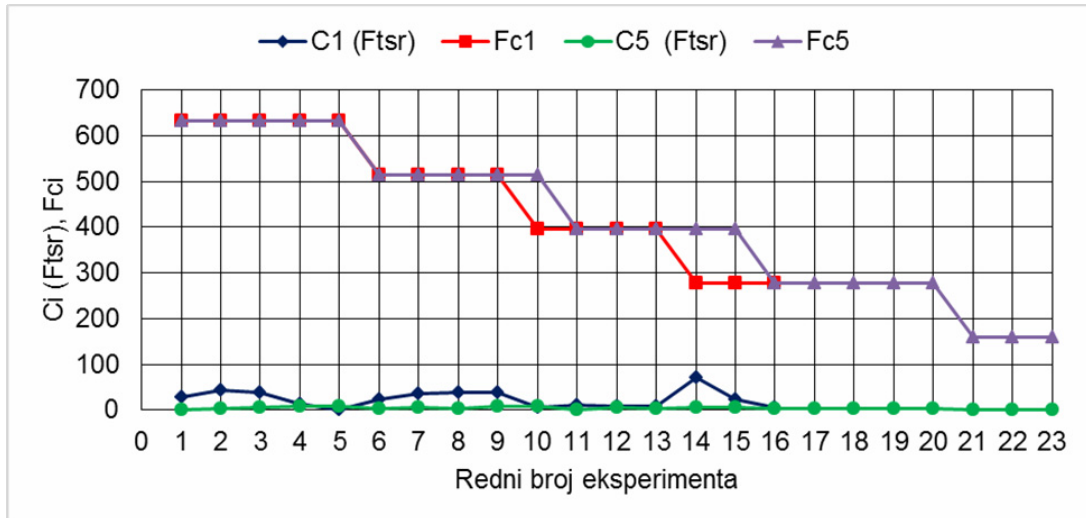
Slika 6.17. Poređenje maksimalne krutosti elementa za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina (1) i elementa za stezanje sa ravnim čelom (2).



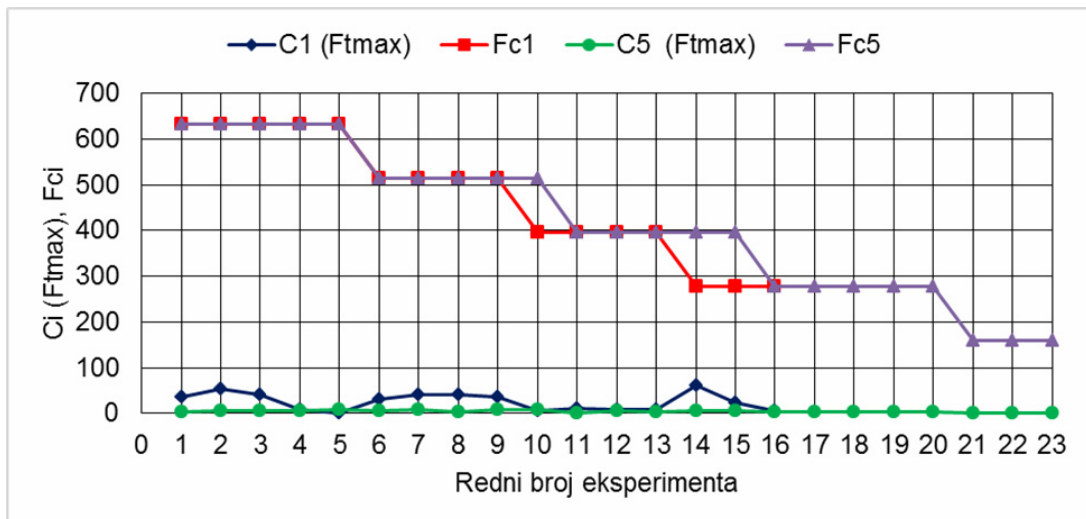
Slika 6.18. Poređenje srednje krutosti elementa za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina (1) i elementa za stezanje sa sferičnim čelom (10).



Slika 6.19. Poređenje maksimalne krutosti elementa za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina (1) i elementa za stezanje sa sferičnim čelom (10).



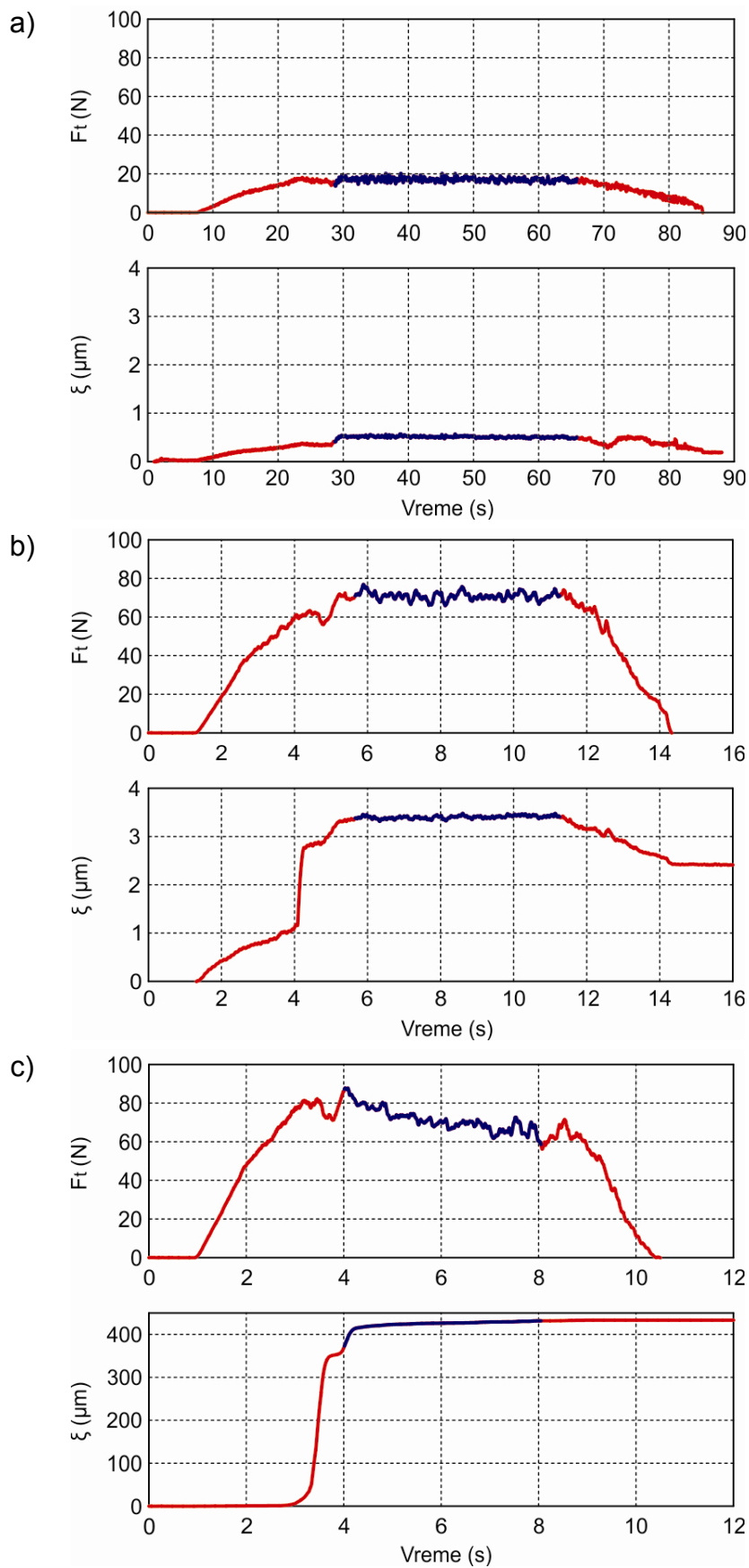
Slika 6.20. Poređenje srednje krutosti elementa za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina (1) i elementa za stezanje sa čelom u obliku kupe (5).



Slika 6.21. Poređenje maksimalne krutosti elementa za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina (1) i elementa za stezanje sa čelom u obliku kupe (5).

Na osnovu prikazanih dijagrama može se kao opšti zaključak izvesti da element za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina, u dinamičkim uslovima nižih opterećenja, obezbeđuje u odnosu na elemente za stezanje sa ravnim čelom, elemente za stezanje sa čelom u obliku kupe i elemente za stezanje sa sferičnim čelom najveću krutost i postojanost kontakta.

Tokom izvođenja eksperimentalnih istraživanja, a na osnovu raspoložive merne instrumentacije, vršeno je snimanje signala tangencijalnih sila (nosivosti) i odgovarajućih pomeranja (popustljivosti). Tipični zapisi su prikazani na slici 6.22. a kompletni podaci su dati u prilogu 11.4.



Slika 6.22. Tipični oblici zapisa tangencijalnih sila i njima odgovarajućih pomeranja.

Na osnovu tipičnih signala tangencijalnih sila i njima odgovarajućih pomeranja može se zaključiti da postoje tri tipa popustljivosti. To su:

- popustljivost kontakta tipa *a* (slika 6.22.a) kada se sistem nakon dejstva sile vraća u prvobitno stanje i kada su pomeranja relativno mala;
- popustljivost kontakta tipa *b* (slika 6.22.b) kada se sistem delimično vraća u prvobitni položaj, bez obzira na veličinu pomeranja;
- popustljivost kontakta tipa *c* (slika 6.22.c) kada nastane potpuno proklizavanje kontakta.

Očigledno je da se u slučaju popustljivosti veze tipa *a* deformacije materijala u kontaktu, prilikom dejstva tangencijalne sile F_t , pretežno obavljaju u oblasti elastičnih deformacija. U slučaju popustljivosti veze tipa *b* postoji i značajan udeo plastičnih deformacija materijala u zoni kontakta. Dok u slučaju popustljivosti veze tipa *c* dolazi do proklizavanja, tj. potpunog raskidanja kontakta između elemenata za stezanje i radnog predmeta.

7. DISKUSIJA

Na osnovu sprovedenih istraživanja i dobijenih rezultata mogu se predložiti, sa aspekta makrogeometrije, rešenja elemenata za stezanje, koja će u odnosu na postojeća, u značajnoj meri smanjiti popustljivost i povećati nosivost kontakata između radnog predmeta i elemenata pribora. U tom smislu, predlaže se:

- rešenje zasnovano na utiskivanju elementa za stezanje sa čelom u obliku kupe, ugla vrha 60° , u površine radnog predmeta koje se ne obrađuju. Ovo rešenje se efikasno može primeniti kod radnih predmeta, tj. polufabrikata tipa odlivka, otkovka i sličnih poluproizvoda;
- rešenje zasnovano na utiskivanju elementa za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina i sa sferičnim čelom većeg radijusa vrha. Ova rešenja se efikasno mogu primeniti u slučajevima kada je reč o stezanju obrađenih površina, odnosno površina kod kojih bi veći tragovi na površini stezanja narušili estetiku radnog predmeta.

Primena numeričkih metoda (FEM analiza) i namenski projektovana merna instrumentacija omogućili su istraživanja u pogledu optimizacije geometrije kontakta između elemenata pribora i radnog predmeta sa aspekta njihove tangencijalne nosivosti. Primenom softverskog paketa Simufact Forming sagledano je naponsko i deformaciono stanje složenog procesa utiskivanja elementa za stezanje u radni predmet i tangencijalnog opterećenja koje se javlja između kontaktnih parova, odnosno praćenje sile stezanja i popustljivosti kontakta pri tangencijalnom opterećenju. Rezultati numeričkih proračuna i rezultati eksperimentalnih istraživanja nedvosmisleno ukazuju na veoma značajan uticaj makrogeometrije kontakta na nosivost i popustljivost razmatranih kontakata elemenata za stezanje i radnog predmeta.

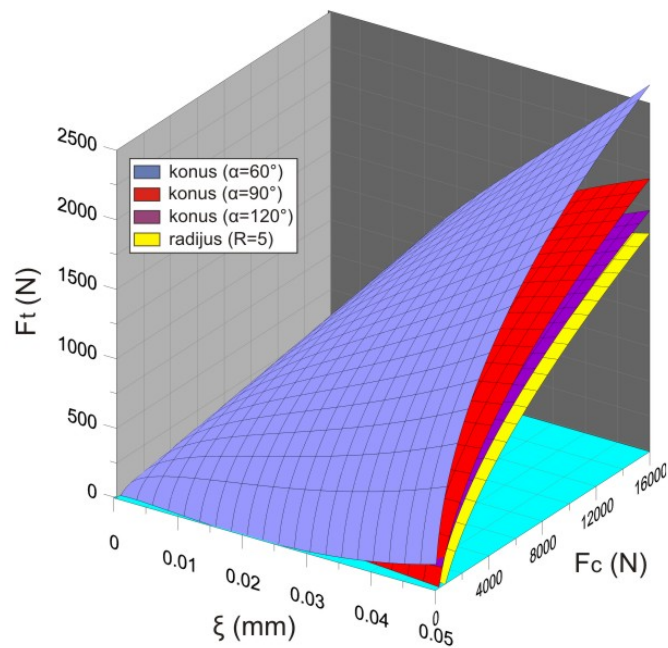
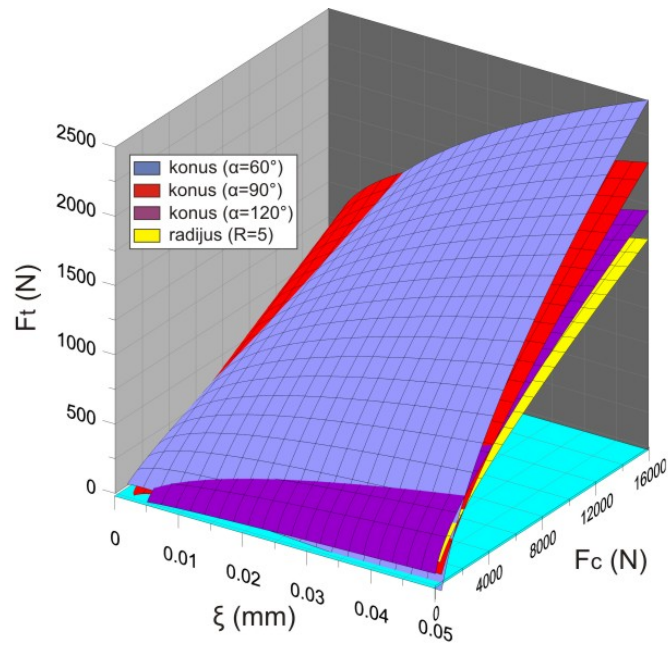
Predložena metoda stezanja zasnovana na utiskivanju elementa za stezanje sa čelom u obliku kupe u površine radnog predmeta polazi od činjenice da postoji veliki broj delova na kojima se izvode operacije obrade rezanjem samo po relativno manjem broju površina. Ostale površine takvih radnih predmeta se ne obrađuju i nemaju ulogu koja bi zahtevala tačniju obradu rezanjem ili pak izraženu estetiku tih površina.

Na osnovu rezultata eksperimentalnih istraživanja, generalno posmatrano, proizilazi da se utiskivanjem oštih vrhova elementa za stezanje u radni predmet, za istu popustljivost, dobijaju veće nosivosti spojeva u odnosu na element za stezanje sa ravnim čelom koji opterećenje prenosi prvenstveno trenjem. To je posebno izraženo kod elementa za stezanje sa čelom u obliku kupe sa uglom vrha od 60° i 90°.

Prema rezultatima eksperimentalnih istraživanja proizilazi da u domenu nižih opterećenja svi ispitivani elementi za stezanje sa čelom u obliku kupe imaju izraženu prednost, sa aspekta nosivosti i popustljivosti, u odnosu na elemente za stezanje sa sferičnim čelom.

Rezultati numeričkih proračuna takođe, u velikoj meri potvrđuju prethodnu konstataciju. Na primer, kod elementa za stezanje sa sferičnim čelom radijusa $R=5$ mm maksimalna nosivost kontakta je približno jednaka 50 N, pri sili stezanja od 400 N i pri pomeranju (popustljivosti) koje iznosi približno 0,03 mm. Nasuprot tome, ispitivani elementi za stezanje sa čelom u obliku kupe sa uglom vrha od 60°, 90° i 120°, pri pomeranju (popustljivosti) od 0,03 mm imaju nosivost spoja od 150-180 N, što je u odnosu na element za stezanje sa sferičnim čelom više od tri puta veća nosivost. U domenu većih opterećenja element za stezanje sa čelom u obliku kupe sa uglom vrha od 90°, a posebno element za stezanje sa čelom u obliku kupe sa uglom vrha od 60°, ima takođe značajnu prednost, sa aspekta nosivosti i popustljivosti kontakta, u odnosu na element za stezanje sa sferičnim čelom. To može biti posebno važno pri stezanju u operacijama obrade koje karakterišu visoke vrednosti sila rezanja. Proizilazi da elementi za stezanje sa čelom u obliku kupe, u odnosu na element za stezanje sa sferičnim čelom imaju, sa aspekta nosivosti i popustljivosti kontakta, značajne prednosti u čitavom intervalu analiziranih vrednosti sila utiskivanja. Na te prednosti ukazuju i rezultati numeričkih proračuna i rezultati eksperimentalnih istraživanja.

Rezultati numeričkih analiza i eksperimentalnih ispitivanja statistički su obrađeni, a regresione površine ilustrovane na slici 7.1. Regresione jednačine karakterišu visoki koeficijenti korelacije ($R = 0,888 - 0,973$) i jasno uočljivi trendovi promene nosivosti kontakta u zavisnosti od popustljivosti kontakta i promene makrogeometrije čela elementa za stezanje. Slaganje eksperimentalnih podataka i rezultata numeričkih proračuna u smislu gradacije makrogeometrije elementa za stezanje sa aspekta njihove nosivosti je na značajnom nivou.



Slika 7.1. Prikaz regresionih površina zavisnosti nosivosti kontakta (tangencionalne sile) od popustljivosti kontakta i sile stezanja.

a) numerički proračun i b) eksperimentalna istraživanja.

Rezultati numeričkih proračuna i rezultati eksperimentalnih istraživanja ukazuju na suštinsku prednost elementa za stezanje sa čelom u obliku kupe u odnosu na element za stezanje sa sferičnim čelom. To se ogleda u samom mehanizmu

uravnoteženja spoljašnjeg opterećenja kojem je ova veza (kontakt elementa za stezanje i radnog predmeta) izložena. Kada je u pitanju element za stezanje sa sferičnim čelom spoljašnje opterećenje se uravnotežava silom trenja. Eksperimentalni rezultati pokazuju da je u slučaju utiskivanja elementima za stezanje sa čelom u obliku kupe utisnuta zapremina veća nego kod elementa za stezanje sa sferičnim čelom. Usled dejstva spoljašnjeg opterećenja, prilikom ispitivanja popustljivosti, kod elemenata za stezanje sa čelom u obliku kupe, vrši se elastično i plastično deformisanje veće zapremine materijala, što pored sila trenja, stvara dodatni otpor kontakta. Sasvim je razumljivo da će srednja vrednost napona po većoj utisnutoj zapremini biti manja u odnosu na napone po manjoj utisnutoj zapremini, pri istom nivou sile utiskivanja. Na osnovu ovog logično proizilazi da će manje vrednosti srednjih napona na većoj kontaktnoj površini izazvati manje elastične i plastične deformacije i manju ukupnu popustljivost kontakta, što upravo i pokazuju rezultati eksperimentalnih ispitivanja i rezultati numeričkih proračuna.

Primer obrađenih rezultata merenja za slučaj stezanja elementima sa čelom u obliku kupe prikazani su u tabeli 7.1. U tabeli 7.1. su prikazane vrednosti sila stezanja F_c , brzina pomoćnog kretanja f , srednje vrednosti tangencijalne sile \bar{F}_t i srednje vrednosti popustljivosti kontakata $\bar{\xi}$.

Na slici 7.2 dat je prikaz zavisnosti srednje vrednosti tangencijalne sile (nosivosti kontakta) ispitivanog tipa kontakata \bar{F}_t od popustljivosti kontakata $\bar{\xi}$ i sile stezanja F_c . Sa slike 7.2. može se, na osnovu trenda promene veličina \bar{F}_t , $\bar{\xi}$ i F_c , primetiti da je za određenu vrednosti sile stezanja F_c , zavisnost tangencijalne sile \bar{F}_t i pomeranja $\bar{\xi}$ približno linearna. Obradom eksperimentalnih podataka metodom regresione analize dobijena je regresiona funkcija oblika:

$$\bar{F}_t = (0,162 \cdot F_c - 5,15668 \cdot 10^{-4} \cdot F_c^2 + 4,6889739 \cdot 10^{-7} \cdot F_c^3) \cdot \bar{\xi} \quad (7.1)$$

koju karakteriše koeficijent korelacije $R=0,95$.

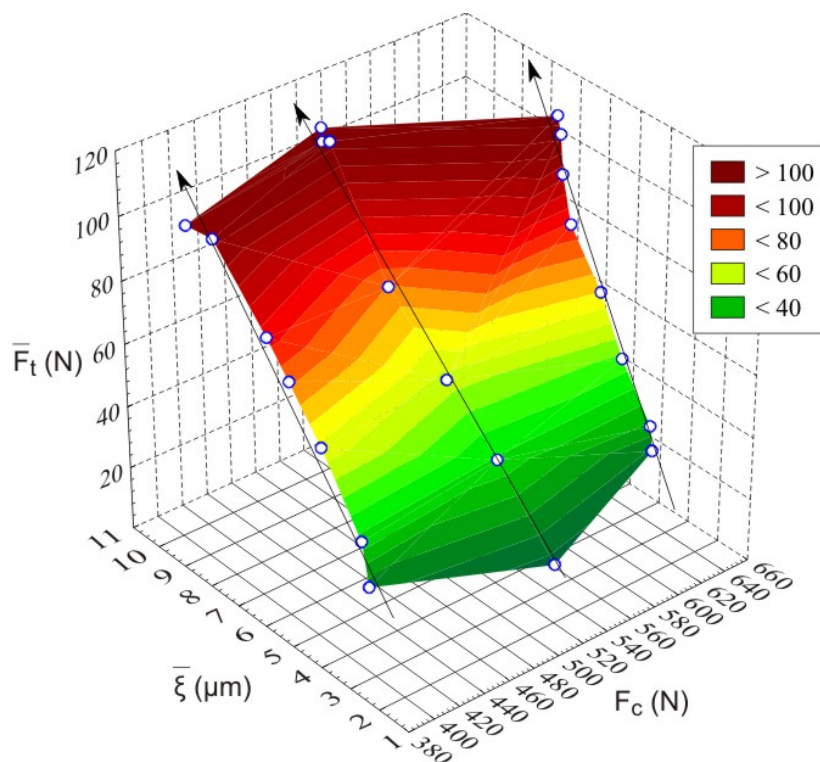
Saglasno teorijskim razmatranjima krutost kontakta iznosi:

$$c = \frac{d\bar{F}_t}{d\bar{\xi}} = 0,162 \cdot F_c - 5,15668 \cdot 10^{-4} \cdot F_c^2 + 4,6889739 \cdot 10^{-7} \cdot F_c^3 \quad (7.2)$$

Postupkom nelinearne optimizacije diferencijalne jednačine pomeranja metodom Adams-Moulton određen je koeficijent prigušenja b i krutost kontakta c . Za sve izvedene eksperimente ovi parametri se nalaze u intervalu $b = 3,26 - 5,23 \text{ Ns}/\mu\text{m}$, odnosno $c = 11,22 - 16,09 \text{ N}/\mu\text{m}$.

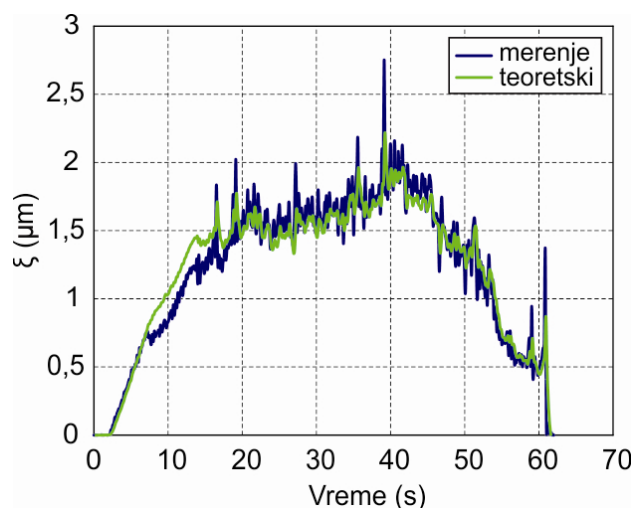
Red. br.	F_c (N)	f (mm/min)	\bar{F}_t (N)	$\bar{\xi}$ (μm)
1	631,2	20	27,51	3,19
2	631,2	40	35	5,51
3	631,2	60	50,88	3,28
4	631,2	80	67,89	4,28
5	631,2	100	83,46	5,04
6	631,2	120	97,45	6,41
7	631,2	140	109,47	6,49
8	631,2	160	114,58	6,61
9	513,5	20	22,09	1,73
10	513,5	40	43,22	3,7
11	513,5	60	58,13	5,44
12	513,5	80	75,73	7,47
13	513,5	100	90,48	10,08
14	513,5	120	108,2	9,78
15	513,5	140	109,74	9,51
16	513,5	160	112,35	9,82
17	395,8	20	29,44	3,01
18	395,8	40	42,22	3,26
19	395,8	60	63,04	4,61
20	395,8	80	76,81	5,7
21	395,8	100	85,91	6,46
22	395,8	120	104,16	9,28
23	395,8	140	105,38	8,31

Tabela 7.1. Srednje vrednosti tangencijalne sile i popustljivosti kontakta između elementa za stezanje sa čelom u obliku kupe (ugao vrha 90°) i radnog predmeta.



Slika 7.2. Prikaz zavisnosti srednje vrednosti tangencijalne nosivosti \bar{F}_t od popustljivosti kontakta $\bar{\xi}$ i sile stezanja F_c .

U cilju potvrde izloženog modela na slici 7.3 prikazan je primer teorijske i eksperimentalne zavisnosti popustljivosti kontakta u realnom vremenu pri dejstvu tangencijalne sile.



Slika 7.3. Teorijske i eksperimentalne zavisnosti popustljivosti kontakta u realnom vremenu pri dejstvu tangencijalne sile (polazni podaci $m = 0,083$ kg; $F_c = 513,5$ N; $f = 20$ mm/min; izračunate vrednosti $c = 13,10$ N/ μ m; $b = 3,66$ Ns/ μ m).

Sa ovog dijagrama se može primetiti značajno poklapanje teorijskog u odnosu na eksperimentalni signal popustljivosti, što omogućava da se preko teorijskih rešenja Lagranžove diferencijalne jednačine kretanja analizira dinamičko ponašanje radnog predmeta određene mase pri dejstvu teorijski zadanog dinamičkog opterećenja. Primenom izloženog modela moguće je sagledati i dinamičko ponašanje radnog predmeta stegnutog u većem broju proizvoljno izabranih tačaka elementima za stezanje analiziranih oblika.

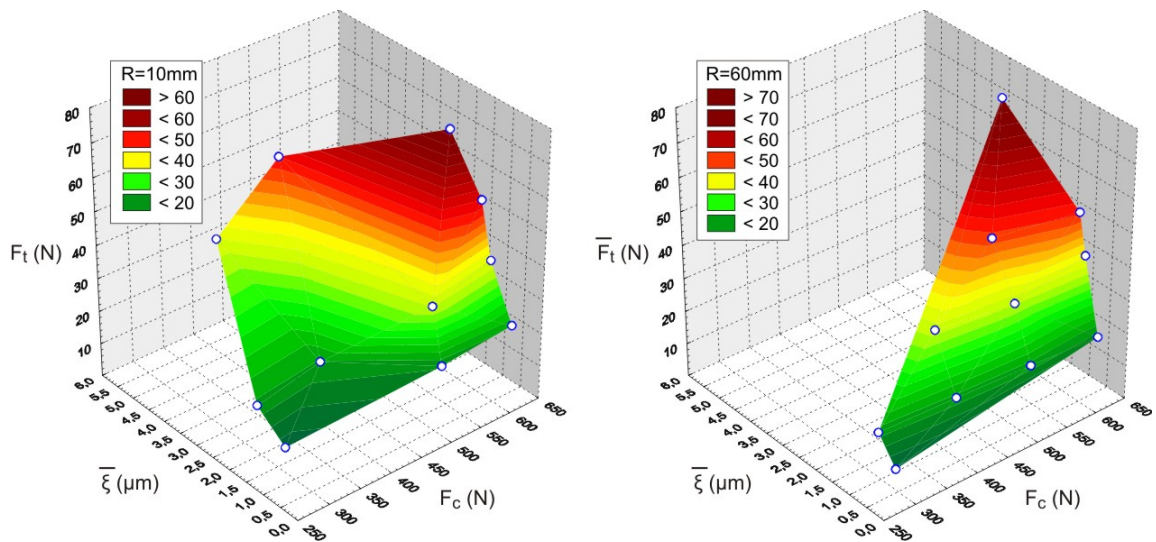
Obavljena istraživanja dinamičkog ponašanja izvedena su i za tip kontakta sferičnog završetka elementa za stezanje po ravnoj površini. Obrada rezultata merenja izvedena je korišćenjem srednjih vrednosti popustljivosti iz razloga što ove vrednosti, sa aspekta greške izrade radnog predmeta, u svetlu poređenja različitih tipova kontakta mogu biti uporedive i merodavne. Iz istih razloga obrada rezultata je izvedena sa srednjim vrednostima tangencijalnih sila (srednje vrednosti nosivosti kontakta).

R. br.	F_c	f	$R = 10 \text{ mm}$				$R = 60 \text{ mm}$			
			\bar{F}_t	F_{tmax}	$\bar{\xi}$	ξ_{max}	\bar{F}_t	F_{tmax}	$\bar{\xi}$	ξ_{max}
			(N)	(N)	(μm)	(μm)	(N)	(N)	(μm)	(μm)
1	631,2	20	20,51	24,20	0,52	0,60	17,05	20,21	0,51	0,60
2	631,2	40	35,92	42,04	1,16	1,29	38,85	49,09	0,94	1,04
3	631,2	60	52,00	59,79	1,47	1,62	50,50	56,91	1,13	1,24
4	631,2	80	67,11	76,72	2,40	2,70	70,38	76,82	3,38	3,48
5	631,2	100	/	/	/	/	84,05	94,12	8,46	8,67
6	631,2	120	/	/	/	/	/	/	/	/
7	513,5	20	18,27	20,92	0,54	0,62	19,04	22,08	0,46	0,64
8	513,5	40	34,19	40,42	0,84	0,99	34,30	38,77	0,95	1,04
9	513,5	60	49,96	56,33	5,36	5,67	49,20	56,64	1,62	1,77
10	513,5	80	/	/	/	/	63,45	68,52	13,31	13,85
11	513,5	100	/	/	/	/	/	/	/	/
12	395,8	20	19,77	22,63	1,99	2,22	19,21	23,64	0,55	0,64
13	395,8	40	35,87	41,91	5,11	5,49	34,97	39,48	1,17	1,28
14	395,8	60	/	/	/	/	/	/	/	/
15	278,0	10	12,71	24,20	0,87	1,36	11,48	14,31	0,17	0,43
16	278,0	20	19,40	22,72	1,68	1,86	18,83	22,68	0,66	0,75
17	278,0	30	/	/	/	/	/	/	/	/

Tabela 7.2. Rezultati tangencijalne sile i popustljivosti kontakta između elemenata za stezanje sa sferičnim čelom ($R=10 \text{ mm}$ i $R=60 \text{ mm}$) i radnog predmeta.

U tabeli 7.2 su prikazane vrednosti sile stezanja F_c , srednje vrednosti tangencijalne sile \bar{F}_t , maksimalne vrednosti tangencijalne sile F_{tmax} , srednje vrednosti popustljivosti kontakta $\bar{\xi}$ i maksimalne popustljivosti kontakta ξ_{max} . Vrednosti prikazane u tabeli odnose se na dva različita radijusa sferičnog završetka elementa za stezanje. Iz tabele se može videti da pojedine vrednosti dinamičkih sila i pomeranja nisu upisane. To se odnosi na kombinacije sila stezanja i tangencijalnih sila koje su dovele do velikih pomeranja koja prevazilaze vrednost od 50 μm .

Na slici 7.4 su dati prikazi zavisnosti srednje vrednosti tangencijalnog opterećenja \bar{F}_t (nosivosti kontakta) od srednje vrednosti popustljivosti kontakta $\bar{\xi}$ i sile stezanja F_c za dva elementa za stezanje sa različitim radijusom završetka.



Slika 7.4. Zavisnosti srednje vrednosti tangencijalnog opterećenja \bar{F}_t (nosivosti kontakta) od srednje vrednosti popustljivosti kontakta $\bar{\xi}$ i sile stezanja F_c .

Dijagrami prikazani na slici 7.4 su generisani na osnovu srednjih vrednosti tangencijalne sile \bar{F}_t i srednjih vrednosti popustljivosti kontakta $\bar{\xi}$, prema podacima iz tabele 7.2. Sa 3D dijagrama uočava se da kontakt ostvaren sa elementom za stezanje sa sferičnim čelom radijusa $R=60$ mm karakteriše veća nosivost i manja popustljivost u odnosu na kontakt ostvaren sa elementom za stezanje sa sferičnim čelom radijusa $R=10$ mm. To se može uočiti na osnovu dijagrama (slika 7.4) koji su dati u istoj razmeri variranih veličina.

Na bazi eksperimentalnih rezultata izvedeni su osnovni statistički parametri. Ovi parametri su: srednja vrednost srednjih vrednosti tangencijalne sile \bar{F}_t , disperzija

srednje vrednosti srednjih vrednosti tangencijalne sile $SD(\bar{F}_t)$, srednja vrednost srednjih vrednosti pomevanje $\bar{\xi}$ i disperzija srednje vrednosti srednjih vrednosti pomevanja $SD(\bar{\xi})$. Oni iznose:

- za eksperimentalna ispitivanja izvedena sa elementom za stezanje sa sferičnim čelom radijusa $R = 10$ mm:

$$\bar{F}_t = 33,24 \text{ N}, SD(\bar{F}_t) = 17,25 \text{ N}, \bar{\xi} = 1,99 \text{ } \mu\text{m}, SD(\bar{\xi}) = 1,71 \text{ } \mu\text{m}$$

- za eksperimentalna ispitivanja izvedena sa elementom za stezanje sa sferičnim čelom radijusa $R=60$ mm:

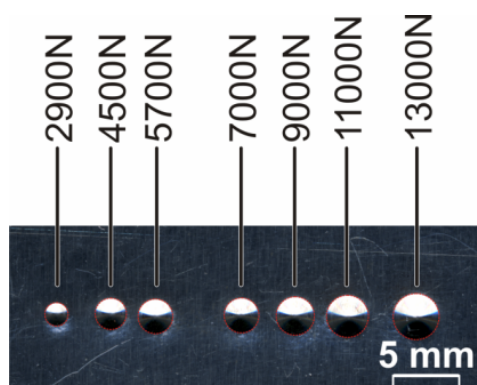
$$\bar{F}_t = 33,07 \text{ N}, SD(\bar{F}_t) = 18,19 \text{ N}, \bar{\xi} = 1,04 \text{ } \mu\text{m}, SD(\bar{\xi}) = 0,87 \text{ } \mu\text{m}$$

Na osnovu izloženih rezultata može se zaključiti da su eksperimentalna ispitivanja popustljivosti izvedena pri približno identičnim srednjim vrednostima tangencijalne sile ($\bar{F}_t = 33,24$ N za $R=10$ mm, $\bar{F}_t = 33,07$ N za $R=60$ mm). Disperzija srednje vrednosti tangencijalne sile bila je veća za slučaj elementa za stezanje sa sferičnim čelom radijusa $R=60$ mm ($SD(\bar{F}_t) = 18,19$ N) od disperzije srednje vrednosti tangencijalne sile za slučaj elementa za stezanje sa sferičnim čelom radijusa $R=10$ mm ($SD(\bar{F}_t) = 17,25$ N). Ova činjenica ukazuje da je dinamička komponenta tangencijalne sile bila izraženija za slučaj elementa za stezanje sa sferičnim čelom radijusa $R = 60$ mm nego u slučaju elementa za stezanje sa sferičnim čelom radijusa $R=10$ mm. Pri tome srednja vrednost popustljivosti $\bar{\xi}$ kod elementa za stezanje sa sferičnim čelom radijusa $R=60$ mm je za 48 % manja, nego srednja vrednost popustljivosti $\bar{\xi}$ kod elementa za stezanje sa sferičnim čelom radijusa $R=10$ mm.

Za uslove eksperimenata pod rednim brojem 5 i 10 (tabela 7.2) pri ispitivanju elementa za stezanje sa sferičnim čelom radijusa $R=10$ mm došlo je do potpunog proklizavanja kontakta, što kod elementa za stezanje sa sferičnim čelom radijusa $R=60$ mm nije bio slučaj. Teorijska razjašnjenja ovog fenomena sadržana su u različitim vrednostima kontaktnih pritisaka i različitim vrednostima kontaktnih površina koje nastaju pri stezanju ravne površine elementom za stezanje sa čelom različitog radijusa. Kontakt između sferičnog završetka elementa za stezanje većeg radijusa sa ravnom površinom, pri dejstvu istog normalnog opterećenja, ostvaruje se po značajno većoj kontaktnoj površini i pri manjem specifičnom pritisku. Tragovi utiskivanja na uzorcima radnog predmeta imaju male vrednosti i najverovatnije je, u velikom broju obavljenih eksperimenata, kontakt velikim delom

obavljen u okviru elastičnih deformacija koje su "izgubljene" nakon prestanka dejstva sile stezanja, te bi svaki eventualni proračun bio aproksimativan. Međutim, teorijski je jasno da veći radijus sfere završetka elementa za stezanje obezbeđuje veću kontaktnu površinu i manje vrednosti specifičnog pritiska. Sa tim u vezi, treba naglasiti da brojni rezultati triboloških istraživanja ukazuju na trend povećanja koeficijenta trenja pri smanjenju kontaktnog pritiska i povećanju realne kontaktne površine. Upravo iz tih razloga i popustljivost kontakta prati navedeni trend, što i pokazuju rezultati eksperimenata.

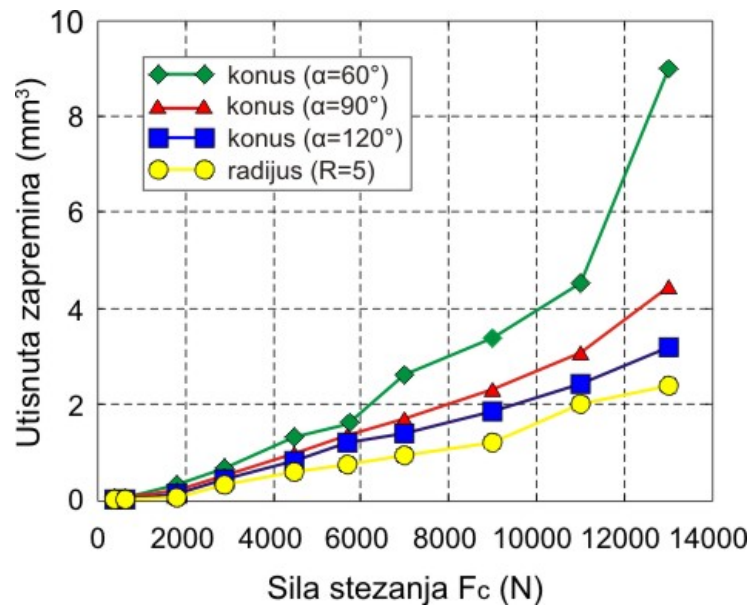
Elementi za stezanje su izrađeni čelika veće tvrdoće pa se deformacije ovih elemenata, bilo da je reč elementima za stezanje sa čelom u obliku kupe ili elementima za stezanje sa sferičnim čelom, mogu zanemariti u odnosu na deformacije radnog predmeta. Na slici 7.5 prikazani su, za slučaj stezanja elementom za stezanje sa čelom u obliku kupe sa uglom vrha od 120° , neki od tragova utiskivanja dobijeni pri različitim vrednostima sila utiskivanja.



Slika 7.5. Tragovi utiskivanja dobijeni utiskivanjem elementa za stezanje sa čelom u obliku kupe od 120° u radni predmet za različite sile utiskivanja.

Na osnovu tragova utiskivanja i oblika čela elementa za stezanje (veličine ugla vrha i veličine radijusa vrha) izračunate su veličine utisnutih zapremine u materijalu radnog predmeta, što je i prikazano na slici 7.6.

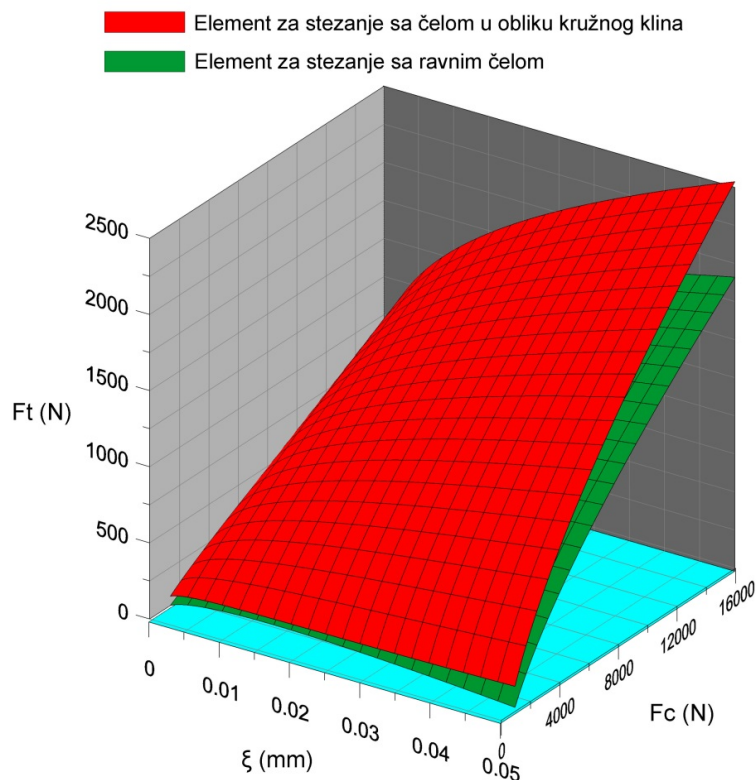
Na osnovu dijagrama sa slike 7.6. jasno se može uočiti da utisnuta zapremina raste sa smanjenjem ugla vrha završetka elementa za stezanje. To je posebno izraženo kod elemenata za stezanje sa čelom u obliku kupe sa uglom vrha od 60° , pri većim nivoima opterećenja (sile utiskivanja). Ovo ukazuje na fenomen otporne sile koja zavisi od veličine utisnute zapremine i zakona promene napona i koeficijenta trenja u funkciji napona na kontaktnim površinama između elementa za stezanje i radnog predmeta.



Slika 7.6. Zavisnost utisnute zapremine od sile stezanja za različite oblike elemenata za stezanje.

Rešenje elementa za stezanje u slučajevima kada je reč o stezanju obrađenih površina, odnosno površina kod kojih bi veći tragovi na površini radnog predmeta narušili estetiku, u najvećoj meri treba bazirati na razvoju elementa za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina i elementa za stezanje sa sferičnim čelom većeg radijusa vrha.

Na osnovu teorijskih analiza i rezultata eksperimentalnih istraživanja proizilazi da se stezanjem radnog predmeta preko elementa za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina dobijaju veće nosivosti kontakta u odnosu na element za stezanje sa ravnim čelom. U čitavom intervalu opterećenja element za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina ima izraženu prednost sa aspekta veće nosivosti i manje popustljivosti, u odnosu na element za stezanje sa ravnim čelom. Prednost elementa za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina u odnosu na element za stezanje sa ravnim čelom izražena je i na nivou nižih i na nivou viših opterećenja, što se uočava sa 3D dijagrama prikazanog na slici 7.7 koji je dobijen na osnovu regresionih jednačina iz tabele 6.2.



Slika 7.7. Zavisnosti tangencijalne sile F_t od popustljivosti kontakta ξ i sile stezanja F_c pri stezanju elementom za stezanje sa ravnim čelom i elementom za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina.

Integraljenjem regresionih jednačina (tabela 6.2.) u određenom intervalu sile stezanja mogu se kvantifikovati prednosti elementa za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina u odnosu na element za stezanje sa ravnim čelom, odnosno može se odrediti pokazatelj P koji je definisan izrazom:

$$P = \frac{\int_{F_{c1}}^{F_{c2}} \int_0^{0.05} f_1(F_c, \xi) \cdot dF_c \cdot d\xi - \int_{F_{c1}}^{F_{c2}} \int_0^{0.05} f_2(F_c, \xi) \cdot dF_c \cdot d\xi}{\int_{F_{c1}}^{F_{c2}} \int_{\xi_{11}}^{\xi_{12}} f_2(F_c, \xi) \cdot dF_c \cdot d\xi} \cdot 100(\%) \quad (7.3)$$

gde su:

- F_{c1} i F_{c2} intervali sile stezanja za koji se određuje pokazatelj P ;
- $f_1(F_c, \xi)$ - regresiona funkcija (tabela 6.2) koja opisuje zavisnost tangencijane sile (nosivosti spoja) od sile stezanja i popustljivosti kontakta u slučaju stezanja sa elementom za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina;
- $f_2(F_c, \xi)$ - regresiona funkcija (tabela 6.2) koja opisuje zavisnost tangencijane sile (nosivosti spoja) od sile stezanja i popustljivosti kontakta u slučaju stezanja sa elementom za stezanje sa ravnim čelom.

Proračunom prema navedenom izrazu dobija se sledeće:

- Za interval sile stezanja od $F_c = 400 - 1800$ N element za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina, u proseku za 43,5 % obezbeđuje veću nosivost (tangencijalnu silu). To je posebno važno jer se radi o nivou malih sila stezanja i malih deformacija radnog predmeta.
- Za interval sile stezanja od $F_c = 9000 - 13000$ N element za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina, u proseku za 22,8 % obezbeđuje veću nosivost (tangencijalnu silu). To je takođe važno za uslove obrade koje karakterišu visoke vrednosti sila rezanja.
- Za čitav ispitivani interval sile stezanja od $F_c = 400 - 13000$ N element za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina, u proseku za 24,2 % obezbeđuje veću nosivost (tangencijalnu silu). To upravo ukazuje da se element za stezanje ovog tipa može efikasno primeniti bez obzira na nivo sile stezanja.

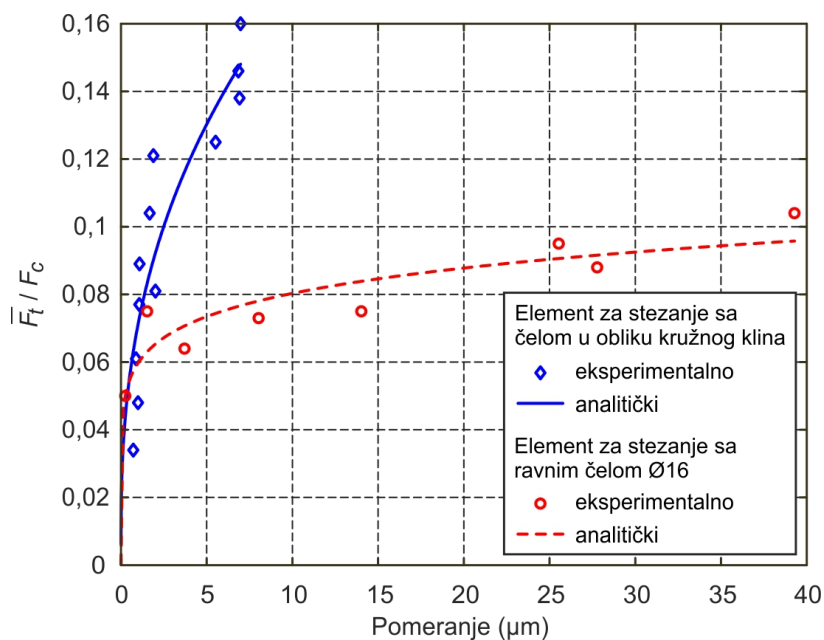
Rezultati eksperimentalnih ispitivanja u dinamičkim uslovima u potpunosti potvrđuju teorijske pretpostavke vezane za veću tangencijalnu nosivost i manju popustljivost kontakta elementa za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina i radnog predmeta, u odnosu na popustljivost kontakta između elementa za stezanje sa ravnim čelom i radnog predmeta. Obradeni rezultati eksperimentalnih istraživanja prikazani su u tabeli 7.3.

U tabeli su prikazane vrednosti variranih sila stezanja F_c , brzine pomoćnog kretanja f , srednje vrednosti tangencijalne sile \bar{F}_t izmerene u dinamičkom režimu i srednje vrednosti pomeranja kontakta $\bar{\xi}$ za dva tipa elemenata za stezanje.

Pored toga, u cilju jasnijeg sagledavanja rezultata eksperimentalnih istraživanja, u tabeli je prikazan i bezdimenzioni odnos \bar{F}_t/F_c , odnosno, odnos srednje vrednosti tangencijane sile \bar{F}_t u dinamičkom režimu i vrednosti sile stezanja F_c . Na taj način je omogućeno da se preko 2D dijagrama datog na slici 7.8 prikaže zavisnost odnosa datog izrazom u funkciji popustljivosti $\bar{\xi}$, odnosno da se na jednom dijagramu prikaže zavisnost pomeranja kontaktnog para za različite vrednosti sile stezanja F_c i srednje vrednosti tangencijane sile \bar{F}_t .

Red. br.	F_c	f	Element za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina			Element za stezanje sa ravnim čelom		
			\bar{F}_t	\bar{F}_t/F_c	$\bar{\xi}$	\bar{F}_t	\bar{F}_t/F_c	$\bar{\xi}$
			(N)	(-)	(μm)	(N)	(-)	(μm)
1	631,2	20	21,38	0,034	0,72	31,82	0,050	0,25
2	631,2	40	38,59	0,061	0,88	47,34	0,075	1,53
3	631,2	60	65,39	0,104	1,68	58,25	0,095	25,54
4	631,2	80	91,94	0,146	6,85	/	/	/
5	513,5	20	24,76	0,048	1,00	32,86	0,064	3,71
6	513,5	40	39,72	0,077	1,07	45,19	0,088	27,78
7	513,5	60	62,13	0,121	1,89	/	/	/
8	395,8	20	32,06	0,081	2,01	28,76	0,073	8,03
9	395,8	40	49,36	0,125	5,52	41,16	0,104	39,29
10	395,8	60	63,15	0,160	6,98	/	/	/
11	278,0	20	24,82	0,089	1,09	20,85	0,075	14,02
12	278,0	40	38,41	0,138	6,92	/	/	/

Tabela 7.3. Komparativni rezultati eksperimentalnih istraživanja.



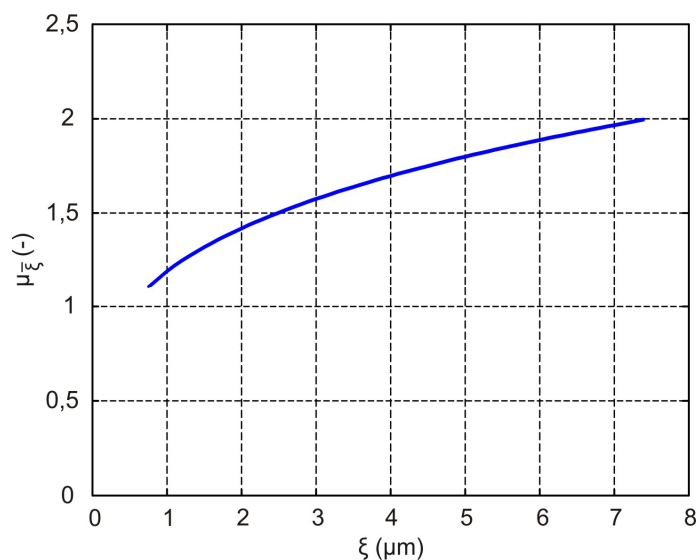
Slika 7.8. Eksperimentalni i analitički dobijeni dijagrami zavisnosti odnosa \bar{F}_t/F_c u funkciji srednjeg vrednosti popustljivosti $\bar{\xi}$.

Sa slike 7.8 može se uočiti da do vrednosti odnosa $\bar{F}_t/F_c \leq 0,06$ oba elementa za stezanje karakteriše približno isto pomeranje, tj. približno ista vrednost popustljivosti kontakta. Međutim, sa povećanjem razmatranog odnosa iznad 0,06 uočavaju se značajne razlike u vrednosti pomeranja nastalih u zonama kontakta.

Ako se definiše koeficijent μ_{ξ} koji predstavlja količnik bezdimenzionog odnosa za element za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina $(\bar{F}_t/F_c)_{KK}$ i bezdimenzionog odnosa za element za stezanje sa ravnim čelom $(\bar{F}_t/F_c)_{RČ}$:

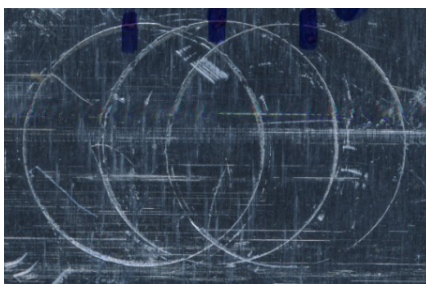
$$\mu_{\xi} = \frac{(\bar{F}_t/F_c)_{KK}}{(\bar{F}_t/F_c)_{RČ}} = \frac{6,10 \cdot 10^{-3} + 0,00651 \cdot \bar{\xi}^{0,4103}}{3,98 \cdot 10^{-4} + 0,0593 \cdot \bar{\xi}^{0,1294}} \quad (7.4)$$

onda funkcija prikazana na slici 7.9 ilustruje prednosti elementa za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina u odnosu na element za stezanje sa ravnim čelom u širokoj oblasti vrednosti srednje vrednosti popustljivosti kontakta. Naime, u čitavoj oblasti vrednosti pomeranja pokazatelj μ_{ξ} ima vrednost veću od jedinice, pri čemu u zavisnosti od srednjeg pomeranja u zoni kontakta dostiže značajno visoke vrednosti. To fizički znači da element za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina odlikuje značajno manja popustljivost kontakta u odnosu na element za stezanje sa ravnim čelom.



Slika 7.9. Grafički prikaz vrednosti pokazatelja μ_{ξ}

Važno je analizirati i tragove stezanja (otisaka) koje je element za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina generiše na radnom predmetu (slika 7.10).

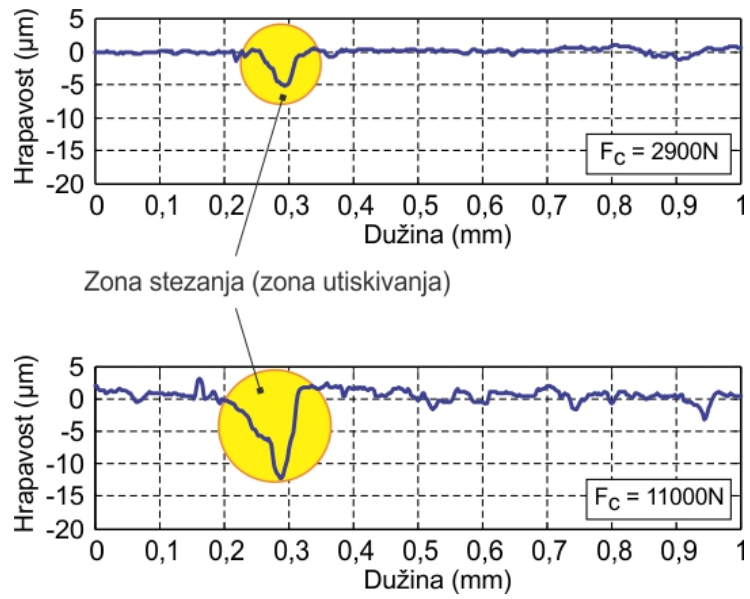


Slika 7.10. Izgled tragova stezanja koje element za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina generiše na radnom predmetu.

U tabeli 7.4 i na slici 7.11 prikazane su širine i dubine tragova koje element za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina generiše na radnom predmetu u korespondenciji sa ostvarenim silama stezanja. Na osnovu tabele 7.4 i slike 7.11 može se konstatovati da dubine tragova stezanja imaju male vrednosti. Na primer, za silu stezanja od 2900 N, dubina traga stezanja, koja je u suštini zaostala plastična deformacija, je svega 5 μm što je približno jednako maksimalnoj visini neravnina radnog predmeta. Nadalje, dubini traga stezanja od približno 12 μm odgovara sila stezanja od čak $F=11000$ N. To upravo znači da se visoke vrednosti nosivosti kontakta mogu dobiti ako element za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina prodre do dubine približno jednake visini neravnina. Ova činjenica potvrđuje polazne hipoteze o mogućnosti praktične primene elemenata za stezanje ovog oblika. Naime, elementi za stezanje ovog oblika, u velikom broju slučajeva, nemaju negativne estetske efekte na radnim predmetima, a karakteriše ih znatno veća nosivost i manja popustljivost njihovog kontakta sa radnim predmetom.

Sila stezanja F_c (N)	Dubina utiskivanja a_p (μm)
400	3,1
640	3,0
1800	4,5
2900	5,1
4500	7,2
5700	8,5
7000	9,0
9000	10,7
11000	12,3
13000	14,0

Tabela 7.4. Dubine tragova utiskivanja i odgovarajuće sile stezanja.



Slika 7.11. Primeri širina i dubina tragova stezanja dobijeni prilikom stezanja radnog predmeta sa elementom za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina.

8. ZAKLJUČCI

Istraživanja prikazana u disertaciji predstavljaju doprinos teoriji i praksi u oblasti projektovanja i optimizacije elemenata i konstrukcija pribora. Karakteriše ih originalan pristup u pogledu realizovane merne instrumentacije i u pogledu primenjene metodologije za dolazak do postavljenog cilja.

Rezultati sprovedenih istraživanja u okviru disertacije mogu se podeliti u dve celine.

Prvu celinu čine opsežna teorijska istraživanja koja se odnose na primenu analize i sinteze u proučavanju literaturnih informacija. Na bazi toga je izvršena sistematizacija relevantnih metoda i prilaza koji su do sada bili zastupljeni u procesu projektovanja i optimizacije konstrukcije pribora i njegovih elemenata. Na osnovu analize različitih prilaza u projektovanju pribora i njegovih sastavnih elemenata, definisan je cilj rada i postavljene su odgovarajuće hipoteze.

Drugu celinu rada obuhvata, sa jedne strane, postavljanje metodologije za projektovanje i optimizaciju konstrukcije elemenata pribora, a sa druge strane, verifikacija razvijene metodologije kroz eksperimentalnu proveru na realnim primerima.

Prema literaturnim izvorima obavljena istraživanja u oblasti analize popustljivosti elemenata za stezanje u statičkim i dinamičkim uslovima uglavnom se obavljaju u okviru analize statičkog i dinamičkog ponašanja sklopova konstrukcija pribora. Takva istraživanja nemaju univerzalni karakter i ne pružaju mogućnost optimizacije materijala i optimizacije makro i mikro geometrije elemenata za stezanje sa aspekta njihove popustljivosti i tangencijalne nosivosti.

Veoma je važno da se u još toku procesa konstrukcije pribora sagledaju pomeranja radnog predmeta, za proizvoljno izabrane funkcije opterećenja i na taj način predupredi nastanak grešaka u proizvodnji. U tu svrhu projektovana je i realizovana specijalna merna instrumentacija, i to za modelska ispitivanja:

- statičke popustljivosti između elemenata za stezanje i radnog predmeta,
- dinamičke popustljivosti između elemenata za stezanje i radnog predmeta,

Projektovana i realizovana merna instrumentacija omogućava da se eksperimentalna istraživanja sprovedu u laboratorijskim uslovima i da se principi svedu na sam kontakt između elemenata pribora i radnog predmeta, tj. da se pored ekonomskih efekata, analizom rezultata dobiju i informacije vezane za popustljivosti i krutosti koje nastaju pri određenom tipu kontaktnih parova (elementi pribora-radni predmet) pri dejstvu statičkih ili dinamičkih opterećenja.

Rezultati eksperimentalnih istraživanja pokazali su da je posredstvom realizovane merne instrumentacije moguće napraviti značajan korak u oblasti optimizacije tipa kontakta između elemenata za stezanje i radnog predmeta, u cilju povećanja tangencijalne nosivosti i smanjenja popustljivosti. Optimizaciju kontakta je moguće izvršiti po raznim uticajnim faktorima kao što su makrogeometrija, mikrogeometrija, tribološka svojstva kontaktnih parova, itd.

Eksperimentalna istraživanja obuhvaćena su kroz:

- istraživanje nosivosti i popustljivosti kontakta između elementa za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina i radnog predmeta u uslovima statičkih i dinamičkih opterećenja,
- istraživanje nosivosti i popustljivosti kontakta između elementa za stezanje sa čelom u obliku kupe i radnog predmeta u uslovima statičkih i dinamičkih opterećenja,
- istraživanje nosivosti i popustljivosti kontakta između elementa za stezanje sa sferičnim čelom i radnog predmeta u uslovima statičkih i dinamičkih opterećenja,
- optimizaciju uticaja ugla vrha elementa za stezanje sa čelom u obliku kupe na tangencijalnu nosivost i popustljivost kontakta
- optimizaciju radijusa vrha elementa za stezanje sa sferičnim čelom na tangencijalnu nosivost i popustljivost kontakta
- istraživanja vezana za popustljivost, krutost i prigušenje kontakta u uslovima dinamičkih opterećenja.

U sprovedenim istraživanjima je simuliran proces stezanja elementima za stezanje sa specijalno projektovanim završetkom i praćena je nosivost i popustljivost spoja pri dejstvu sile rezanja koja je upravna na osu stezanja. Utvrđeno je da element za stezanje sa ravnim čelom (u praksi primenjivan način stezanja) ima značajno manju nosivost u odnosu na nosivost spojeva ostvarenih utiskivanjem utiskivača (utiskivač u eksperimentima simulira element za stezanje) različitih geometrijskih oblika u uzorak koji u eksperimentima simulira radni predmet.

Istraživanjem je pokazano da makrogeometrija elementa za stezanje ima veliki uticaj na veličinu pomeranja nastalih u zoni njihovog kontakta sa radnim predmetom. Teorijske pretpostavke o prednostima elementa za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina eksperimentalno su potvrđene. Na osnovu rezultata eksperimentalnih ispitivanja može se zaključiti da element za stezanje oblika kružnog klina, pri istim vrednostima pomeranja, obezbeđuje gotovo tri puta veće vrednosti nosivosti u odnosu na element sa stezanje sa ravnim čelom. S obzirom da su eksperimenti izvedeni u uslovima dinamičkih opterećenja, pri čemu je dinamičko opterećenje ostvareno silama rezanja koje su inicirane realnim procesom rezanja, može se zaključiti da elementi za stezanje predloženog dizajna mogu imati značajnu industrijsku primenu, posebno u uslovima obrade koje karakterišu male vrednosti sila stezanja (obrada tankozidnih komponenti) odnosno deformacija radnih predmeta koje se odvijaju u zonama bliskim visini neravnina površine radnog predmeta. Pri stezanju radnog predmeta predloženim tipom elementa za stezanje sa malim vrednostima sila stezanja zona lokalnih deformacija radnog predmeta je bliska visini neravnina površine radnog predmeta što obezbeđuje male i vizuelno nevidljive tragove stezanja. Ova činjenica u velikoj meri proširuje oblast moguće primene elemenata za stezanje ovog tipa.

Poređenjem zapremina utisnutih u uzorak, pri stezanju elementima za stezanje sa čelom u obliku konusa, dolazi se do zaključka da veća utisnuta zapremina odgovara geometrijama elemenata koje karakteriše veća nosivost i manja popustljivost spoja, odnosno utiskivačima (elementima za stezanje) sa manjim uglom vrha. Očigledno je da veća utisnuta zapremina obezbeđuje manje srednje vrednosti napona pritiska na kontaktu utiskivača i uzorka što rezultira manjom popustljivošću spoja prilikom simulacije opterećenja normalnog na osu elementa za stezanje. Sa porastom utisnute zapremine nastaje odgovarajući priraštaj nosivosti kontakta.

S obzirom na veoma složeno naponsko stanje koje nastaje na radnom predmetu u zoni utiskivanja (stezanja) prilikom prodiranja elementa za stezanje i tokom simuliranja opterećenja normalnog na osu stezanja nije moguće definisati pouzdan analitički model, odnosno analitičku zavisnost između nosivosti kontakta, popustljivosti kontakta i sile stezanja za različite geometrije elemenata za stezanje. Međutim na osnovu sprovedenih istraživanja proizilazi da se u širokom domenu sila stezanja utiskivanjem elemenata za stezanje visoke tvrdoće u materijal radnog predmeta, znatno niže tvrdoće, može povećati nosivost kontakta i smanjiti njegova popustljivost. To je posebno izraženo u domenu nižih vrednosti sila stezanja, što je veoma važno pri stezanju radnih predmeta male krutosti.

S obzirom na male širine i male dubine tragova stezanja proizilazi da primena predložene metode stezanja može naći primenu pri projektovanju elemenata za stezanje ali i elemenata za pozicioniranje koji su takođe u kontaktu sa radnim predmetom u toku procesa obrade.

Na osnovu sprovedenih eksperimentalnih istraživanja može se zaključiti da elemente za stezanje koji funkcionišu na bazi malih lokalnih deformacija radnog predmeta karakteriše veća tangencijalna nosivost. U istraživanju je pokazano da je kod elemenata za stezanje ovog tipa zavisnost tangencijalnog opterećenja i popustljivosti, u određenoj oblasti sila stezanja, linearna, čime su potvrđene teorijske pretpostavke. To je omogućilo da se egzaktno definiše krutost kontakta između elemenata za stezanje i radnog predmeta. Eksperimentalno određene vrednosti krutosti kontakta i koeficijenta prigušenja određenog tipa kontakta stvorile su teorijsku bazu za dinamičko modeliranje ponašanja radnog predmeta u priboru. Na osnovu izloženog modela moguće je analizirati dinamičko ponašanje radnog predmeta različite mase postavljenog u pribor i stegnutog u proizvoljno izabranim tačkama.

U istraživanju su za izabrani tip elementa za stezanje, određeni interval sila stezanja, i određeni materijal radnog predmeta određene vrednosti krutosti i popustljivosti kontakta. Određivanje ovih veličina za druge uslove ispitivanja je stvar tehničke prirode. Poznato je da se, kod realnih konstrukcija pribora, pri dejstvu tangencijalne sile koja je upravna na osu stezanja, najčešće, najveće popustljivosti upravo dešavaju u zoni kontakta elemenata za stezanje i radnog predmeta.

Pored eksperimentalnih metoda u istraživanju su korišćene i numeričke metode, odnosno rezultati FEM analize. Poređenjem rezultata FEM analize i rezultata dobijenih eksperimentalnim putem može se zaključiti da su pomenute metode većinom kompatibilne. Treba naglasiti da je jedan od osnovnih problema numeričkih metoda određivanje realnih vrednosti koeficijenta trenja, što zalazi veoma duboko u problematiku tribološkog karaktera. Činjenica da se numeričkim proračunima mogu kvantifikovati trendovi promene nosivosti kontakata različitog tipa, u funkciji njihove popustljivosti i sile stezanja, za različite makrogeometrije elemenata za stezanje, otvara veliki prostor mogućih istraživanja u smislu optimizacije makrogeometrije elementa za stezanje. To je posebno važno ne samo u teorijskom smislu već i u smislu industrijske primene rezultata istraživanja.

Realizovana merna instrumentacija za ispitivanje statičkog i dinamičkog ponašanja elemenata za stezanje funkcioniše po principu modelskih ispitivanja i otvara širok prostor za dalja istraživanja u pomenutoj oblasti.

Buduća istraživanja treba usmeriti u pravcu iznalaženja optimalnih geometrija kontakta (makro i mikro geometrije) kao i u pravcu izbora materijala elemenata za stezanje.

Pored toga, posebno je važno istraživanja usmeriti na eksperimentalna ispitivanja popustljivosti pomenutih kontakata u uslovima obimne primene SHP sredstva za hlađenje i podmazivanja u toku izvođenja obrade. Naime, u uslovima podmazivanja kontaktnih površina radnog predmeta i elemenata za stezanje, veoma je verovatno, da kod elemenata za stezanje klasičnog tipa (elementi kod kojih se kontakt vrši preko ravne površine), znatno raste popustljivost kontakta. U takvim uslovima posebno na značaju dobivaju istraživanja bazirana na ispitivanju elemenata za stezanje koji praktično, funkcionalno i estetski zanemarljivo, prodiru u radni predmet i na taj način značajno povećavaju nosivost kontakta.

Sprovedena istraživanja mogu naći veoma značajnu industrijsku primenu u smislu redizajna elemenata za stezanje. Pri čemu se pozitivni efekti ogledaju u mogućem povećanju pouzdanosti pribora, povećanju tačnosti i produktivnosti obrade s obzirom da se ista može izvesti pri većim nivoima režima rezanja i većim nivoima opterećenja elemenata za stezanje.

Što se aspekta praktične primene predložena metoda stezanja, u suštini može naći primenu pri stezanju radnih predmeta kod kojih je, s obzirom na njihovu funkciju i estetiku, dozvoljeno njihovo lokalno deformisanje u uskim zonama, što je čest slučaj sa odlivcima i otkovcima različitog oblika. S obzirom na dobijene rezultate, stezanje zasnovano na utiskivanju oštih vrhova elemenata za stezanje u radni predmet moguće primeniti i pri stezanju tankozidnih radnih predmeta.

Projektovanje elemenata za stezanje koji bi funkcionisali na predloženom principu u suštini se svodi na umetanje umetka od tvrdog materijala (alatnog čelika ili tvrdog metala) u element (zavrtnj, steznu šapu i sl.), što je tehnički lako izvodljivo i ne zahteva značajna dodatna finansijska sredstva.

9. LITERATURA

- [1]. Abellan-Nebot, J. V., Liu, J., Romero Subiron, F.: Quality prediction and compensation in multi-station machining processes using sensor-based fixtures, *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, 28 (2), pp. 208-219, 2012.
- [2]. Abellan, J. V., Liu, J.: Variation propagation modelling for multi-station machining processes with fixtures based on locating surfaces, *International Journal of Production Research*, 2013.
- [3]. Alting, L., Boothroyd, G.: *Manufacturing Engineering Processes*, Marcel Dekker, 492 p., 1994.
- [4]. Altintas, Y.: *Manufacturing Automation: Metal Cutting Mechanics, Machine Tool Vibrations, and CNC Design*, Cambridge University Press, 380 p., 2012.
- [5]. Amaral, N., Rencis, J. J., Rong, Y.: Development of a finite element analysis tool for fixture design integrity verification and optimisation, *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 25 (5-6), pp. 409-419, 2005.
- [6]. Ameri, F., Summers, J. D.: An Ontology for Representation of Fixture Design Knowledge, *Computer-Aided Design and Applications*, 5(5), pp. 601-611, 2008.
- [7]. Asada, H, By, A.: Kinematic analysis of workpart fixturing for flexible assembly with automatically reconfigurable fixtures, *IEEE Journal of Robotic Automation*, 2 (1), pp.,86-94, 1985.
- [8]. Asante, J. N.: A combined contact elasticity and finite element-based model for contact load and pressure distribution calculation in a frictional workpiece-fixture system, *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 39 (5-6), pp. 578-588, 2008.
- [9]. Asante, J. N.: A small displacement torsor model for tolerance analysis in a workpiece-fixture assembly. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers - Part B - Journal of Engineering Manufacture*, 223 (8), pp. 1005-1020, 2009.

- [10]. Asante, J. N.: Effect of fixture compliance and cutting conditions on workpiece stability, *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 48 (1-4), pp. 33-43, 2010.
- [11]. Asante, J. N.: A constraint-based tolerance analysis in a multi-operation single setup and multi-operation multi-setup part-fixture assembly, *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, pp. 1-14, 2013.
- [12]. Babu, B. S., Valli, P. M., Kumar, A. V. V. A., Rao, D. N.: Automatic modular fixture generation in computer-aided process planning systems. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers - Part C - Journal of Mechanical Engineering Science*, 219 (1)0, pp. 1147-1152, 2005.
- [13]. Bakker, O. J., Papastathis, T. N., Ratchev, S. M., Popov, A. A.: Recent research on flexible fixtures for manufacturing processes, *Recent Patents on Mechanical Engineering*, 6 (2), pp. 107-121, 2013.
- [14]. Bakker, O. J., Papastathis, T. N., Popov, A. A., Ratchev, S. M.: Active fixturing: Literature review and future research directions, *International Journal of Production Research*, 51 (11) , pp. 3171-3190, 2013.
- [15]. Bansal, S., Malik, P., Reddy, N. V., Saxena, A.: Modular fixture planning for minimum three-dimensional tolerances using a neutral part data exchange format. *International Journal of Production Research*, 46 (6), pp. 1455-1476, 2008.
- [16]. Barkallah, M., Louati, J., Haddar, M.: Evaluation of Manufacturing Tolerance Using a Statistical Method and Experimentation, *International Journal of Simulation Modelling*, 11 (1), 5-16, 2012.
- [17]. Bawa, S. H.: *Manufacturing Processes - I*, Tata McGraw-Hill Education, 2004.
- [18]. Bi, Z. M., Zhang, W. J., Flexible fixture design and automation: Review, issues and future directions, *International Journal of Production Research*, 39 (13), pp. 2867-2894, 2001.
- [19]. Boyle, I. M., Rong, K., Brown, D. C.: Case-based reasoning in fixture design. *Intelligent Manufacturing*, 52 (36), pp. 85-96, 2004.
- [20]. Boyle, I. M., Rong, K., Brown, D. C.: CAFixD: A case-based reasoning fixture design method - Framework and indexing mechanisms. *Journal of Computing and Information Science in Engineering*, 6 (1), pp. 40-48, 2006.
- [21]. Boyle, I., Rong, R., Brown, D. C.: A review and analysis of current computer-aided fixture design approaches, *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, 27 (1), pp. 1-12, 2011.

- [22]. Campbell, D. Q. P.: Basic Fixture Design, Industrial Press Inc., 156 p., 1994.
- [23]. Cai, S., Huang, W., Peng, L.: The kinematic modeling of a 2-DOF rotational parallel fixture, *Advanced Materials Research*, 605-607, pp. 1465-1468, 2013.
- [24]. Cecil, J., Computer aided fixture design - a review and future trends, *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 18 (11), pp. 790-793, 2001.
- [25]. Chaari, R., Abdennadher, M., Louati, J., Haddar, M.: Modelling of the 3D Machining Geometric Defects Accounting for Workpiece Vibratory Behaviour, *International Journal of Simulation Modelling*, 10 (2), pp. 66-77, 2011.
- [26]. Chen, W., Ni, L., Xue, J.: Deformation control through fixture layout design and clamping force optimization, *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 38 (9-10), pp. 860-867, 2008.
- [27]. Cheng, H., Li, Y., Zhang, K. F., Luan, C., Xu, Y. W., Li, M. H.: Optimization method of fixture layout for aeronautical thin-walled structures with automated riveting, *Assembly Automation*, 32 (4), pp. 323-332, 2012.
- [28]. Chou, Y. C., Srinivas, R. A., Saraf, S.: Automatic design of machining fixtures: conceptual design, *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 9 (1), pp. 3-12, 1994.
- [29]. Dai, J. R., Nee, A. Y. C., Fuh, J. Y. H., Kumar, S. A.: An approach to automating modular fixture design and assembly, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture*, 211 (7), pp. 509-521, 1997.
- [30]. Davim, J. P.: *Metal Cutting: Research Advances*, Nova Science Pub Incorporated, 247 p., 2010.
- [31]. Deiab, I. M., Elbestawi, M. A.: Experimental determination of the friction coefficient on the workpiece-fixture contact surface in workholding applications. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 45 (6), pp. 705-712, 2005.
- [32]. DeMeter, E. C.: Min-max load model for optimizing machine fixture performance, *Journal of Engineering Industry*, 117 (2), pp. 183-186, 1995.
- [33]. DeMeter, E. C., Fast Support Layout Optimization, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 38 (10), pp. 1221-1239, 1998.
- [34]. DeMeter, E. C., Xi, W., Choudhuri, S., Vallapuzha, S., Trethewey, M.: A Model to Predict Minimum Required Clamp Pre-loads in Light of Fixture-

- Workpiece Compliance, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 41 (7), pp. 1031-1054, 2001.
- [35]. Deng, H.Y., Melkote, S.N.: Determination of minimum clamping forces for dynamically stable fixturing, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 46 (7-8), pp. 847-857, 2006.
- [36]. Denkena, B., Mohring, H. C., Litwinski, K. M., Heinisch, D.: Automated design of fixtures based on FEM simulations, *International Journal of Computer Aided Engineering and Technology*, 3 (3-4), pp. 256-269, 2011.
- [37]. Dong, X., DeVries, W. R., Wozny, M. J.: Feature-based reasoning in fixture design, *Annals of CIRP*, 40 (1), pp. 111-114, 1991.
- [38]. Dou, J., Wang, X., Wang, L.: Machining fixture layout optimisation under dynamic conditions based on evolutionary techniques, *International Journal of Production Research*, 50 (15), pp. 4294-4315, 2012.
- [39]. Estrems, M., Sanchez, H. T., Faura, F.: Influence of fixtures on dimensional accuracy in machining processes. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 21 (5), pp. 384-390, 2003.
- [40]. Fallah, M., Arezoo, B.: Modelling and compensation of fixture locators' error in CNC milling, *International Journal of Production Research*, 2013.
- [41]. Fan, L., Senthil Kumar, A.: Development of robust fixture locating layout for machining workpieces, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture*, 224 (12), pp. 1792-1803, 2010.
- [42]. Fang, B., DeVor, R. E., Kapoor, S. G.: Influence of friction damping on workpiece-fixture system dynamics and machining stability. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 124 (2), pp. 226-233, 2002.
- [43]. Fathianathan, M., Kumar, A. S., Nee, A. Y. C.: An adaptive machining fixture design system for automatically dealing with design changes. *Journal of Computing and Information Science in Engineering*, 7 (3), pp. 259-268, 2007.
- [44]. Feng, P. F., Yu, D. W., Wu, Z. J., Uhlmann, E.: Jaw-chuck stiffness and its influence on dynamic clamping force during high-speed turning, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 48 (11), pp. 1268-1275, 2008.
- [45]. Fuh, J. Y. H., Chang, C. H., Melkanoff, M. A., An integrated fixture planning and analysis system for machining processes, *Robotics & Computer Integrated Manufacturing*, 10 (5), pp. 339-353, 1993.

- [46]. Gmeiner, T., Shea, K.: An ontology for the autonomous reconfiguration of a flexible fixture device, *Journal of Computing and Information Science in Engineering*, 13 (2), art. no. 021003, 2013.
- [47]. Gologlu, C.: Machine capability and fixturing constraints-imposed automatic machining set-ups generation. *Journal of Materials Processing Technology*, 148 (1), pp. 83-92, 2004.
- [48]. Grote, C., Brinksmeier, E., Garbrecht, M.: Distortion engineering in turning processes with standard clamping systems, *Materialwissenschaft und Werkstofftechnik*, 40 (5-6), pp. 385-389, 2009.
- [49]. Groover, P. M.: *Fundamentals of Modern Manufacturing: Materials, Processes, and Systems*, John Wiley & Sons, 1024 p., 2010.
- [50]. Hazarika, M., Dixit, U. S., Deb, S.: A setup planning methodology for prismatic parts considering fixturing aspects, *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 51 (9-12), pp. 1099-1109, 2010.
- [51]. Hamedi, M., *Intelligent Fixture Design through a Hybrid System of Artificial Neural Network and Genetic Algorithm*, *Artificial Intelligence Review*, 23 (3), pp. 295-311, 2005.
- [52]. Hargrove, S. K., Kusiak, A., *Computer-aided fixture design: a review*, *International Journal of Production Research*, 32 (4), pp. 733-753, 1994.
- [53]. Haymanali, R., De Meter, E. C., Trethewey, M. W.: Development of a compliance tester for assessing and reducing the static compliance of fixture-workpiece systems. *Journal of Manufacturing Systems*, 19 (2), pp. 108-120, 2000.
- [54]. He, Y., Zhang, F.P., Sun, Z.C., Gao, B., Han, J.: A case retrieval method in case-based fixture design, *Advanced Materials Research*, 586, pp. 282-287, 2012.
- [55]. Henriksen, K. E.: *Jig and Fixture Design Manual*, Industrial Press Inc., 312 p., 1973.
- [56]. Hesselbach, J., Hoffmeister, H. W., Schuller, B. C., Loeis, K.: Development of an active clamping system for noise and vibration reduction, *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, 59 (1), pp. 395-398, 2010.
- [57]. Hodolič, J., Vukelić, Đ.: *Pribori*, Univerzitet u Novom Sadu, Fakultet tehničkih nauka, 250 str., 2008.
- [58]. Hoffman. G. E.: *Jig and fixture design*, Delmar Learning Drafting, 369 p, 2004.

- [59]. Hu, W., Rong, Y.: A fast interference checking algorithm for automated fixture design verification. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 16 (8), pp. 57-581, 2000.
- [60]. Hu, C. Q., Lin, Z. Q., Lai, X. M.: Concept design of checking fixture for auto-body parts based on neural networks. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 30 (5-6), pp. 574-577, 2006.
- [61]. Hunter, R., Rios, J., Perez, J. M., Vizan, A.: A functional approach for the formalization of the fixture design process, *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 46(6), pp. 683-697, 2006.
- [62]. Hunter, R., Rios, J., Perez, J. M., Vizan, A.: Fixture knowledge model development and implementation based on a functional design approach. *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, 26 (1), pp. 56-66, 2010.
- [63]. Hurtado, J. F., Melkote, S. N.: Workpiece-fixture static friction under dynamic loading, *Wear* 231 (1), pp. 139-152, 1999.
- [64]. Hurtado, J. F., Melkote, S. N.: A model for synthesis of the fixturing configuration in pin-array type flexible machining fixtures. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 42 (7), pp. 837-849, 2002.
- [65]. Hurtado, J. F., Melkote, S. N.: Modeling and analysis of the effect of fixture-workpiece conformability on static stability. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 124 (2), pp. 234-241, 2002.
- [66]. Jeng, S. L., Chen, L. G., Chieng, W. H.: Analysis of minimum clamping force. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 35 (6), pp. 1213-1224, 1995.
- [67]. Jiang, Z., Liu, Y., Shan, Y.: Zonal compensation for workpiece elastic deformation through fixture layout optimization, *Applied Mechanics and Materials*, 26-28, pp. 854-857, 2010.
- [68]. Jiang, Z., Meng, X. X.: Analysis of the workpiece elastic deformation holding in fixture with high definition metrology, *Advanced Materials Research*, 102-104, pp. 12-16, 2010.
- [69]. Jiang, K., Zhou, X., Li, M., Kong, X.: A multi-objective optimization and decision algorithm for locator layout continuous searching in checking fixture design, *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, pp. 1-10, 2012.
- [70]. Jiang, C., Guo, Y., Li, H.: Parallel grinding error for a noncoaxial nonaxisymmetric aspheric lens using a fixture with adjustable gradient,

- International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 66 (1-4), pp. 537-545, 2013.
- [71]. Jiang, K., Zhou, X., Li, M.: Computer-aided checking fixture design system for automobile parts, International Journal of Production Research, 2013.
- [72]. Joshi, P.: Jigs and Fixtures, Tata McGraw-Hill Education, 237 p., 2000.
- [73]. Kalpakjian, S.: Manufacturing Engineering and Technology, Pearson Education, 1148 p., 2001.
- [74]. Kang, Y., Rong, Y., Yang, J. C.: Computer-aided fixture design verification. Part 1. The framework and modelling. International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 21 (10-11), pp. 827-835, 2003.
- [75]. Kang, Y., Rong, Y., Yang, J. C.: Computer-aided fixture design verification. Part 2. Tolerance analysis, International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 21 (10-11), pp. 836-841, 2003.
- [76]. Kang, Y., Rong, Y., Yang, J. C.: Computer-aided fixture design verification. Part 3. Stability analysis. International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 21 (10-11), pp. 842–849, 2003.
- [77]. Kang, X., Peng, Q.: Fixture Feasibility: Methods and Techniques for Fixture Planning, Computer-Aided Design and Applications, 5 (1-4), pp. 424-433, 2008.
- [78]. Kaya, N., Ozturk, F.: The Application of Chip Removal and Frictional Contact Analysis for Workpiece–Fixture Layout Verification. International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 21 (6), pp. 411-419, 2003.
- [79]. Kaya, N.: Machining fixture locating and clamping position optimization using genetic algorithms, Computers in Industry, 57 (2), pp. 112-120, 2006.
- [80]. Khodaygan, S.: A method for locator errors compensation in the fixture - workpiece system, International Journal of Materials and Manufacturing, 6 (3), pp. 494-501, 2013.
- [81]. King, L. S., Hutter, I.: Theoretical approach for generating optimal fixturing locations for prismatic workparts in automated assembly, Journal of Manufacturing Systems, 12 (5), pp. 409-416, 1993.
- [82]. King, D. A., De Sam Lazaro, A.: Process and tolerance considerations in the automated design of fixtures. Transactions of the ASME - Journal of Mechanical Design, 116 (2), pp. 480-486, 1994.

- [83]. Kulankara, K., Satyanarayana, S., Melkote, S. N., Interactive Fixture Layout and Clamping Force Optimization Using the Genetic Algorithm, *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 124 (1), pp. 119-125, 2002.
- [84]. Krishnakumar, K., Melkote, S. N.: Machining fixture layout optimization using the genetic algorithm, *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 40 (4), pp. 579-598, 2000.
- [85]. Lee, J. D., Haynes, L. S.: Finite Element Analysis of Flexible Fixturing Systems, *Journal of Engineering for Industry*, 113 (2), pp. 134-139, 1987.
- [86]. Li, B., Melkote, S. N.: Optimal fixture design accounting for the effect of workpiece dynamics, *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 18 (10), pp. 701-707, 2001.
- [87]. Lee, S. H., Cutkosky, M. R.: Fixture Planning with Friction, *Transactions of the ASME - Journal of Engineering for Industry*, 113 (3), pp. 320-327, 1991.
- [88]. Li, W., Lia, P., Rong, Y.: Case-based agile fixture design, *Journal of Materials Processing Technology*, 128 (1), pp. 7-18, 2002.
- [89]. Liao, Y.G., Hu, S.J.: An integrated model of a fixture-workpiece system for surface quality prediction, *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 17 (11), pp. 810-818, 2001.
- [90]. Lim B. S., Imao, T., Yoshida, H., Goto, K., Koh, S. L., Lim, D., Chin, L., Gan, S. C.: Integrated modular fixture design, pricing and inventory control expert system, *International Journal of Production Research*, 30 (9), pp. 2019-2044, 1992.
- [91]. Lin, Z. C., Huang, J. C., The application of neural networks in fixture planning by pattern classification, *Journal of Intelligent Manufacturing*, 8 (4), pp. 307-322, 1997.
- [92]. Liqing, F., Kumar, S. A.: XML-based Representation in a CBR System for Fixture Design, *Computer-Aided Design & Applications*, 2 (1-4), pp. 339-348, 2005.
- [93]. Liu, J. J. X., Strong, D. R.: Machining fixture verification for linear fixture systems, *International Journal of Production Research*, 40 (14), pp. 3441-3459, 2002.
- [94]. Liu, S. G., Zheng, L., Zhang, Z. H., Li, Z. Z., Liu, D. C.: Optimization of the number and positions of fixture locators in the peripheral milling of a low-rigidity workpiece, *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 33 (7-8), 2007.

- [95]. Liu, Z., Wang, Y. M., Wang, K., Mei, X.: Multi-objective optimization design of a fixture layout considering locator displacement and force-deformation. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, doi: 10.1007/s00170-012-4564-7, 2012.
- [96]. Liu, S., Jin, Q.: Fixture clamping force analysis during milling process, *Applied Mechanics and Materials*, 278-280, pp. 385-388, 2013.
- [97]. Loose, J. P., Zhou, S.Y., Ceglarek, D.: Kinematic analysis of dimensional variation propagation for multistage machining processes with general fixture layouts. *IEEE Transactions on Automation Science and Engineering*, 4 (2), pp. 141-152, 2007.
- [98]. Lu, J., Zhang, F., Zuo, J., Qian, H., Ma N.: Quantitative Optimization of Workpiece-fixture System's Clamping Forces, *International Journal of Computational Intelligence Systems*, 4 (3), pp. 402-409, 2011.
- [99]. Lu, Y. M., Qin, G. H., Li, M.: A Cellular Genetic Algorithm Based Optimization of Clamping Forces for Fixture Design, *Advanced Science Letters*, 4 (6-7), pp. 2342-2346, 2011.
- [100]. Malukhin, K., Sung, H., Ehmann, K.: A shape memory alloy based tool clamping device, *Journal of Materials Processing Technology*, 212 (4), pp. 735-744, 2012.
- [101]. Mannan, M. A., Sollie J. P.: A force-controlled clamping element for intelligent fixturing, *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, 46 (1), pp. 265-268, 1997.
- [102]. Maracekova, M.; Zvoncan, M.; Gorog, A.: Effect of clamping pressure on parts inaccuracy in turning, *Tehnicki Vjesnik - Technical Gazette*, 19 (3), pp. 509-512, 2012.
- [103]. Marin, R. A., Ferreira, P. M.: Kinematic analysis and synthesis of deterministic 3-2-1 locator schemes for machining fixtures. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 123 (4), pp. 708-719, 2001.
- [104]. Marin, R. A., Ferreira, P. M.: Optimal placement of fixture clamps: Maintaining form closure and independent regions of form closure. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 124 (3), pp. 676-685. 2002.
- [105]. Marin, R. A., Ferreira, P. M.: Optimal placement of fixture clamps: Minimizing the maximum clamping forces. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 124 (3), pp. 686-694, 2002.

- [106]. Melkote, S.N.: Optimal fixture design accounting for the effect of workpiece dynamics, *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 18 (10), pp. 701-707, 2001.
- [107]. Menassa, R. J., DeVries, W. R.: Optimization methods applied to selecting support positions in fixture design, *Journal of Engineering for Industry*, 113 (4), pp. 412-418, 1991.
- [108]. Meshram, R.C., Patil, C.R., Shirbhate, A.D., Bahaley, S.G.: Optimization of machining fixture: Validation of clamping force on side frame of ginning machine, *Journal of the Institution of Engineers: Mechanical Engineering Division*, 92, pp. 48-52, 2011.
- [109]. Mervyn, F., Kumar, A. S., Bok, S. H., Nee, A. Y. C.: Development of an Internet-enabled interactive fixture design system. *Computer-Aided Design*, 35 (10), pp. 945-957, 2003.
- [110]. Mervyn, F., Kumar, A. S., Nee, A. Y. C.: Automated synthesis of modular fixture designs using an evolutionary search algorithm. *International Journal of Production Research*, 43 (23), pp. 5047-5070, 2005.
- [111]. Mervyn, F., Kumar, A. S., Nee, A. Y. C.: Fixture design information support for integrated design and manufacturing. *International Journal of Production Research*, 44 (11), pp. 2205-2219, 2006.
- [112]. Meyer, R. T., Liou, F. W., Fixture analysis under dynamic machining, *International Journal of Production Research*, 35 (5), pp. 1471-1489, 1997.
- [113]. Mittal, R.O., Cohen, P.H., Gilmore, B.J.: Dynamic modeling of the fixture-workpiece system, *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, 8 (4), pp. 201-217, 1991.
- [114]. Nee, A.Y.C., Whybrew, K. Kumar, S, A., *Advanced fixture design for FMS*, Springer-Verlag, London, 1995, 204 p.
- [115]. Nee, A. Y. C., Kumar, S. A., Tao. Z. J., *An advanced treatise on fixture design and planning*, World Scientific, 2004, 264 p.
- [116]. Neugebauer, M., Neuschaefer-Rube, U.: Investigation of a miniaturized clamping system for precision micro manufacturing, *Technisches Messen*, 79 (5), pp. 277-281, 2012.
- [117]. Oskouei, R.H., Keikhosravy, M., Soutis, C.: Estimating clamping pressure distribution and stiffness in aircraft bolted joints by finite-element analysis, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering*, 223 (7), pp. 863-871, 2009.

- [118]. Padmanaban, K.P., Prabhakaran, G.: Dynamic analysis on optimal placement of fixturing elements using evolutionary techniques, *International Journal of Production Research*, 46 (15), pp. 4177-4214, 2008.
- [119]. Padmanaban, K. P., Arulshri, K. P., Prabhakaran, G.: Machining fixture layout design using ant colony algorithm based continuous optimization method. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 45 (9-10), pp. 922-934, 2009.
- [120]. Papastathis, N. T., Ratchev, M. S., Popov, A. A.: Dynamics model of active fixturing systems for thin-walled parts under moving loads, *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 62 (9-12), pp. 1233-1247, 2012.
- [121]. Pehlivan, S., Summers, J. D.: A review of computer-aided fixture design with respect to information support requirements, *International Journal of Production Research*, 46 (6), pp. 929-947, 2008.
- [122]. Peng, G., Chen, G., Wu, C., Xin, H., Jiang, Y.: Applying RBR and CBR to develop a VR based integrated system for machining fixture design, *Expert Systems with Applications*, 38 (1), pp. 26-38, 2011.
- [123]. Prabhakaran, G., Padmanaban, K. P., Krishnakumar, R.: Machining fixture layout optimization using FEM and evolutionary techniques. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 32 (11-12), pp. 1090-1103, 2007.
- [124]. Qin, G. H., Zhang, W. H., Wan, M.: A mathematical approach to analysis and optimal design of a fixture locating scheme, *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 29 (3-4), pp. 349-359, 2006.
- [125]. Qin, G. H., Zhang, W. H., Wan, M.: Analysis and optimal design of fixture clamping sequence, *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 128 (2), pp. 482-493, 2006.
- [126]. Qin, G. H., Zhang, W. H., Wu, Z. X., Wan, M.: Systematic modeling of workpiece-fixture geometric default and compliance for the prediction of workpiece machining error, *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 129 (4), pp. 789-801, 2007.
- [127]. Qin, G. H., Lu, Y. M.: Determination of multiple clamping forces using the rigid body model, *Advanced Materials Research*, 139-141, pp. 1164-1168, 2010.
- [128]. Raffles, M. H., Kolluru, K., Axinte, D., Llewellyn-Powell, H.: Assessment of adhesive fixture system under static and dynamic loading conditions,

- Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture, 227 (2), pp. 267-280, 2013.
- [129]. Raghu, A., Melkote, S. N.: Analysis of the effects of fixture clamping sequence on part location errors. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 44 (4), pp. 373-382, 2004.
- [130]. Raghu, A., Melkote, S. N.: Modeling of workpiece location error due to fixture geometric error and fixture-workpiece compliance. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 127 (1), pp. 75-83, 2005.
- [131]. Ramesh, R., Mannan, M. A., Poo, A. N.: Error compensation in machine tools – a review Part I: geometric, cutting-force induced and fixture-dependent errors. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 40 (9), pp. 1235-1256, 2000.
- [132]. Ratchev, S., Phuah, K, Liu, S.: FEA-based methodology for the prediction of part–fixture behaviour and its applications, *Journal of Materials Processing Technology*, 191 (1-3), pp. 260-264, 2007.
- [133]. Richter-Trummer, V., Suzano, E., Beltrao, M., Roos, A., dos Santos, J. F., de Castro, P. M. S. T.: Influence of the FSW clamping force on the final distortion and residual stress field, *Materials Science and Engineering*, 538, pp. 81-88, 2012.
- [134]. Rong, Y, Zhu, Y., *Computer-aided fixture design*, Marcel Dekker, New York, 478 p., 1999.
- [135]. Rong, Y., Hou, Z., Huang, S., *Advanced computer-aided fixture design*, Academic Press, 424 p., 2005.
- [136]. Roy, U., Liao, J.: Geometric reasoning for re-allocation of supporting and clamping positions in the automated fixture design system, *IEEE Transactions*, 31 (4), pp. 313-322, 1999.
- [137]. Roy, U., Liao, J., *Fixturing Analysis for Stability Consideration in an Automated Fixture Design System*, *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 124 (1), pp. 98-104, 2002.
- [138]. Sanchez, H. T., Estrems, M., Faura, F.: Fixturing analysis methods for calculating the contact load distribution and the valid clamping regions in machining processes, *International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 29 (5-6), pp. 426-435, 2006.
- [139]. Sanchez, H. T., Estrems, M., Faura, F.: Determination of key workpiece product characteristics in a machining fixture using uncertainty analysis and

- loss cost function implementation. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 41 (5-6), pp. 452-460, 2009.
- [140]. Shao, X., Zhang, L., Lin, Z.: Simulation of error caused by clamping force, *China Mechanical Engineering*, 18 (4), pp. 391-395, 2007.
- [141]. Sayeed, Q. A., DeMeter, E. C., Machining fixture design and analysis software, *International Journal of Production Research*, 32 (7), pp. 1655-1674, 1994.
- [142]. Shin, H.: Rule-based systems approach to fixture design, PhD Dissertation, Department for Industrial and Systems Engineering, Ohio State University, 1988.
- [143]. Siva Kumar, K., Paulraj, G.: Analysis and optimization of fixture under dynamic machining condition with chip removal effect, *Journal of Intelligent Manufacturing*, doi: 10.1007/s10845-012-0677-y, 2012.
- [144]. Selvakumar, S., Arulshri, K. P., Padmanaban, K. P., Sasikumar, K. S. K.: Mathematical approach for optimal machining fixture layout and clamping forces, *Australian Journal of Mechanical Engineering*, 10 (1), pp. 17-28, 2012.
- [145]. Selvakumar, S., Arulshri, K. P., Padmanaban, K. P., Sasikumar, K. S. K.: Design and optimization of machining fixture layout using ANN and DOE, *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 65 (9-12), pp. 1573-1586, 2013.
- [146]. Simunovic, G., Saric, T., Lujic, R.: Application of Neural Networks in Evaluation of Technological Time, *Strojnicki Vestnik-Journal of Mechanical Engineering*, 54 (3), pp. 179-188, 2008.
- [147]. Simunovic, G., Balic, J., Saric, T., Simunovic, K., Lujic, R., Svalina, I.: Comparison of the technological time prediction models. *Strojarstvo*, 52 (2), pp. 137-145, 2010.
- [148]. Simunovic, G., Saric, T., Svalina, I.: Adaptive Neuro-Fuzzy Inference System Model for Technological Parameters Prediction. *Strojarstvo*, 53 (4), pp. 311-318, 2011.
- [149]. Simunovic, G., Simunovic, K., Saric, T.: Modelling and simulation of surface roughness in face milling, *International Journal of Simulation Modelling*, 12 (3), pp. 141-153, 2013.
- [150]. Simunovic, K., Simunovic, G., Saric, T.: Statistical modelling of surface roughness of aluminium alloy and brass alloy, *Materialwissenschaft und Werkstofftechnik*, 44 (7), pp. 618-625, 2013.

- [151]. Solter, J.: Modeling and simulation of ring deformation due to clamping, *Materialwissenschaft und Werkstofftechnik*, 40 (5-6), pp. 380-384, 2009.
- [152]. Solter, J., Grote, C., Brinksmeier, E.: Influence of clamping strategies on roundness deviations of turned rings, *Machining Science and Technology*, 15 (3), pp. 338-355, 2011.
- [153]. Song, H., Rong, Y.: Locating completeness evaluation and revision in fixture plan. *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, 21, (4-5), pp. 368-378, 2005.
- [154]. Soriano, E., Ramirez, M. B., Rubio, H.: Model for determining the clamping force in expanding mandrels for high-speed turning, *International Review of Mechanical Engineering*, 6 (3), pp. 384-389, 2012.
- [155]. Stephenson, A. D., Agapiou, S. J.: *Metal Cutting Theory and Practice*, Taylor & Francis Group, 846 p., 2006.
- [156]. Suh, S. H.: *Theory and Design of Computer Numerical Control Systems*, Springer, 455 p., 2008.
- [157]. Sun, S. H., Chen, J. L.: An index system for modular fixture design: Applied to case-based reasoning. *International Journal of Production Research*, 34 (12), pp. 3487-3497, 1996.
- [158]. Sun, S. H., Chen, J. H. L.: A fixture design system using case-based reasoning. *Engineering Applications of Artificial Intelligence*, 9 (5), pp. 533-540, 1996.
- [159]. Sun, S. H., Chen, J. L.: Knowledge representation and reasoning methodology based on CBR algorithm for modular fixture design. *Journal of The Chinese Society of Mechanical Engineers*, 28 (6), pp. 593-603, 2007.
- [160]. Sun, Y. W., Zhang, C. T., Guo, Q.: Optimization research on workpiece clamping deformation using genetic algorithm and finite element method, *Advanced Materials Research*, 189-193, pp. 2153-2160, 2011.
- [161]. Sun, X., Chu, X., Xue, D., Su, Y., Tang, C.: An integrated setup/fixture planning approach for machining prismatic parts, *International Journal of Production Research*, 50 (4), pp. 1009-1027, 2012.
- [162]. Svalina, I., Sabo, K., Simunovic, G.: Machined Surface Quality Prediction Models Based on Moving Least Squares and Moving Least Absolute Deviations Methods, *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 57 (9), pp. 1099-1106, 2011.

- [163]. Svalina, I., Galzina, V., Lujic, R., Simunovic, G. An adaptive network-based fuzzy inference system (ANFIS) for the forecasting: The case of close price indices, *Expert Systems with Applications*, 40 (15), pp. 6055-6063, 2013.
- [164]. Tadic, B.: *Specijalni stezni pribori*, Kragujevac, Mašinski fakultet, 153 p., 2002.
- [165]. Tadic, B.: *Obradni procesi i specijalne mašine i uređaji*, Kragujevac, Mašinski fakultet, 193 p., 2006.
- [166]. Tadic, B., Jeremic, B., Todorovic, P., Vukelic, D., Proso, U., Mandic, V., Budak, I.: Efficient workpiece clamping by indenting cone-shaped elements, *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, 13 (10), pp. 1725-1735, 2012.
- [167]. Tadic, B., Bogdanovic, B., Jeremic, B., Todorovic, P., Luzanin, O., Budak, I., Vukelic, D.: Locating and clamping of complex geometry workpieces with skewed holes in multiple-constraint conditions, *Assembly Automation*, 33 (4), pp. 386-400, 2013.
- [168]. Tadic, B., Vukelic, D., Miljanic, D., Bogdanovic, B., Macuzic, I., Budak, I., Todorovic, P.: Model testing of fixture/workpiece interface compliance in dynamic conditions, *Journal of Manufacturing Systems*, 33 (1), pp. 76-83, 2014.
- [169]. Tadić, B., Vukelić, Đ., Jurković, Z: *Alati i pribori*, Univerzitet u Kragujevcu, Fakultet inženjerskih nauka, 376 str., 2013.
- [170]. Tan, E. Y. T., Kumar, S. A., Fuh, J. Y. H., Nee, A. Y. C., Modeling, analysis and verification of optimal fixturing design, *IEEE Transactions on Automation Science and Engineering*, 1(2), pp. 121-132, 2004.
- [171]. Tao, Z. J. Kumar, S. A., Nee, A. Y. C., A computational geometry approach to optimum clamping synthesis of machining fixtures, *International Journal of Production Research*, 37 (15), pp. 3495-3517, 1999.
- [172]. Tian, S., Huang, Z., Chen, L., Wang, Q.: A feature-based approach for optimal workpiece localization and determination of feasible clamping regions. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 30 (1-2), pp. 76-86, 2006.
- [173]. Todorovic, P., Vukelic, D., Tadic, B., Veljkovic, D., Budak, I., Macuzic, I., Lalic, B.: Modelling of dynamic compliance of fixture/workpiece interface, *International Journal of Simulation Modelling*, 13 (1), pp. pp. 54-65, 2014.

- [174]. Todorovic, P., Buchmeiste, B., Djapan, M., Vukelic, D., Milosevic, M., Tadic, B., Radenkovic, M.: Comparative model analysis of two types of clamping elements in dynamic conditions, *Tehnicki vjesnik - Technical Gazette*, 21 (6), 2014.
- [175]. Trappey, A. J. C., Su, S. C., Hou, J. L.: Computer Aided Fixture Analysis using Finite Element Analysis and Mathematical Optimization Modeling. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 31 (2), pp. 777-787, 1995.
- [176]. Tsao, C. C.: Dual-Dexterous-Vises: Preliminary design and tests of a flexible fixturing system, *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, 14 (8), pp. 1407-1414, 2013.
- [177]. Vallapuzha, S., De Meter, E. C., Shabbir, C., Khetan, R. P.: An investigation of the effectiveness of fixture layout optimization methods. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 42 (2), pp. 251–263, 2002.
- [178]. Vasundara, M., Padmanaban, K. P.: Recent developments on machining fixture layout design, analysis, and optimization using finite element method and evolutionary techniques, *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, pp. 1-18, 2013.
- [179]. Vichare, P., Nassehi, A., Newman, S. T.: Unified representation of fixtures: Clamping, locating and supporting elements in CNC manufacture, *International Journal of Production Research*, 49 (16), pp. 5017-5032, 2011.
- [180]. Vishnupriyan, S., Majumder, M. C., Ramachandran, K. P.: Optimal fixture parameters considering locating errors. *International Journal of Production Research*, 49 (21), pp. 6343-6361, 2011.
- [181]. Vishnupriyan, S.: Effect of system compliance and workpiece dynamics on machining error, *Assembly Automation*, 32 (2), pp. 175-184, 2012.
- [182]. Vishnupriyan, S., Muruganandam, A., Govindarajan, L.: Prediction of workpiece dynamic motion using an optimized artificial neural network, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture*, 226 (10), pp. 1705-1716, 2012.
- [183]. Vukelic, D., Zuperl, U., Hodolic, J.: Complex system for fixture selection, modification, and design, *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 45 (7-8), pp. 731-748, 2009.

- [184]. Vukelic, D., Ostojic, G., Stankovski, S., Lazarevic, M., Tadic, B., Hodolic, J., Simeunovic, N.: Machining fixture assembly/disassembly in RFID environment, *Assembly Automation*, 31 (1), pp. 62-68, 2011.
- [185]. Vukelic, D., Tadic, B., Luzanin, O., Budak, I. Krizan, P., Hodolic, J.: A rule-based system for fixture design, *Scientific Research and Essays*, 6 (27), pp. 5787-5802, 2011.
- [186]. Vukelic, D., Tadic, B., Budak, I., Miljanic, D., Jeremic, B., Todorovic, P., Randelovic, S.: Novel fixture clamping method for increased machining performance, *Tehnicki Vjesnik - Technical Gazette*, 19 (4), pp. 837-846, 2012.
- [187]. Vukelic, D., Miljanic, D., Randjelovic, S., Budak, I., Dzunic, D., Eric, M., Pantic, M.: Burnishing process based on optimal depth of workpiece penetration, *Materijali in tehnologije*, 47 (1), pp. 43-51, 2013.
- [188]. Walczyk, D. F., Longtin, R. S.: Fixturing of compliant parts using a matrix of reconfigurable pins. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 122 (4), pp. 766-772, 2000.
- [189]. Wallack, A. S., Canny, J. F.: Planning for modular and hybrid fixtures. *Algorithmica*, 19 (1-2), pp. 40-60, 1997.
- [190]. Wan, X. J., Zhang, Y.: A novel approach to fixture layout optimization on maximizing dynamic machinability, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 70, pp. 32-44, 2013.
- [191]. Wang, Y., Xie, J. F., Wang, Z. J., Gindy, N.: A parametric FEA system for fixturing of thin-walled cylindrical components, *Journal of Materials Processing Technology*, 205 (1-3), pp. 338-346, 2008.
- [192]. Wang, Y., Chen, X., Gindy, N., Xie, J.: Elastic deformation of a fixture and turbine blades system based on finite element analysis, *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 36 (3-4), pp. 296-304, 2008.
- [193]. Wang, H., Rong, Y. M.: Case based reasoning method for computer aided welding fixture design, *Computer-Aided Design*, 40 (12), pp. 1121-1132, 2008.
- [194]. Wang, Y., Hodgson, A., Chen, X., Gindy, N.: A methodology for the development of machining fixtures for components with complicated geometry, *International Journal of Computer Integrated Manufacturing*, 21 (7), pp. 848-856, 2008.

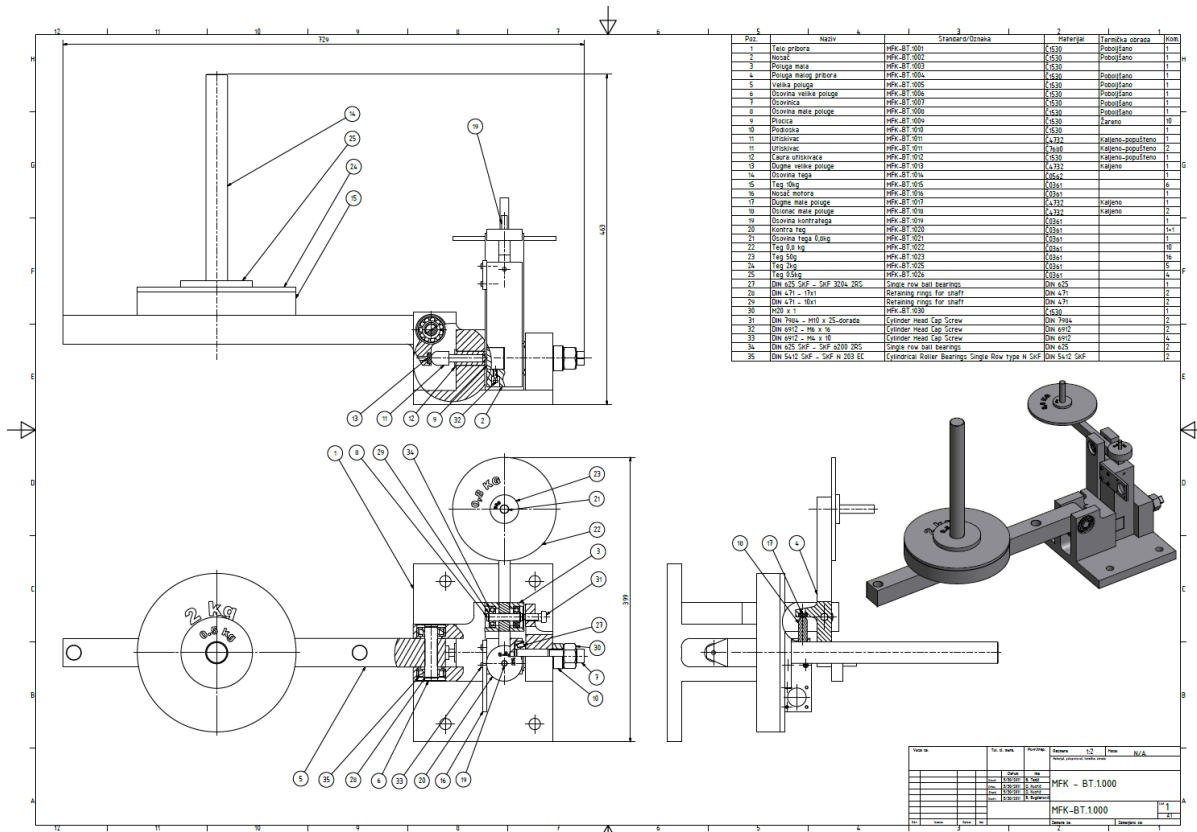
- [195]. Wang, Y., Wang, Z., Gindy, N.: Collision-free machining fixture space design based on parametric tool space for five-axis grinding, *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 45 (1-2), pp. 1-7, 2009.
- [196]. Wang, H., Rong, Y.K., Li, H., Shaun, P.: Computer aided fixture design: Recent research and trends, *Comput-Aided Design*, Vol. 42, No. 12, pp. 1085-1094, 2010.
- [197]. Wang, B. F., Nee, A. Y. C.: Robust fixture layout with the multi-objective non-dominated ACO/GA approach, *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, 60 (1), pp. 183-186, 2011.
- [198]. Wang, L., Wang, Z. J., Wang, W. Z., Hu, Y. Z., Wang, H.: Numerical analysis on the clamping reliability of fixture-workpiece facility considering partial slip, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 225 (12), pp. 1186-1198, 2011.
- [199]. Wang, T., Zhu, Y., Yang, K.-M.: Structural design and finite element analysis of flexible clamping element, *Journal of Beijing University of Technology*, 38 (9), pp. 1293-1297, 2012.
- [200]. Wang, K., Sun, Y., Mao, Z.: Comprehensive optimization method for dynamic design of fixture of vibration test, *Journal of Vibration, Measurement and Diagnosis*, 33 (3), pp. 483-487, 2013.
- [201]. Wu, N. H., Chan, K. C.: A Genetic Algorithm Based Approach to Optimal Fixture Configuration, *Computers and Industrial Engineering*, 31 (3-4), pp. 919-924, 1996.
- [202]. Xiong, C. H., Li, Y. F., Rong, Y. K., Xiong, Y. L.: Qualitative analysis and quantitative evaluation of fixturing. *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, 18 (5-6), pp. 335-342, 2002.
- [203]. Xiong, Y. L., Xiong, X. R.: Algebraic structure and geometric interpretation of rigid complex fixture systems. *IEEE Transactions on Automation Science And Engineering*, 4 (2), pp. 252–264, 2007.
- [204]. Xiong, C.H., Wang, Y., Xiong, Y.L.: On Clamping Planning in Workpiece-Fixture Systems, *IEEE Transactions on Automation Science and Engineering*, 5 (3), pp. 407-419, 2008.
- [205]. Xiong, L., Molino, R., Zoppi, M.: Fixture layout optimization for flexible aerospace parts based on self-reconfigurable swarm intelligent fixture system, *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 66 (9-12), pp 1305-1313, 2013.

- [206]. Xiuwen, G., Fuh, J. Y. H., Nee, A. Y. C.: Modeling of frictional elastic fixture-workpiece system for improving location accuracy, *IIE Transactions* 28 (10), pp. 821-827, 1996.
- [207]. Yu, K. M., Lam, T. W., Lee, A. H. C.: Immobilization check for fixture design. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers - Part B - Journal of Engineering Manufacture*, 217 (4), pp. 499-512, 2003.
- [208]. Yu, J. M., Doh, H. H., Kim, J. S., Kwon, Y. J., Lee, D. H., Nam, S. H.: Input sequencing and scheduling for a reconfigurable manufacturing system with a limited number of fixtures, *International Journal of Advanced Manufacturing Technolog*, pp. 1-13, 2013.
- [209]. Zarepour, H., Yeo, S. H., Tan, P. C., Aligiri, E.: A new approach for force measurement and workpiece clamping in micro-ultrasonic machining, *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 53 (5-8), pp. 517-522, 2011.
- [210]. Zeng, S., Wan, X., Li, W., Yin, Z., Xiong, Y.: A novel approach to fixture design on suppressing machining vibration of flexible workpiece, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Volume 58, pp. 29-43, 2012.
- [211]. Zhang, H. S., Li, X. G., Niu, G., Zheng, D. Y., He, H.: Optimal position for thin-walled curved surface part in array-type fixture, *Advanced Materials Research*, 590, pp. 346-351, 2012.
- [212]. Zheng, Y., Rong, Y., Hou, Z.: A finite element analysis for stiffness of fixture units. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 127 (2), pp. 429-432, 2005.
- [213]. Zheng, Y., Qian, W. H.: A 3-D modular fixture with enhanced localization accuracy and immobilization capability. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 48 (6), pp. 677-687, 2008.
- [214]. Zheng, Y., Rong, Y., Hou, Z.: The study of fixture stiffness part I: a finite element analysis for stiffness of fixture units. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 36 (9-10), pp. 865-876, 2008.
- [215]. Zheng, Y., Hou, Z., Rong, Y.: The study of fixture stiffness - Part II: contact stiffness identification between fixture components. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 38 (1-2), pp. 19-31, 2008.
- [216]. Zheng, Y., Lin, M. C., Manocha, D.: Efficient simplex computation for fixture layout design, *Computer Aided Design*, 43 (10), pp. 1307-1318, 2011.

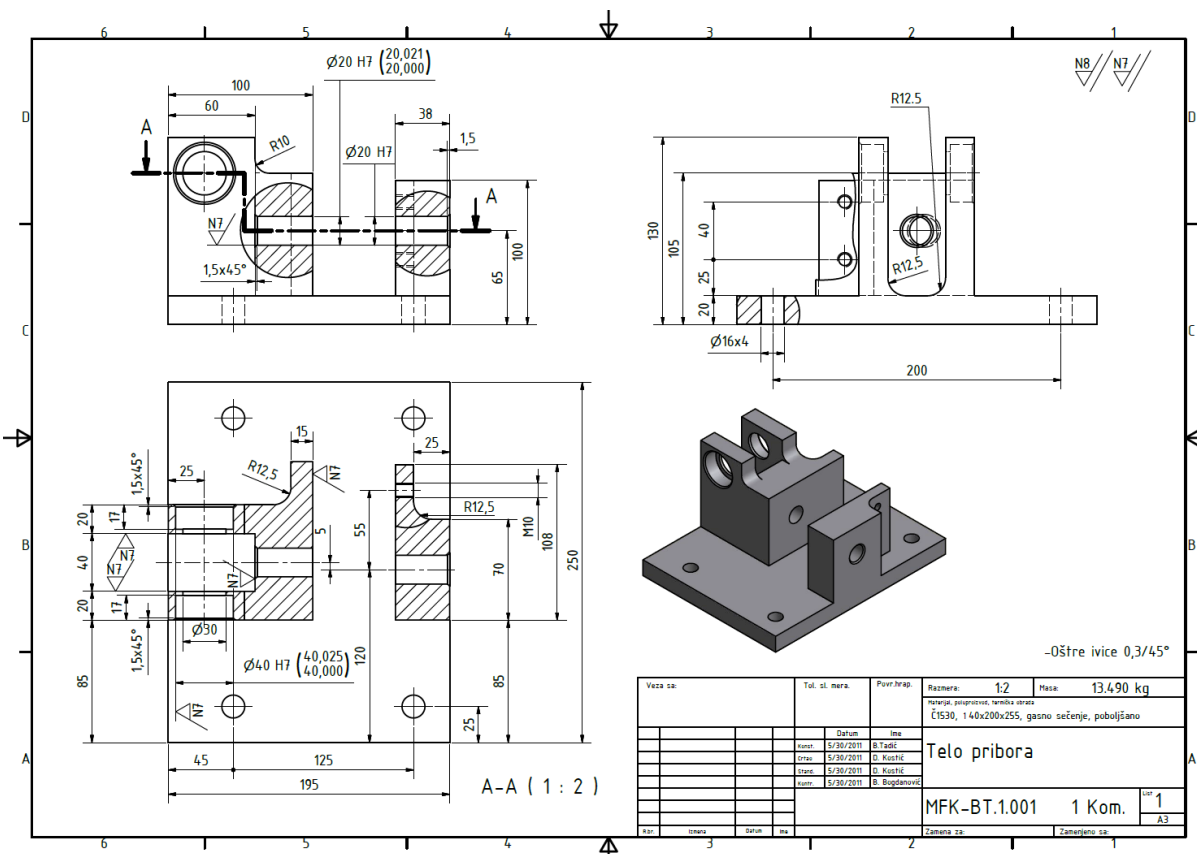
- [217]. Zheng, X., Dong, D., Huang, L., An, Q., Wang, X., Chen, M.: Research on fixture hole drilling quality of printed circuit board, *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, 14 (4), pp. 525-534, 2013.
- [218]. Zhu, X. Y., Ding, H.: Optimality Criteria for Fixture Layout Design: A Comparative Study. *IEEE Transactions on Automation Science and Engineering*, 6 (4), pp. 658-669, 2009.
- [219]. Zhu, S. W., Ding, G. F., Ma, S. W., Yan, K. Y., Qin, S. F.: Workpiece locating error prediction and compensation in fixtures, *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, pp. 1-10, 2012.
- [220]. Zhong, W. P., Hu, S. J.: Modeling machining geometric variation in a N-2-1 fixturing scheme. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 128 (1), pp. 213-219, 2006.
- [221]. Zuperl, U., Cus, F., Vukelic, D.: Variable clamping force control for an intelligent fixturing, *Journal of Production Engineering*, 14 (1), pp. 19-22, 2011.

PRILOG 1.

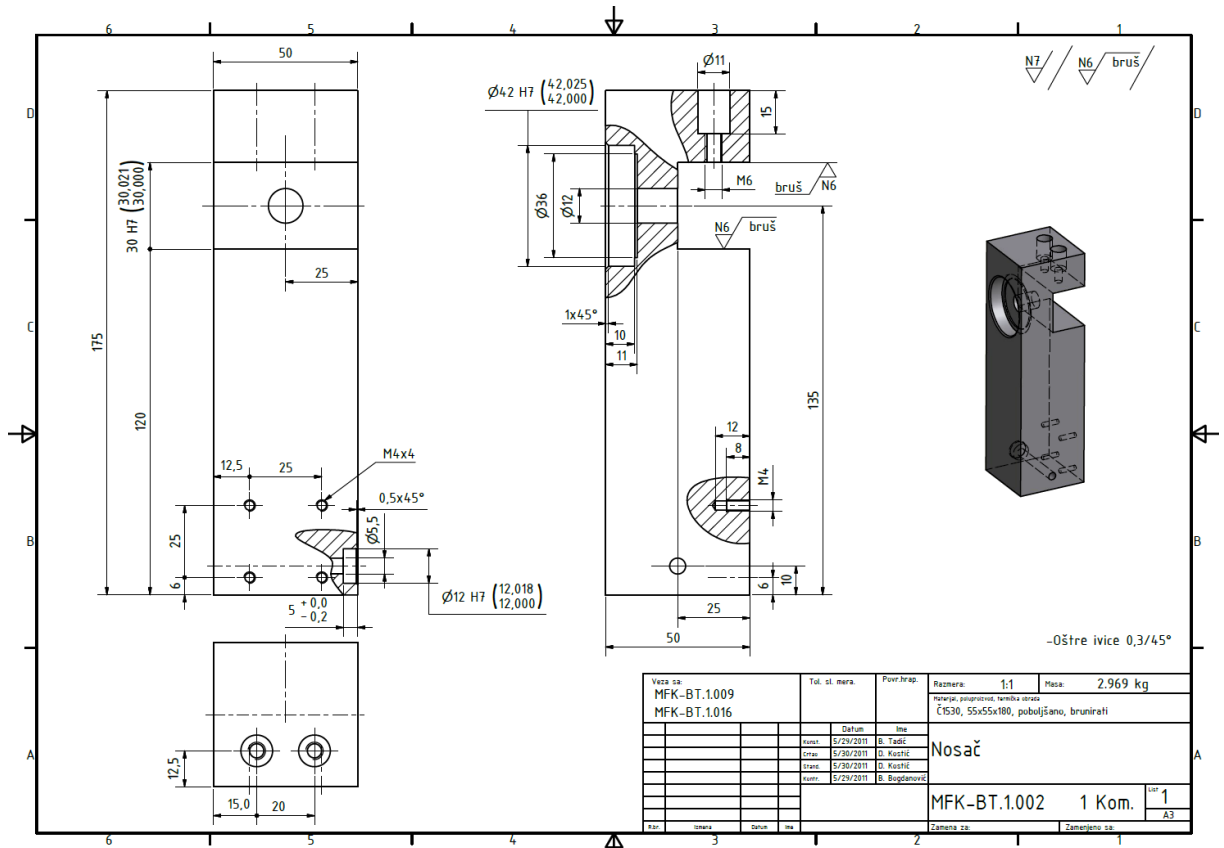
Uređaj za merenje u statičkim uslovima opterećenja



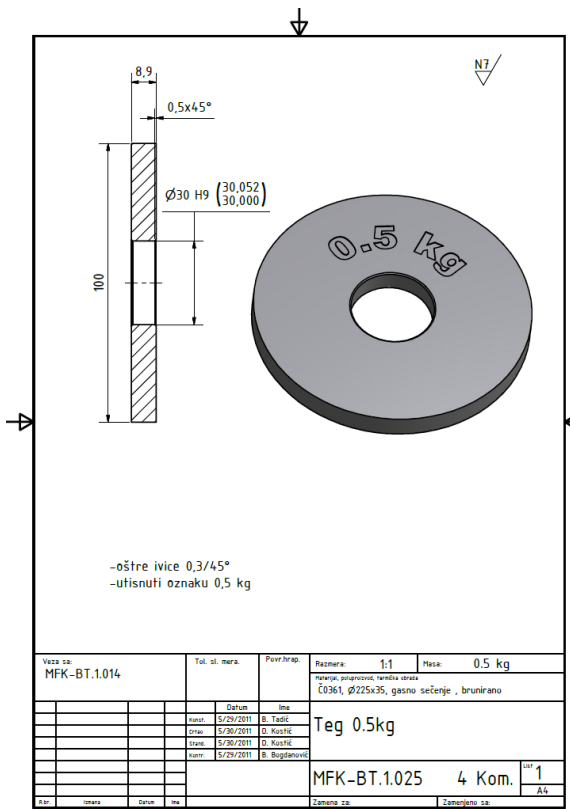
Slika 1.1.pr. Uređaj za merenje.



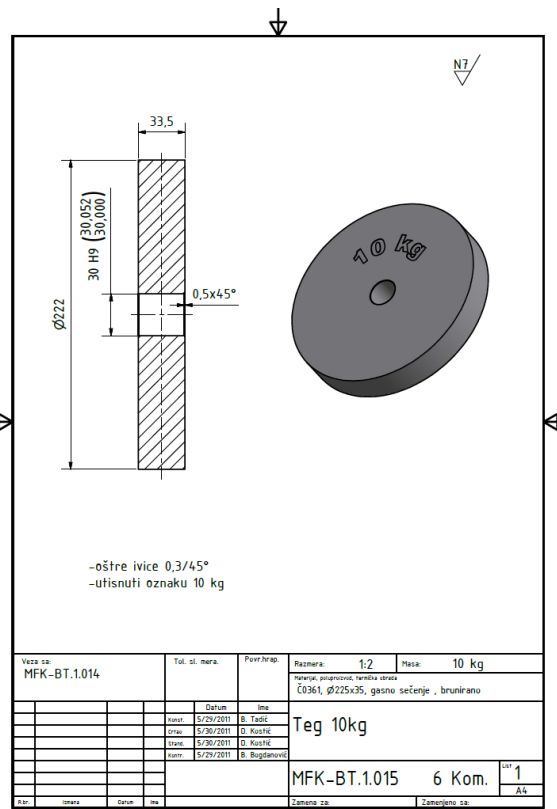
Slika 1.2.pr. Telo pribora.



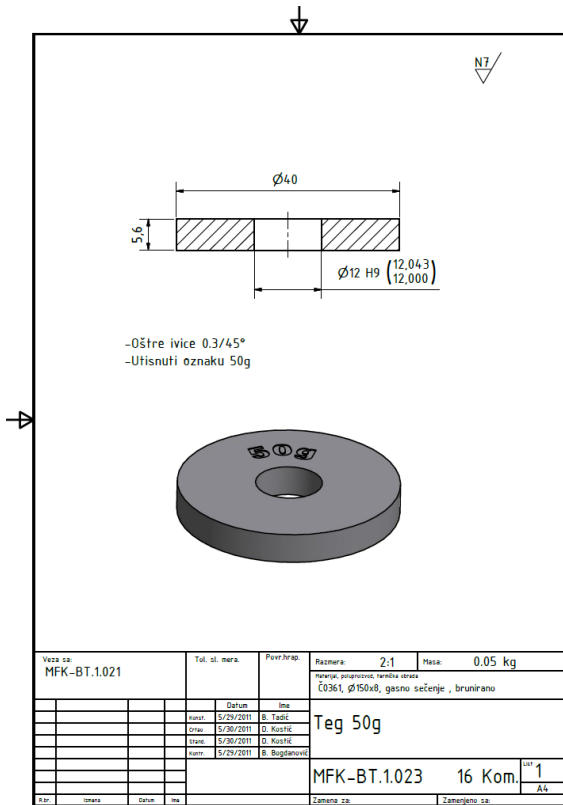
Slika 1.3.pr. Nosáč.



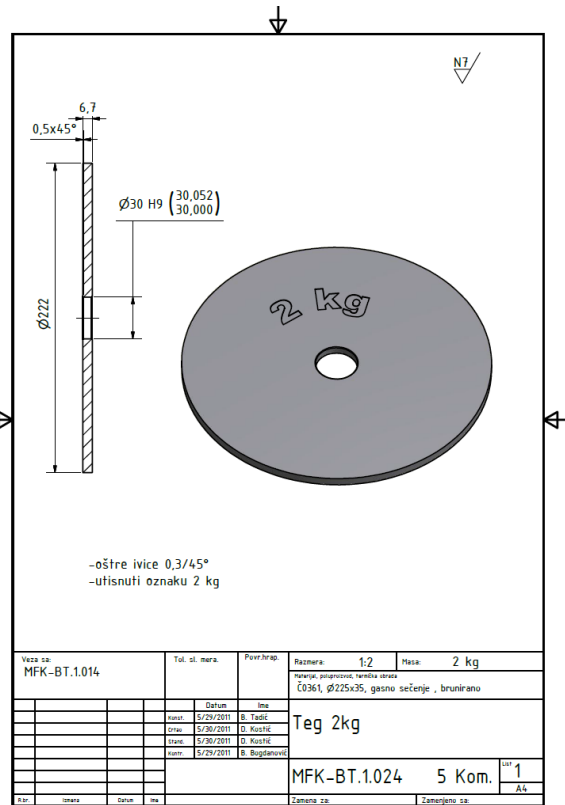
Slika 1.4.pr. Teg 0,5 kg.



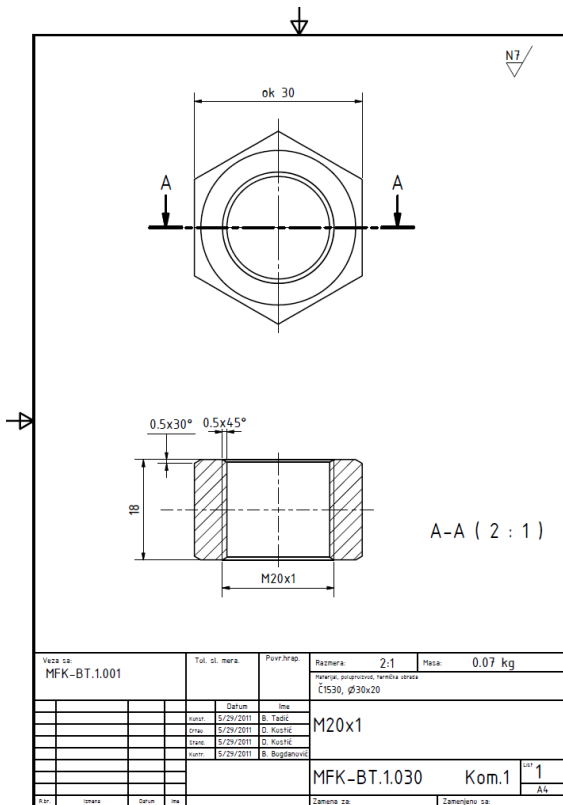
Slika 1.5.pr. Teg 10 kg.



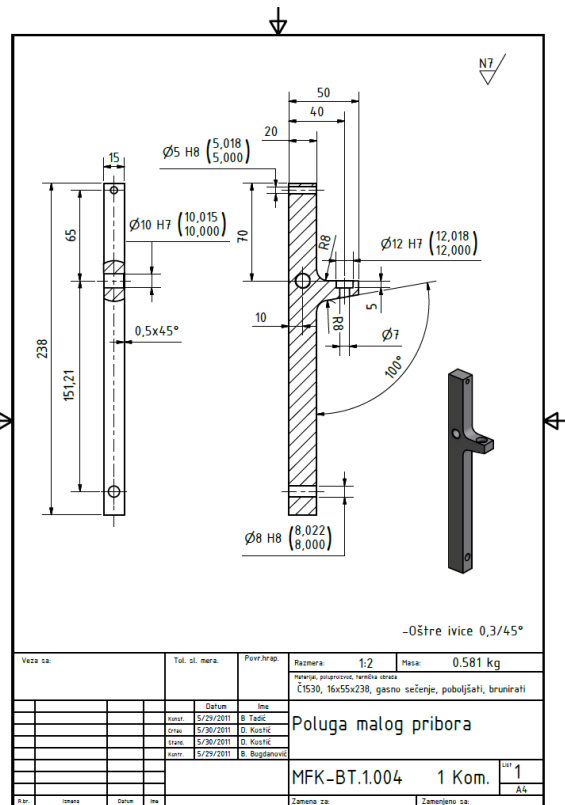
Slika 1.6.pr. Teg 50 g.



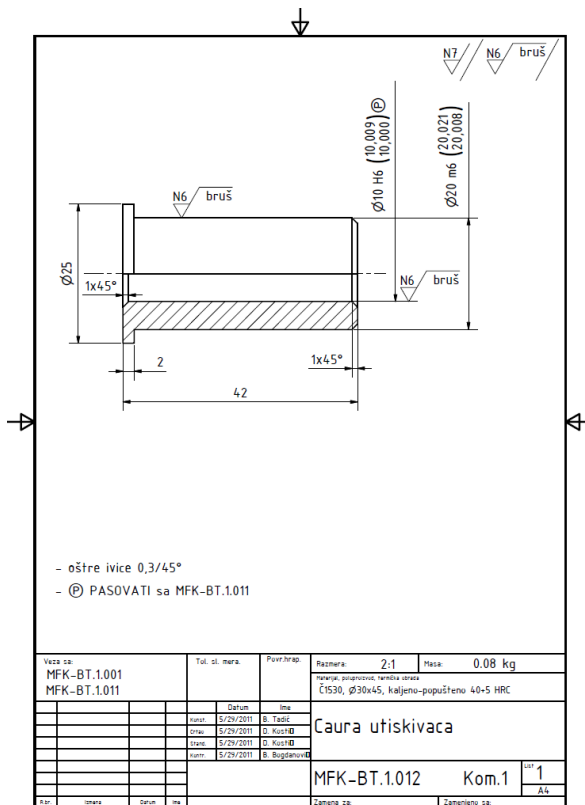
Slika 1.7.pr. Teg 2 kg.



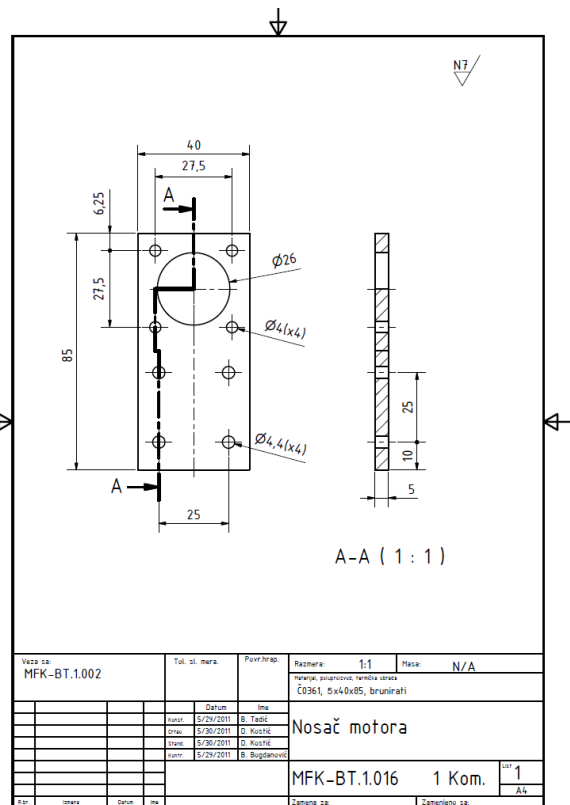
Slika 1.8.pr. Navrtka M20x1.



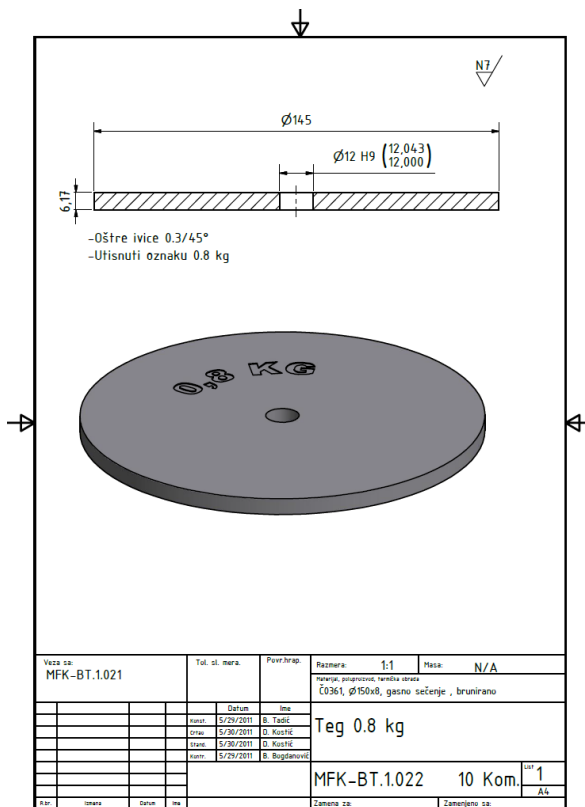
Slika 1.9.pr. Poluga malog pribora.



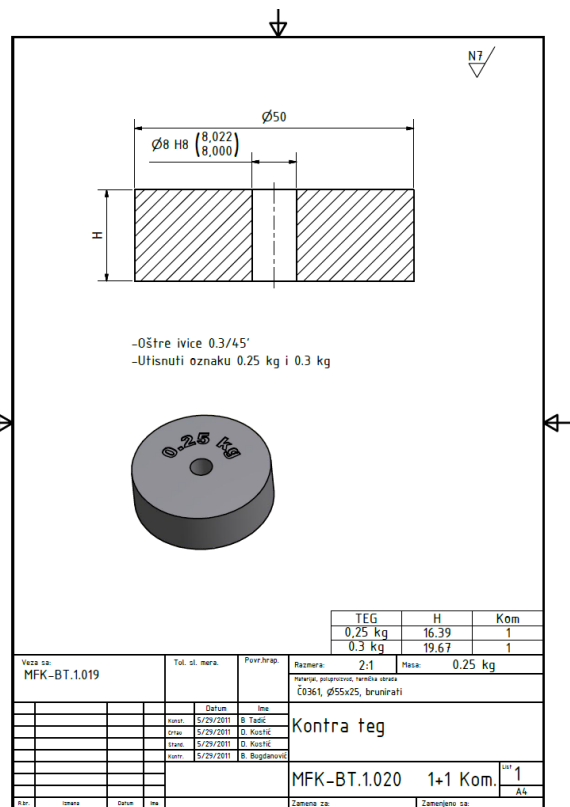
Slika 1.10.pr. Čaura utiskivača.



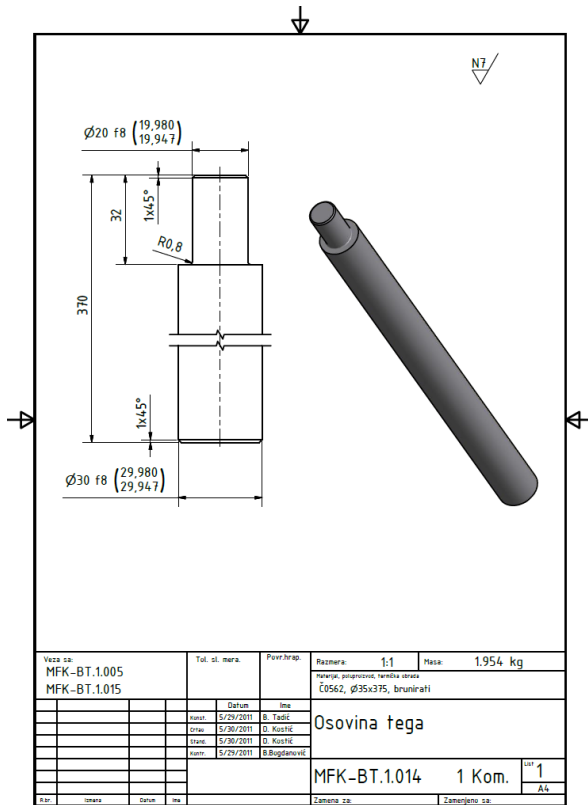
Slika 1.11.pr. Nosač motora.



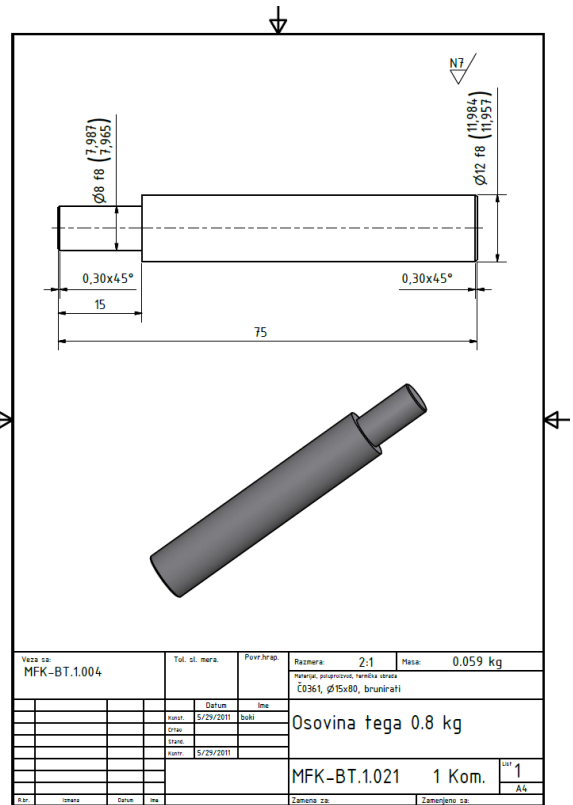
Slika 1.12.pr. Teg 0,8 kg.



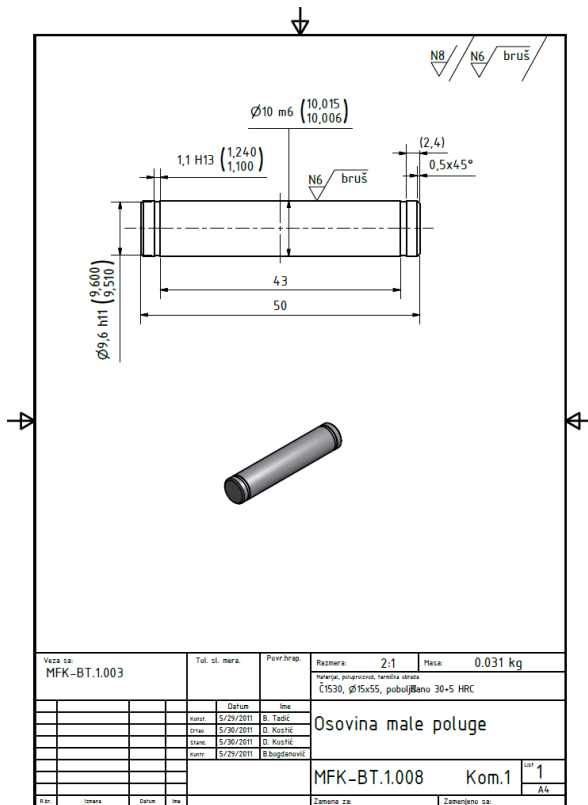
Slika 1.13.pr. Kontra teg 0,25 kg.



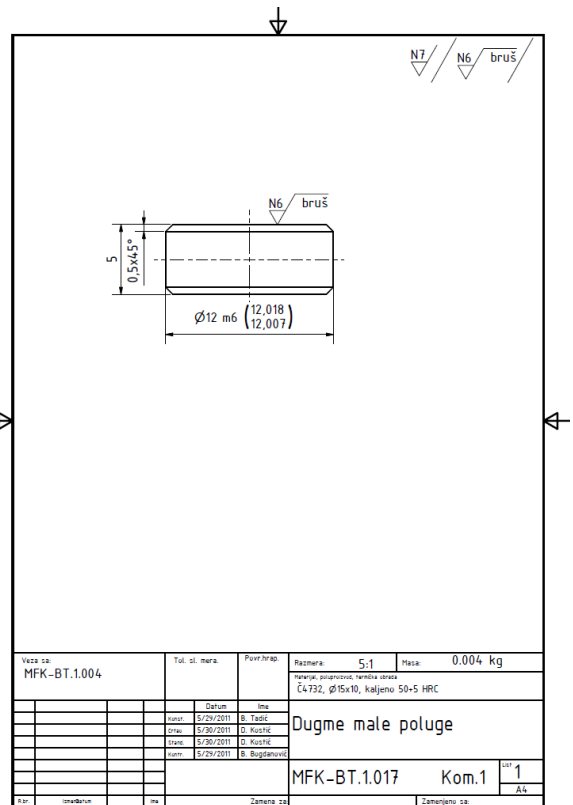
Slika 1.14.pr. Osovina tega.



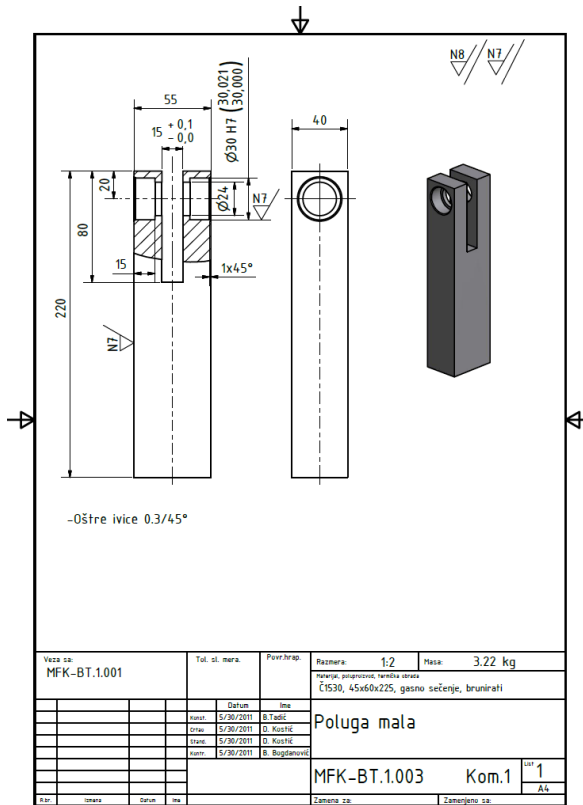
Slika 1.15.pr Osovina tega 0,8 kg.



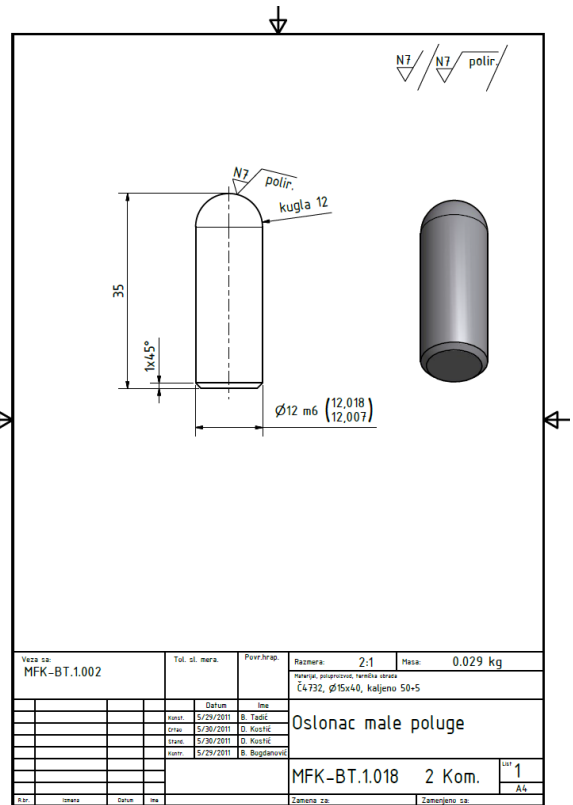
Slika 1.16.pr Osovina male poluge.



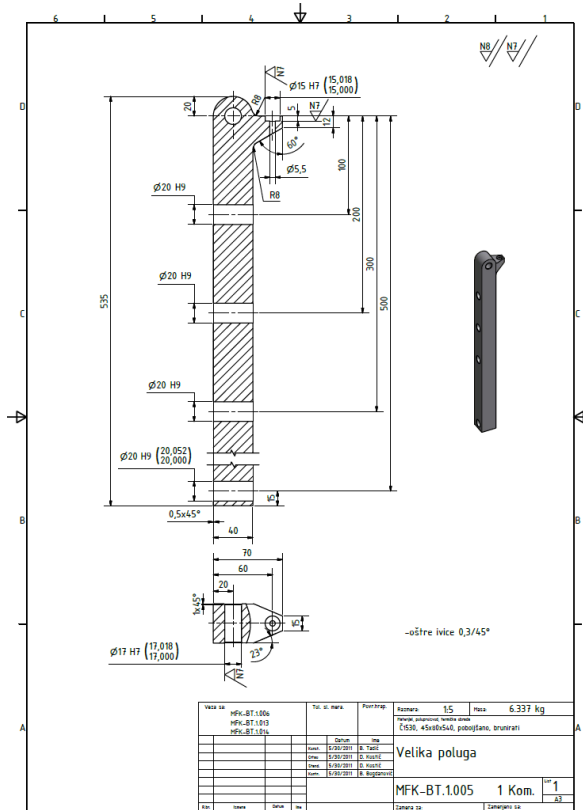
Slika 1.17.pr Dugme male poluge.



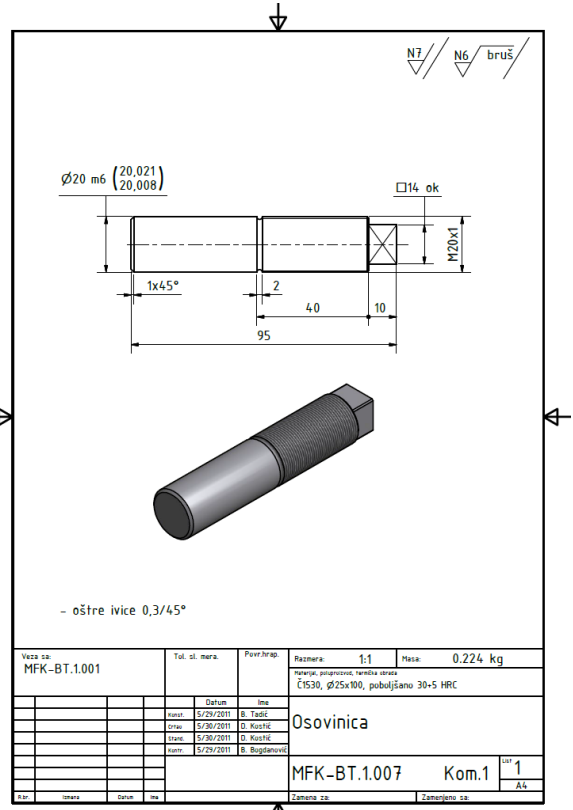
Slika 1.18.pr. Poluga mala.



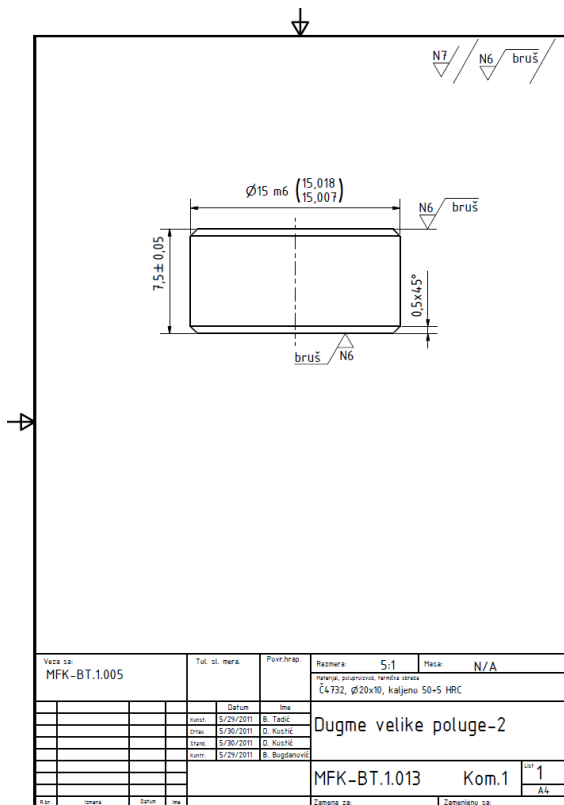
Slika 1.19.pr. Oslonac male poluge.



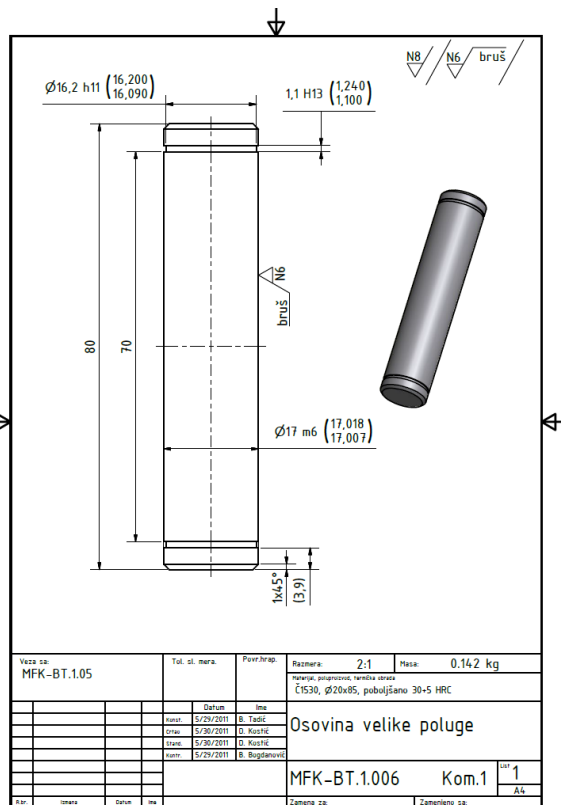
Slika 1.20.pr. Velika poluga.



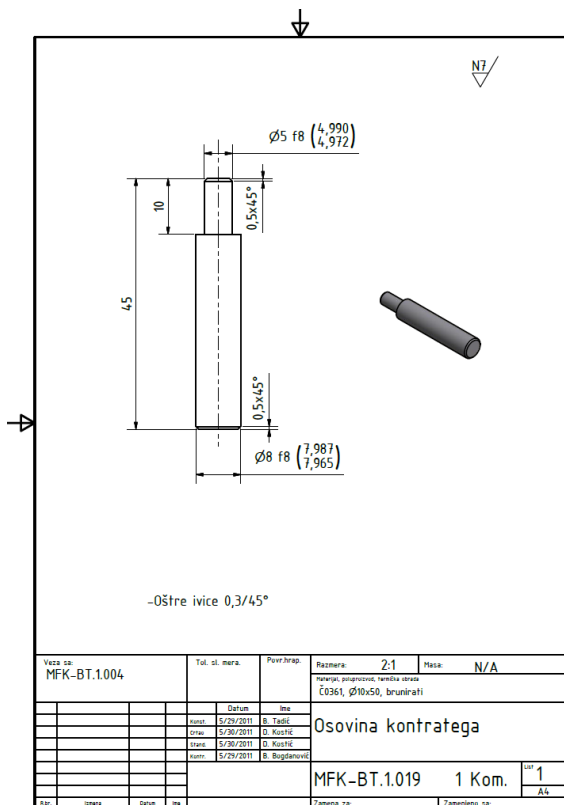
Slika 1.21.pr. Osovinica.



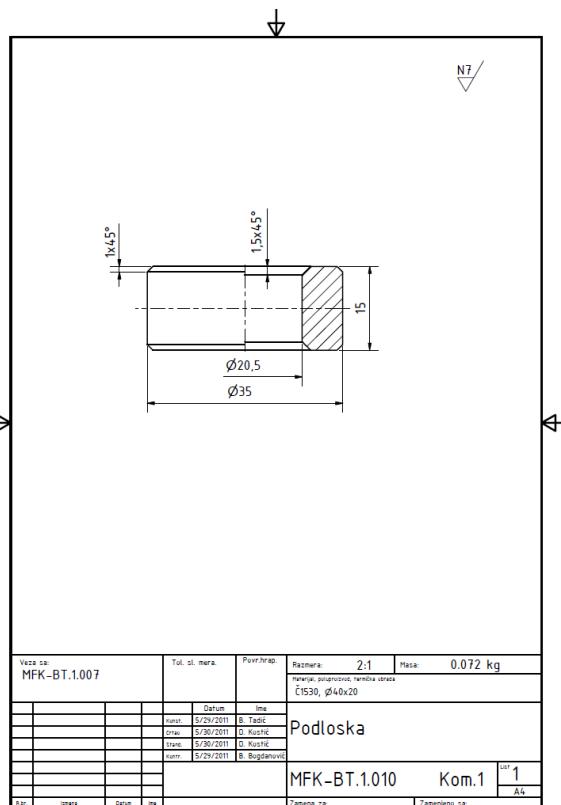
Slika 1.22.pr. Dugme velike poluge.



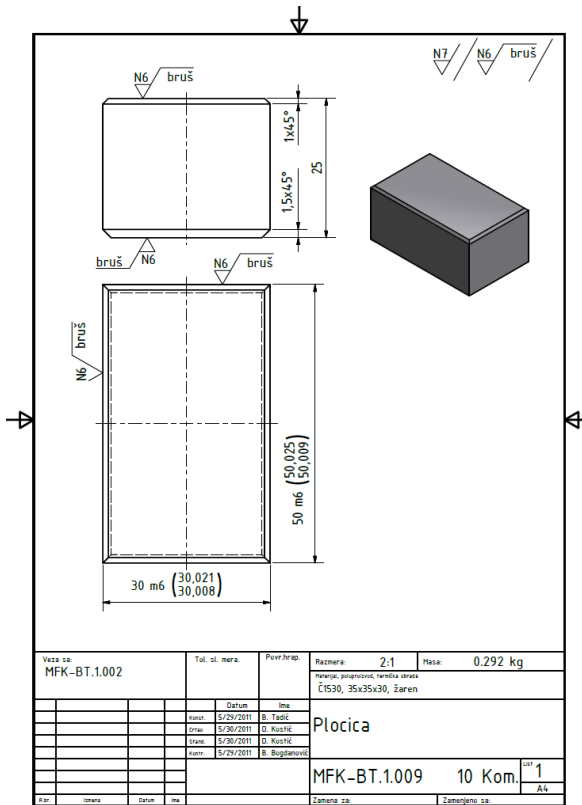
Slika 1.23.pr. Osovina velike poluge.



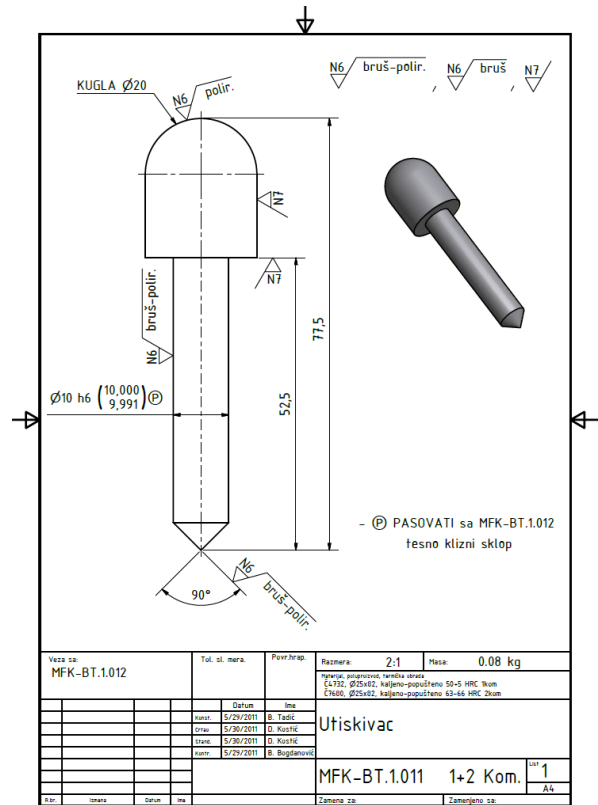
Slika 1.24.pr. Osovina kontratega.



Slika 1.25.pr. Podloška.



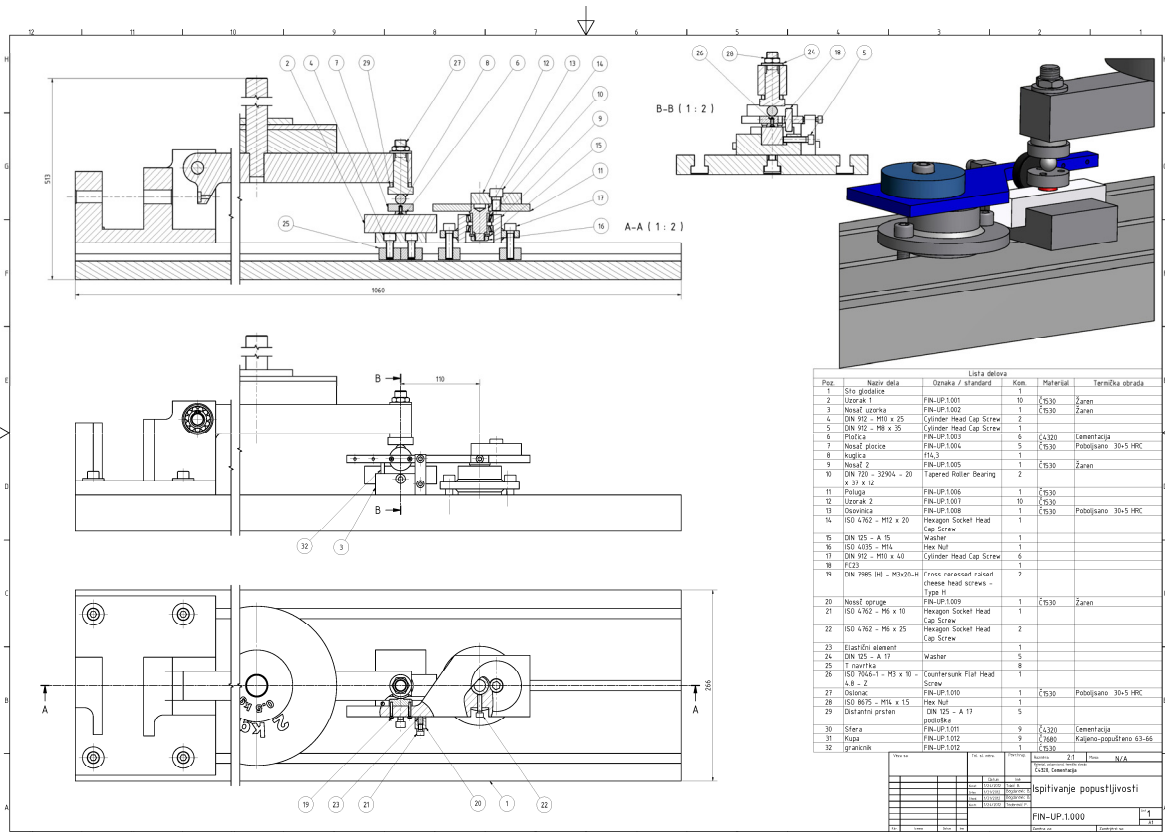
Slika 1.26.pr. Pločica



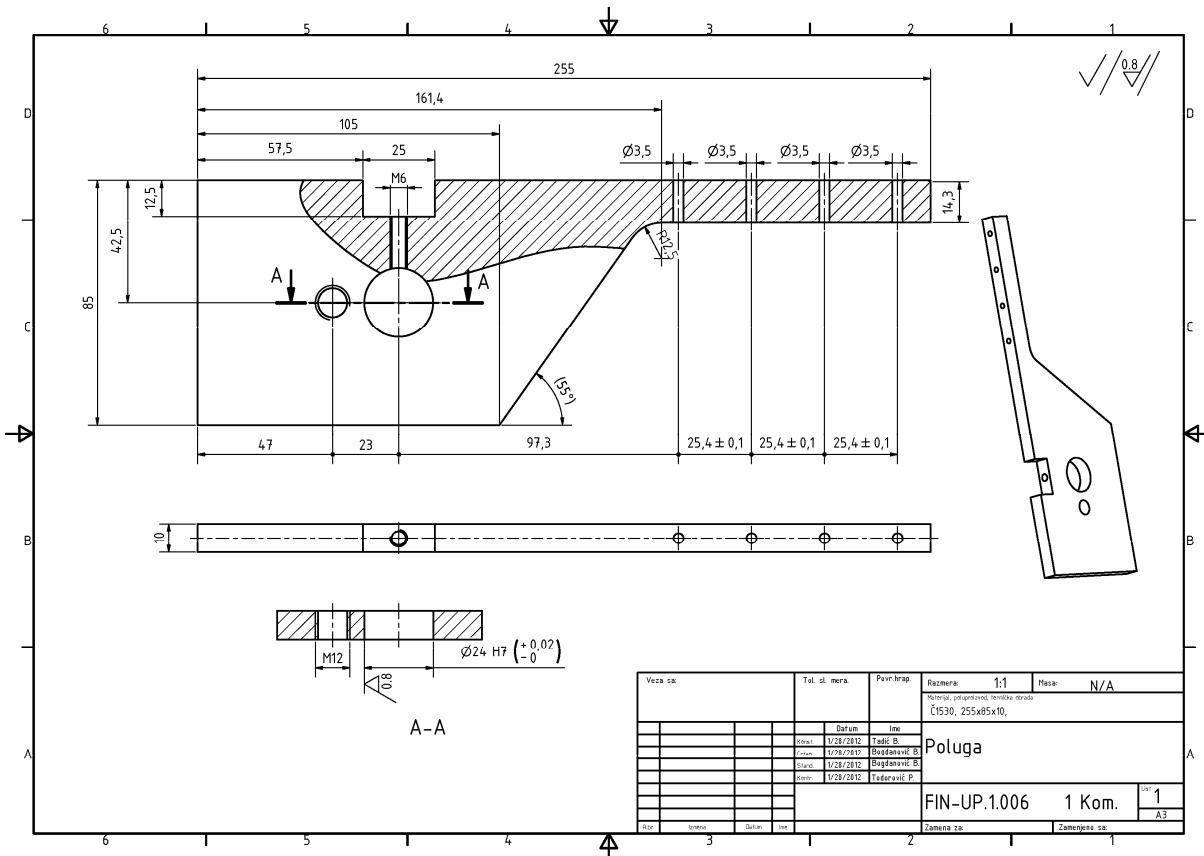
Slika 1.27.pr. Utiskivač.

PRILOG 2.

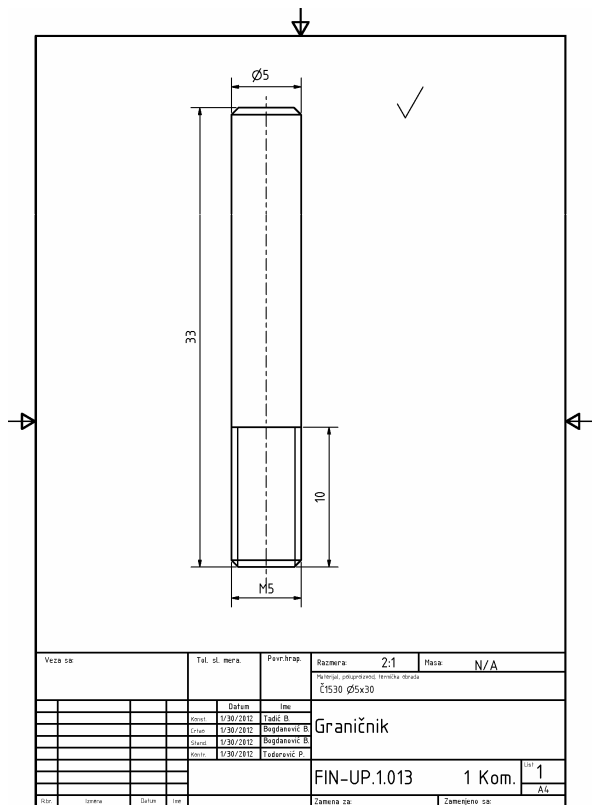
Uređaj za merenje u dinamičkim uslovima opterećenja



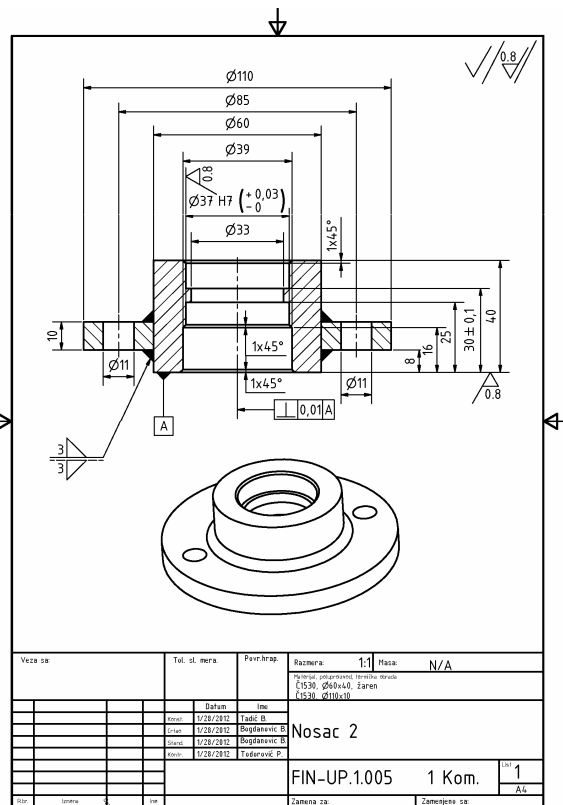
Slika 2.1.pr. Uređaj za merenje.



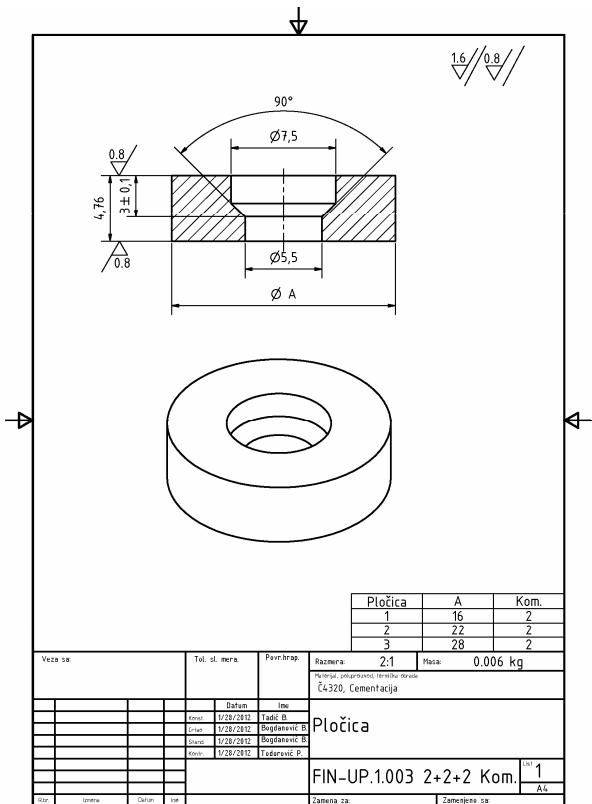
Slika 2.2.pr. Poluga.



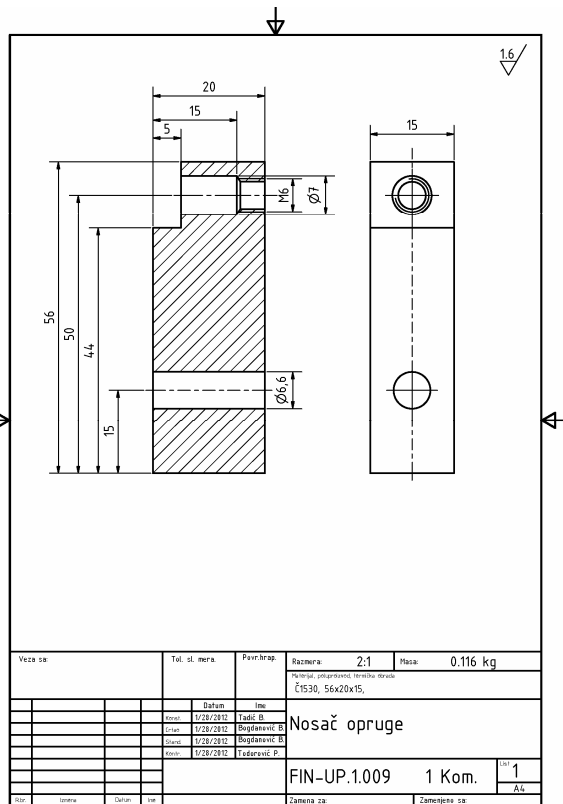
Slika 2.3.pr. Graničnik.



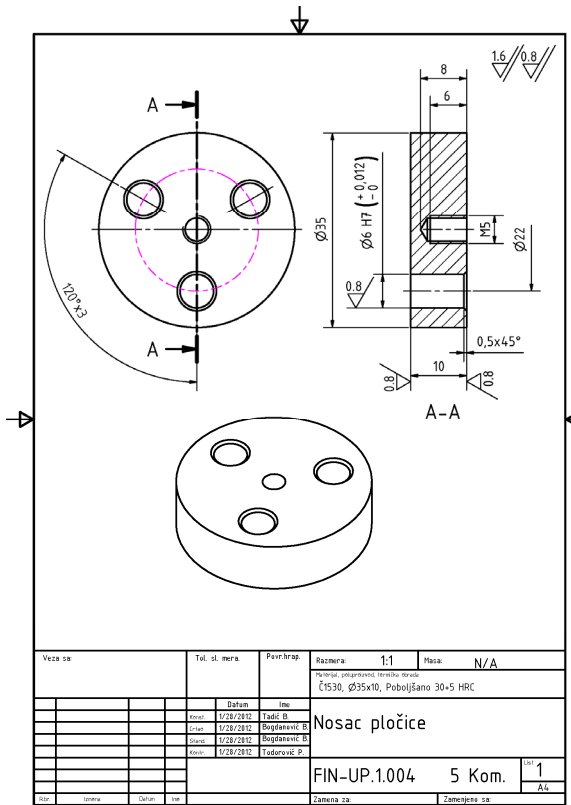
Slika 2.4.pr. Nosac.



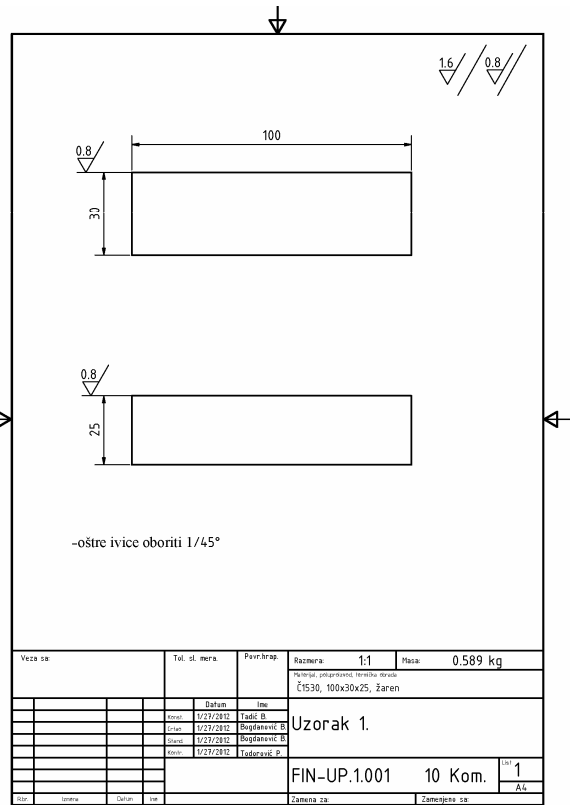
Slika 2.5.pr. Pločica.



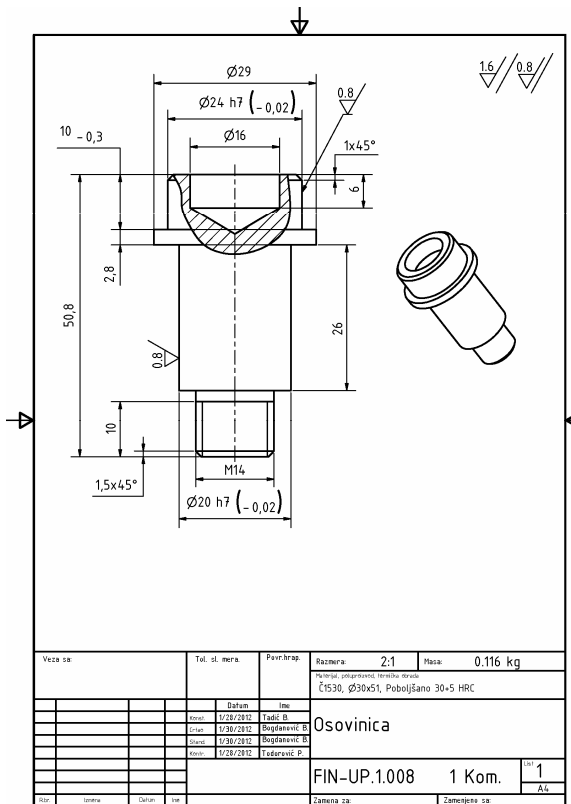
Slika 2.6.pr. Nosac opruge.



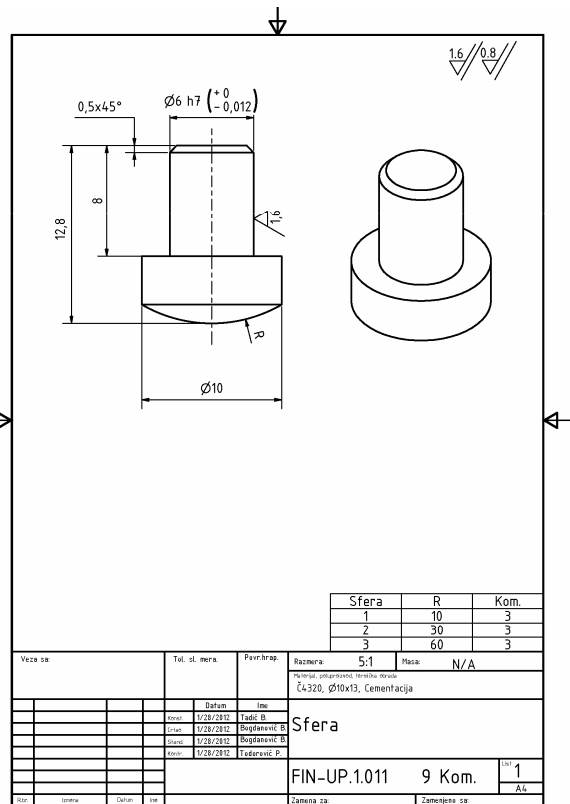
Slika 2.7.pr. Nosac pločice.



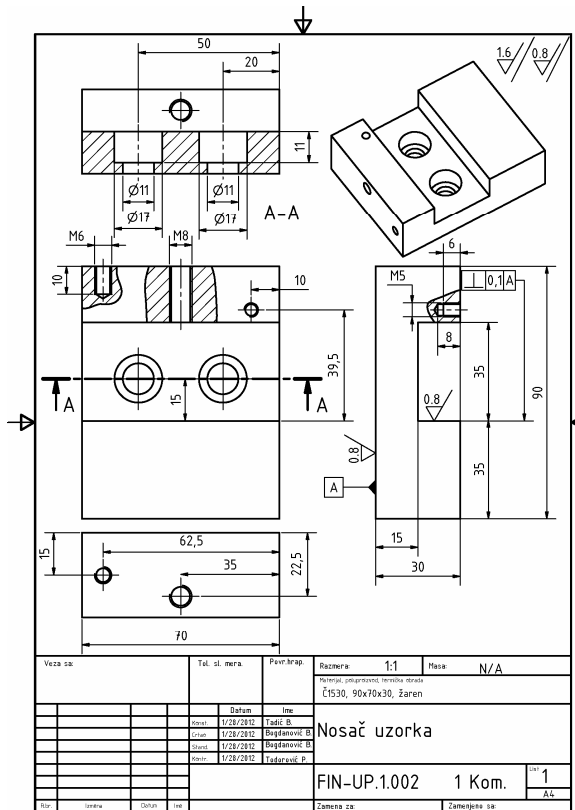
Slika 2.8.pr. Uzorak.



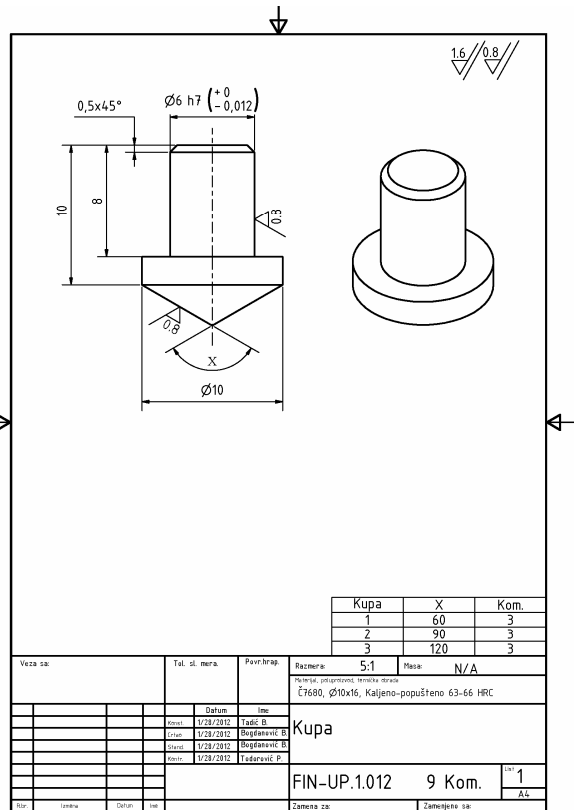
Slika 2.9.pr. Osovinica.



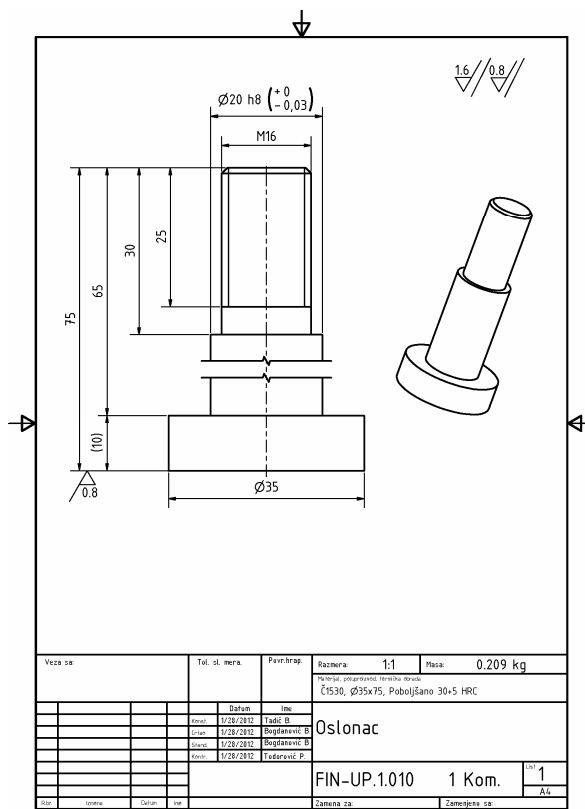
Slika 2.10.pr. Sfera.



Slika 2.11.pr. Nosač uzorka.



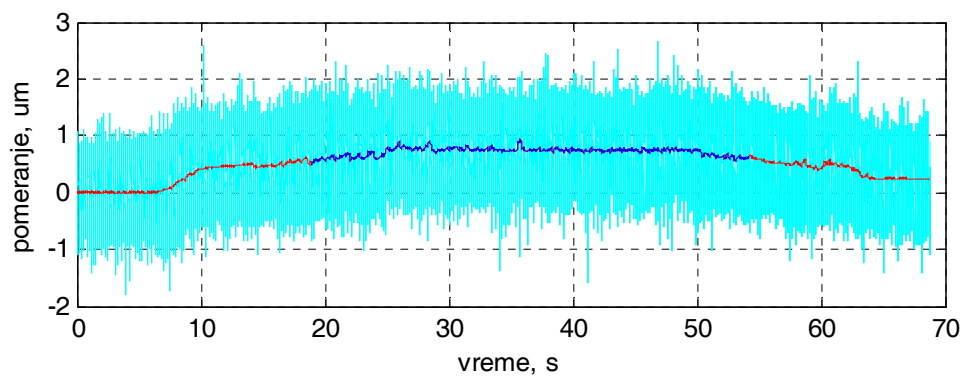
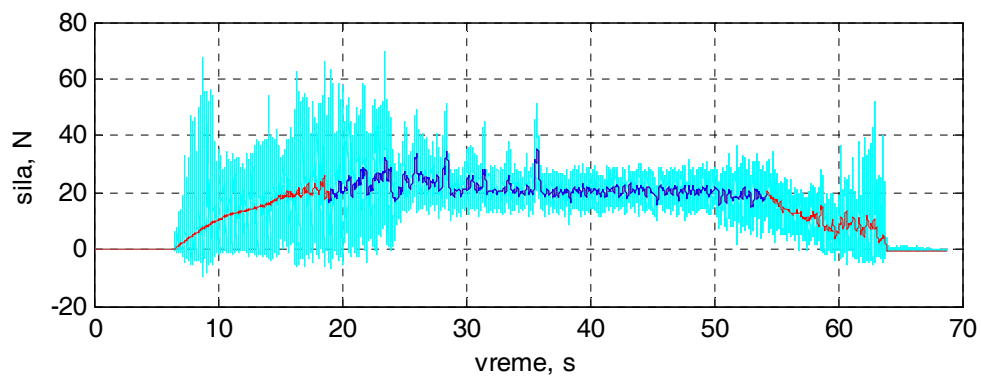
Slika 2.12.pr. Kupa.



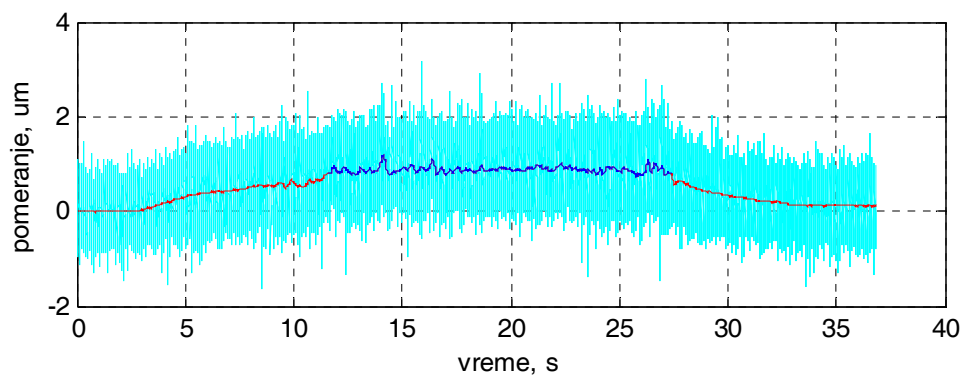
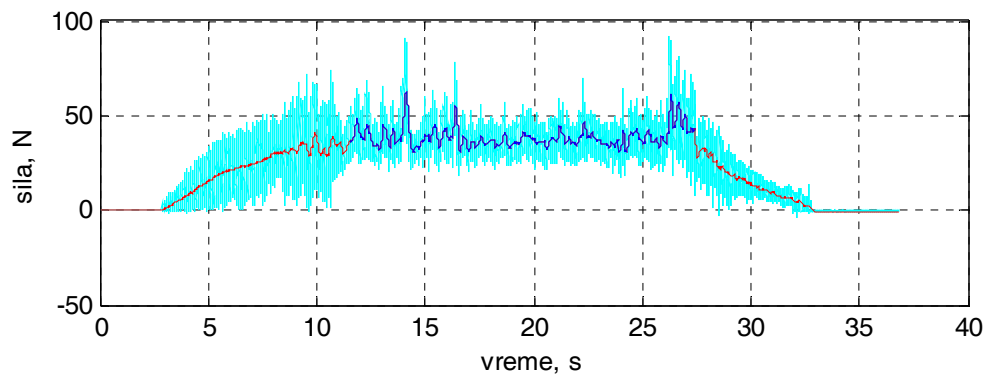
Slika 2.13.pr. Oslonac.

PRILOG 3.

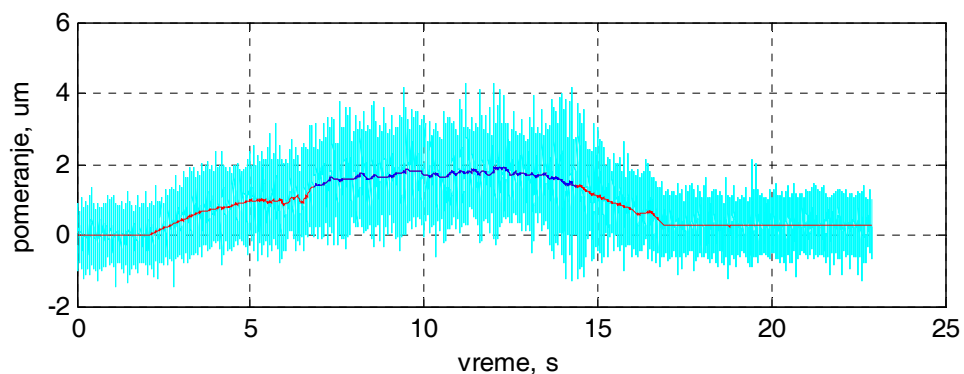
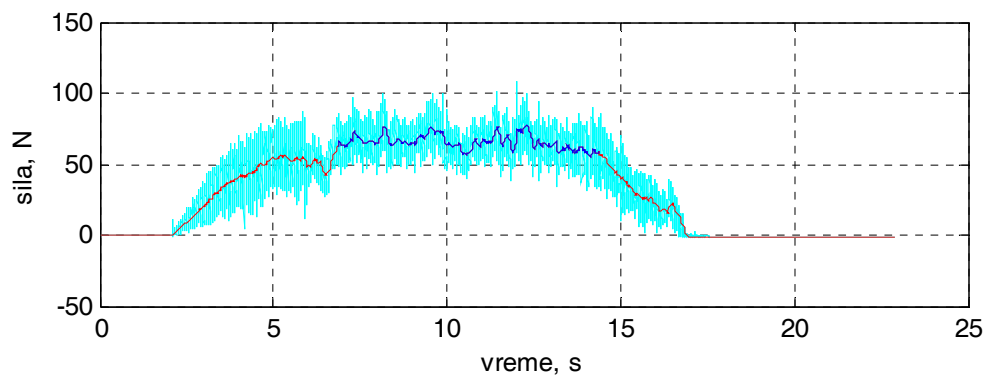
Dijagrami promene tangencijalnih sila i pomeranja



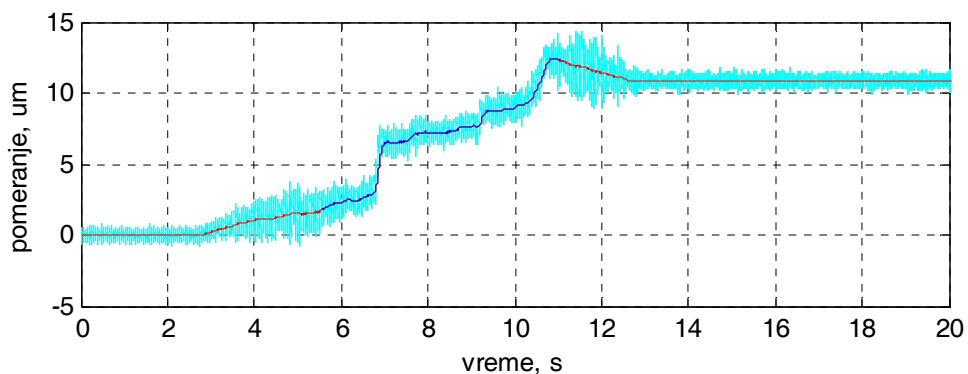
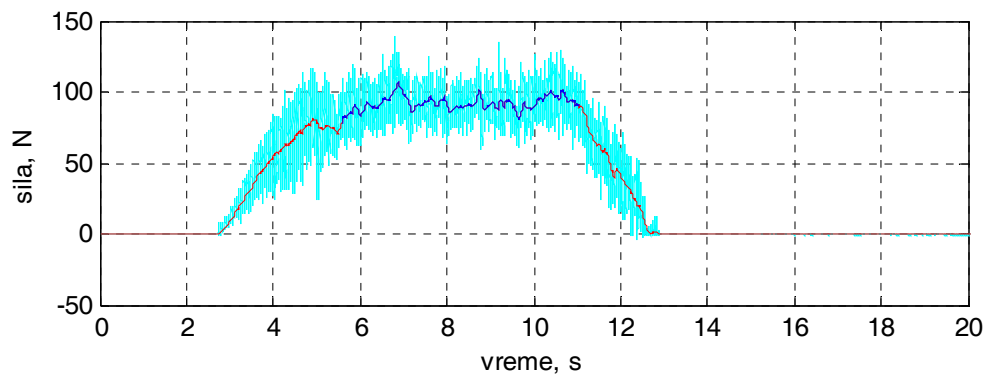
Slika 3.1.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina (redni broj merenja 1)



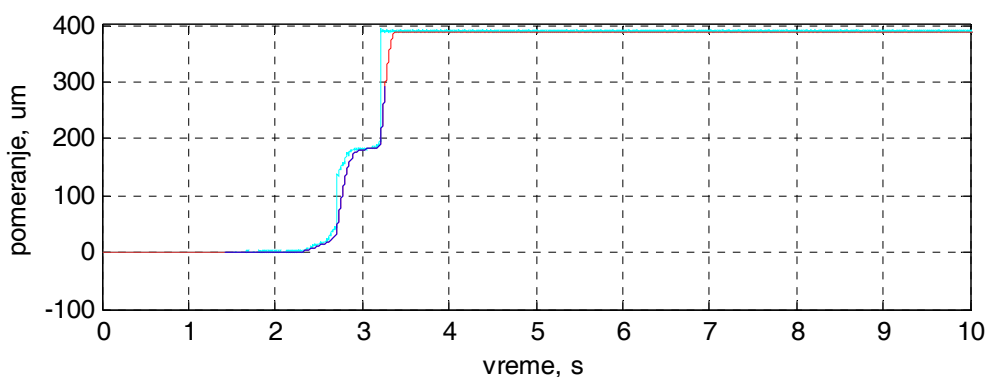
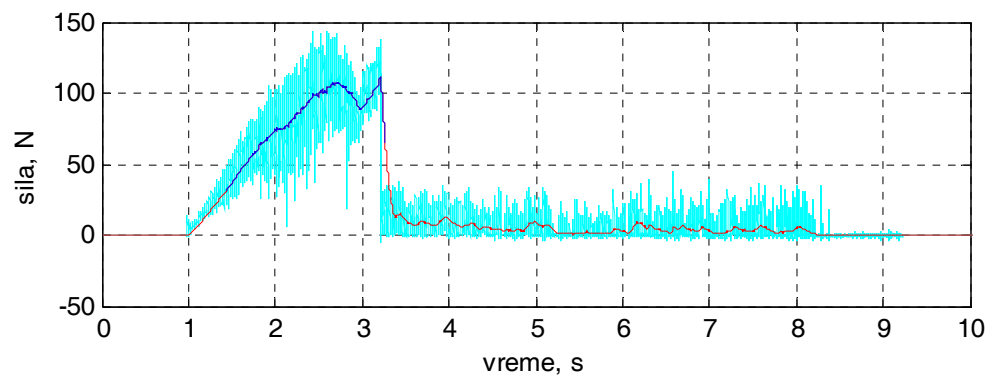
Slika 3.2.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina (redni broj merenja 2)



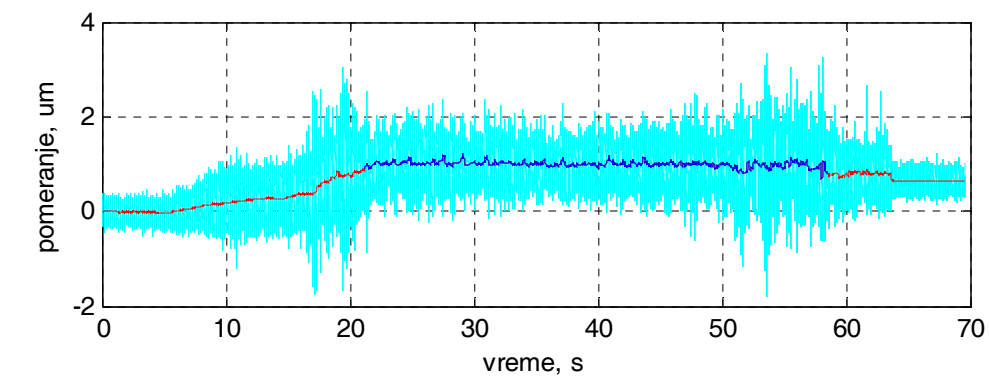
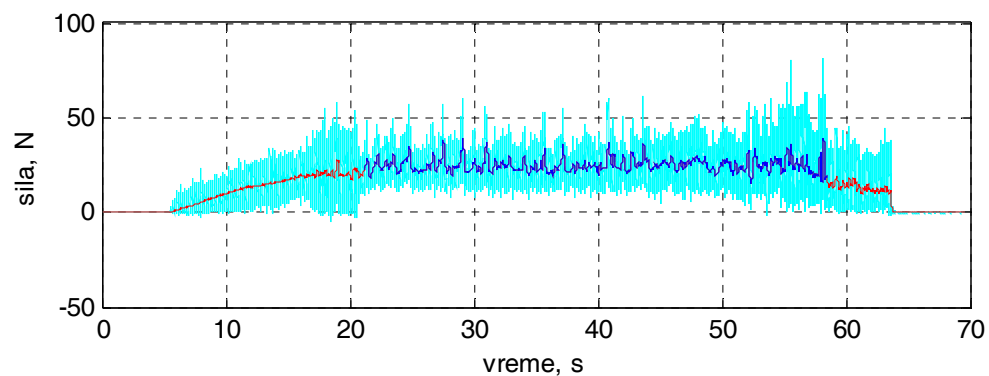
Slika 3.3.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina (redni broj merenja 3)



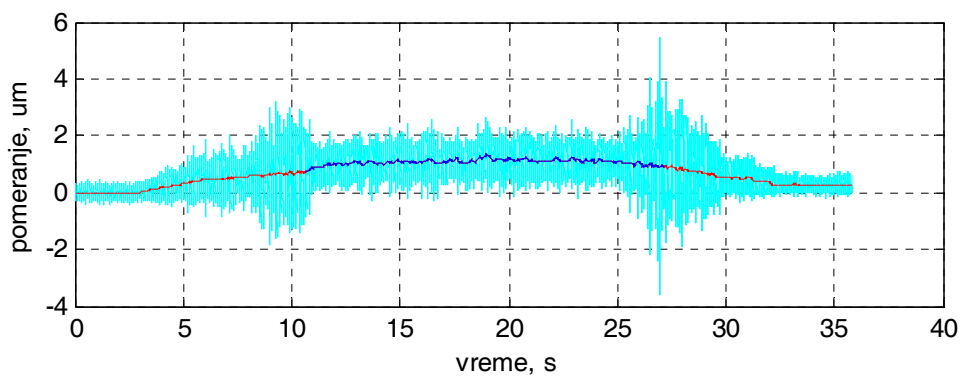
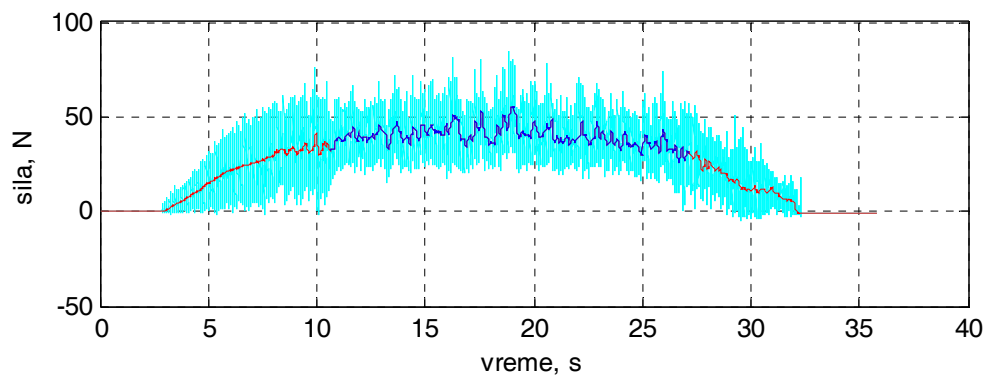
Slika 3.4.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina (redni broj merenja 4)



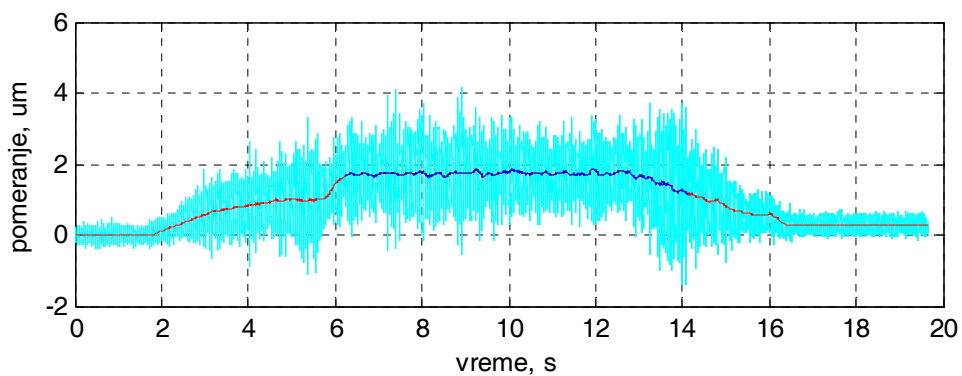
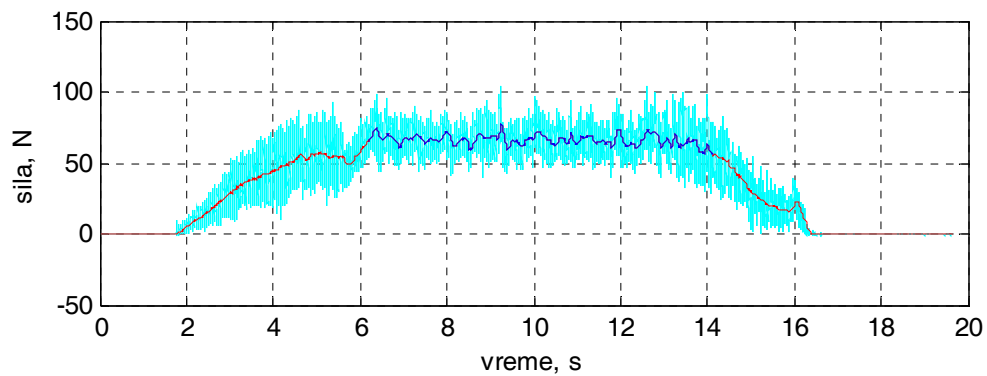
Slika 3.5.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina (redni broj merenja 5)



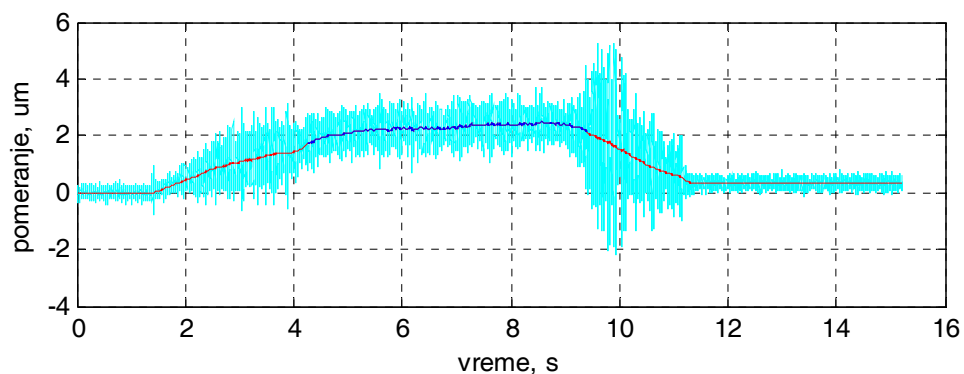
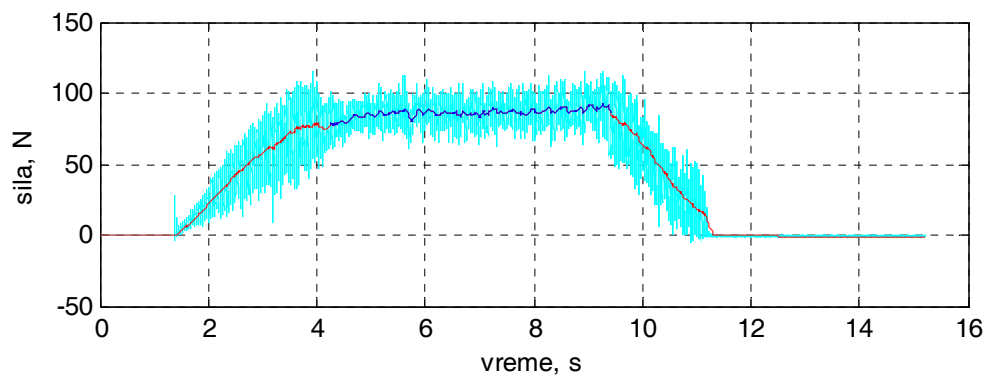
Slika 3.6.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina (redni broj merenja 6)



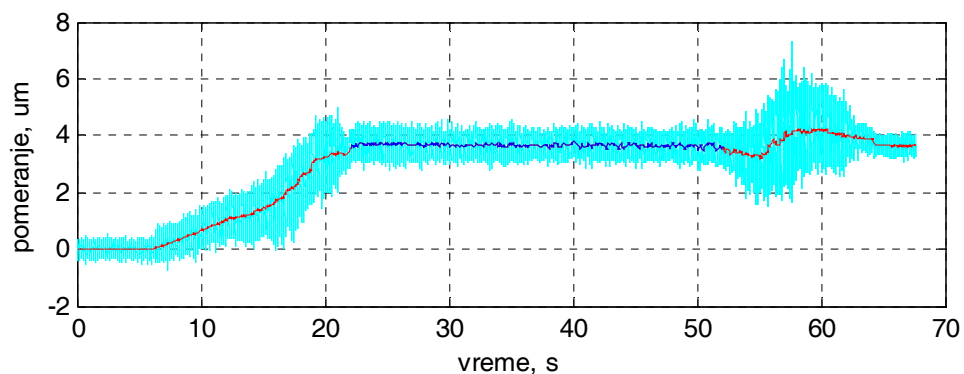
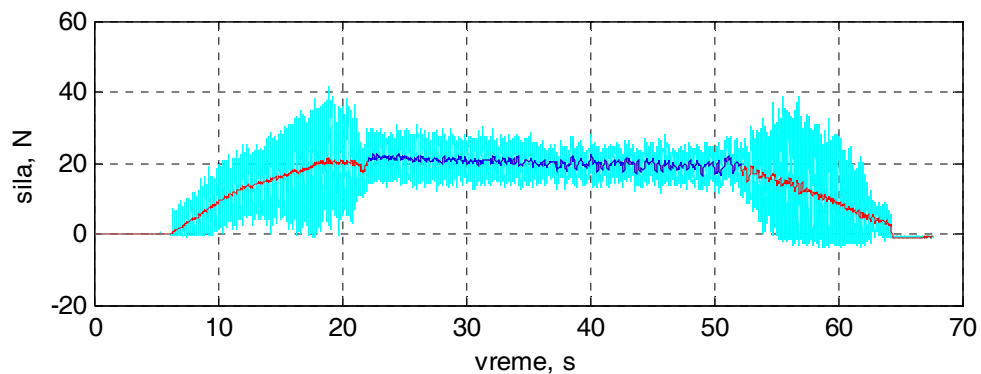
Slika 3.7.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina (redni broj merenja 7)



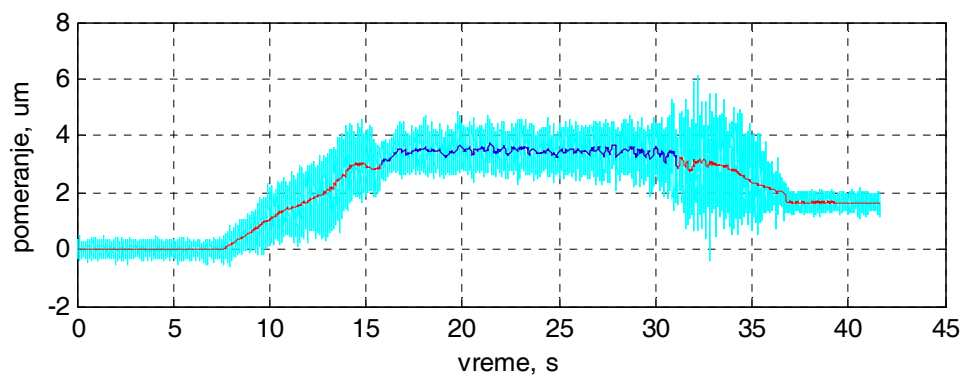
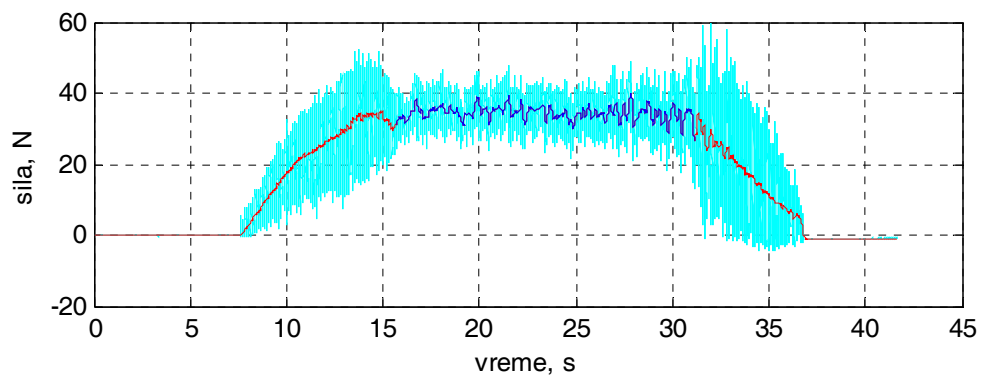
Slika 3.8.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina (redni broj merenja 8)



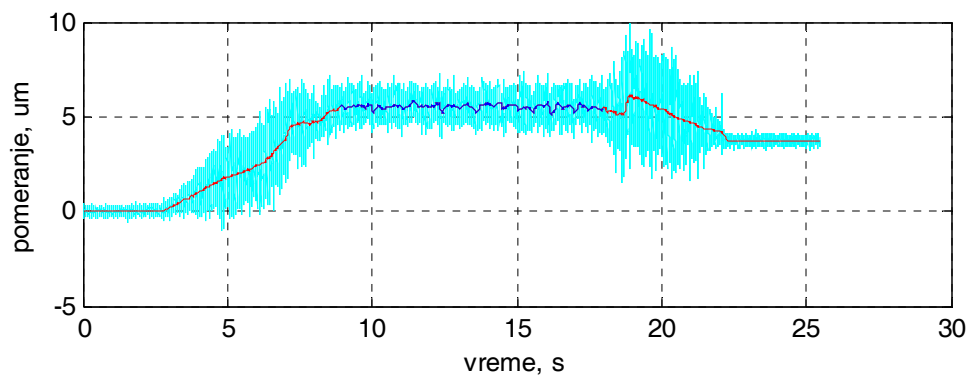
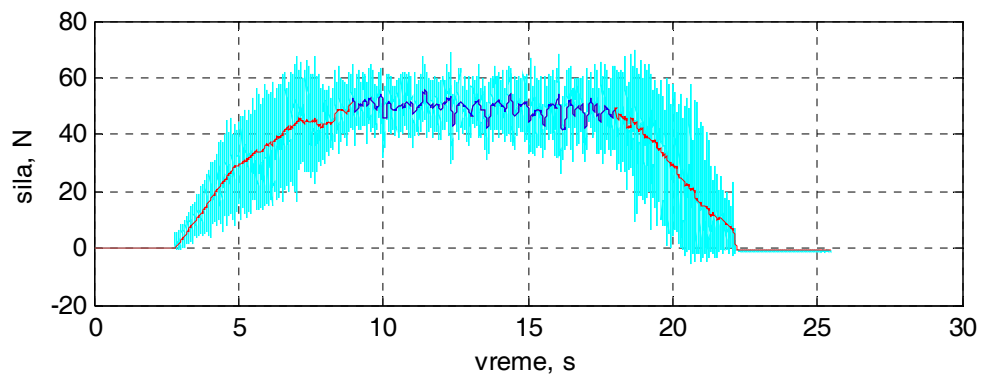
Slika 3.9.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina (redni broj merenja 9)



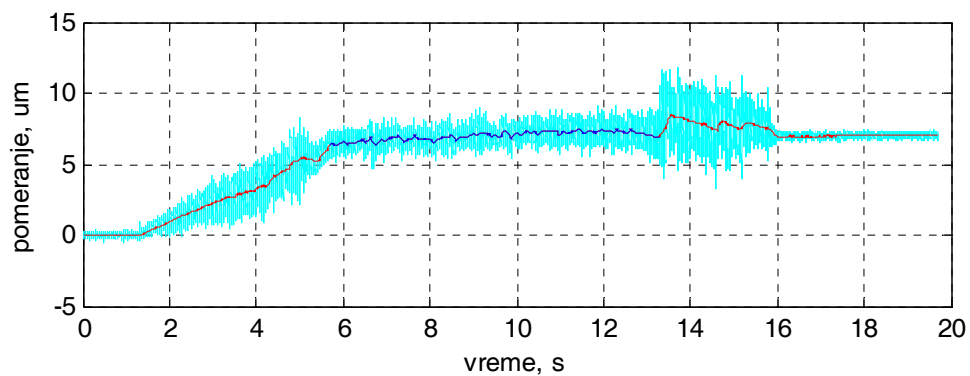
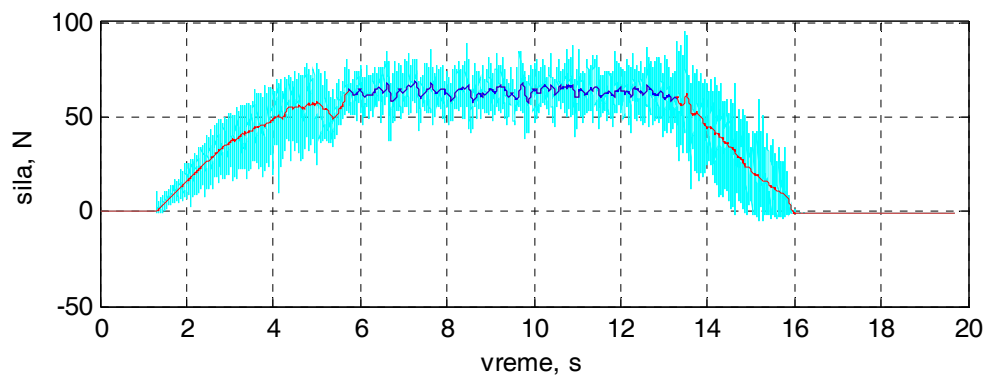
Slika 3.10.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina (redni broj merenja 10)



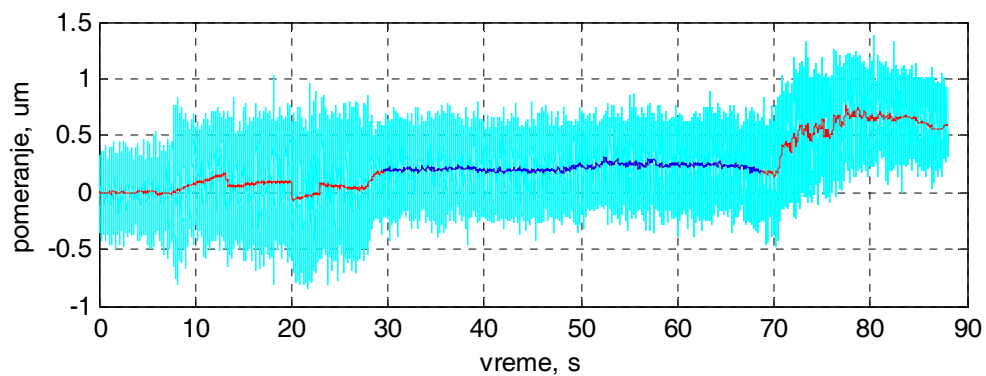
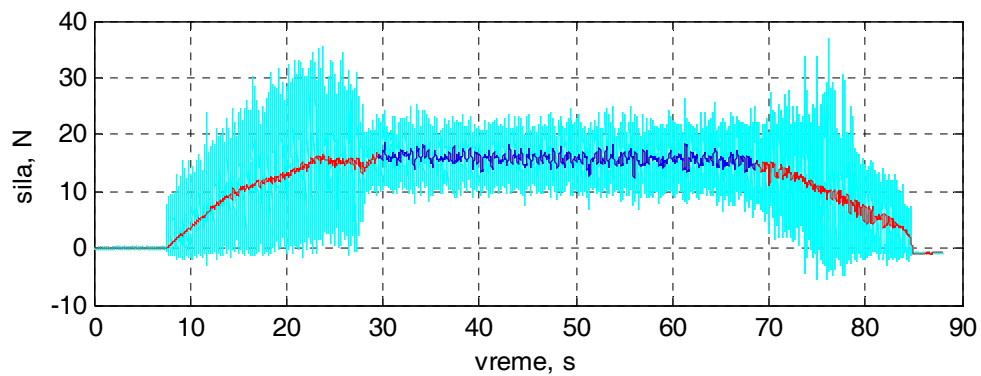
Slika 3.11.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina (redni broj merenja 11)



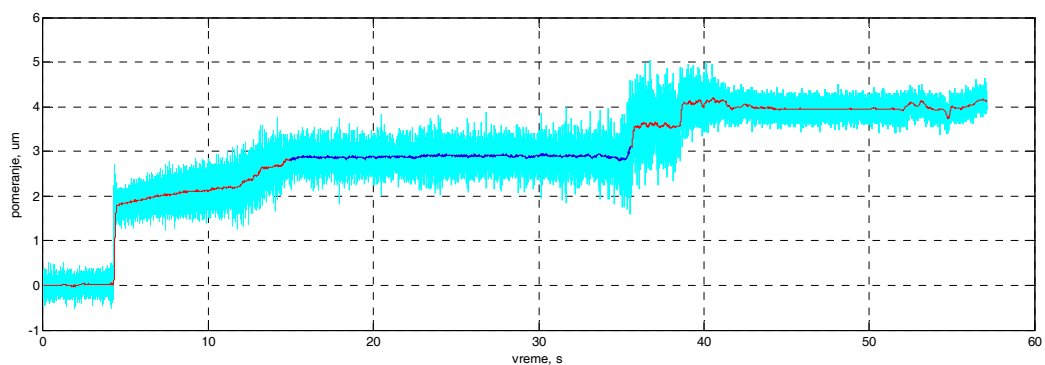
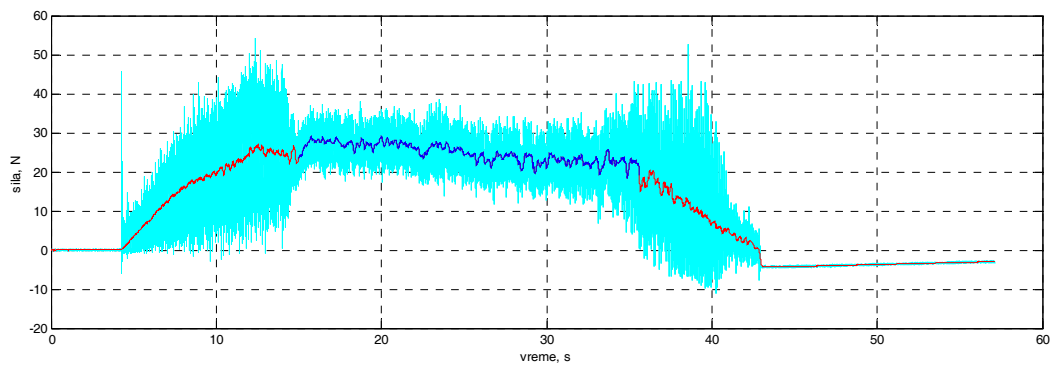
Slika 3.12.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina (redni broj merenja 12)



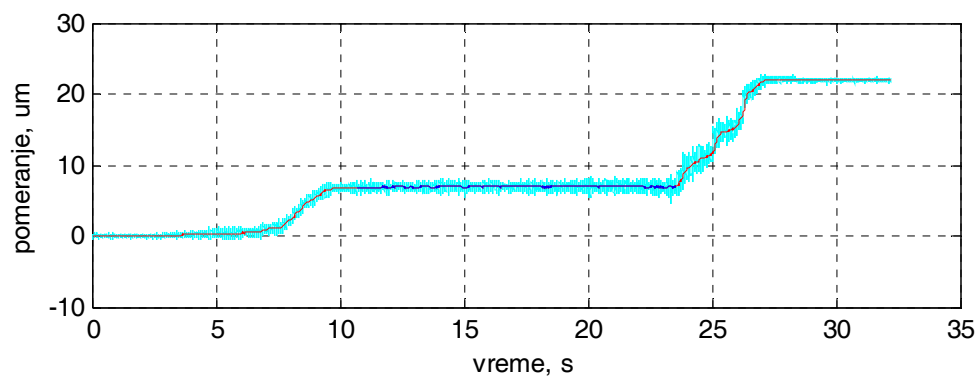
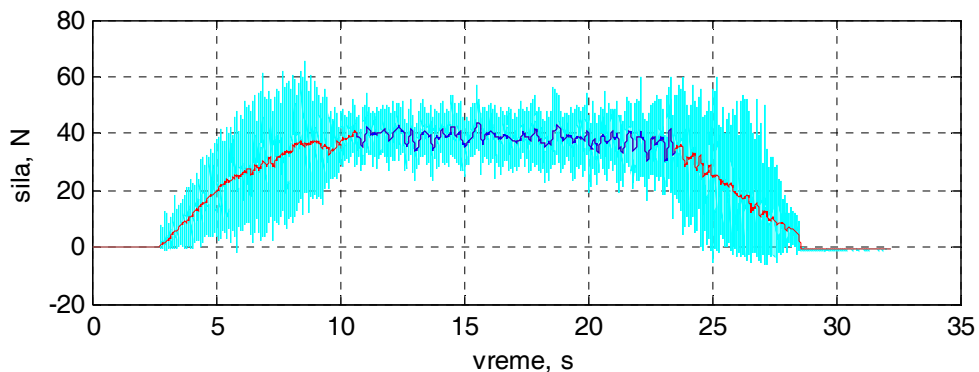
Slika 3.13.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina (redni broj merenja 13)



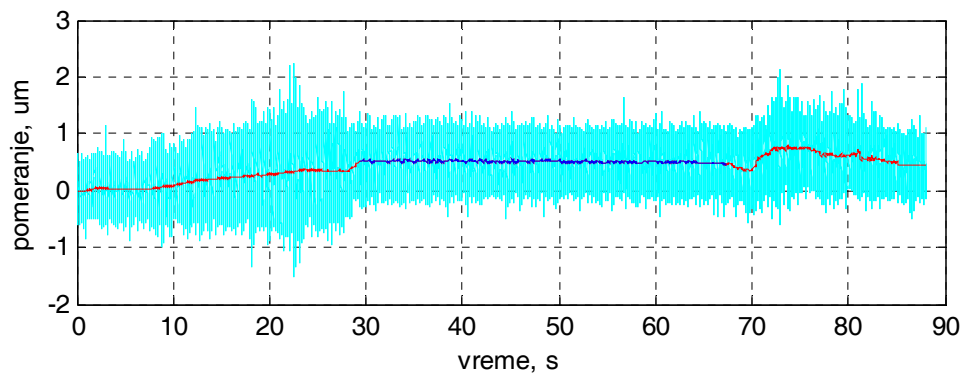
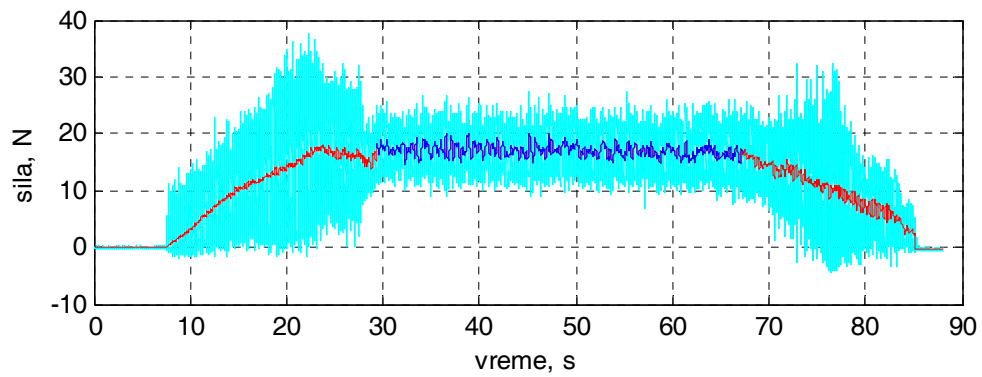
Slika 3.14.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina (redni broj merenja 14)



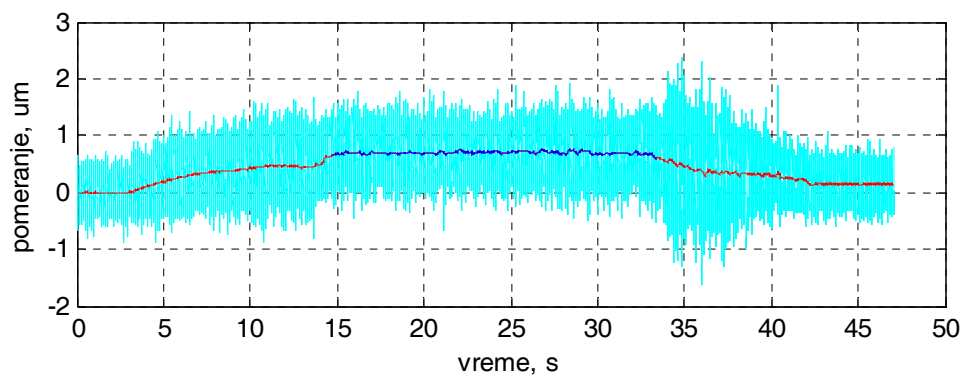
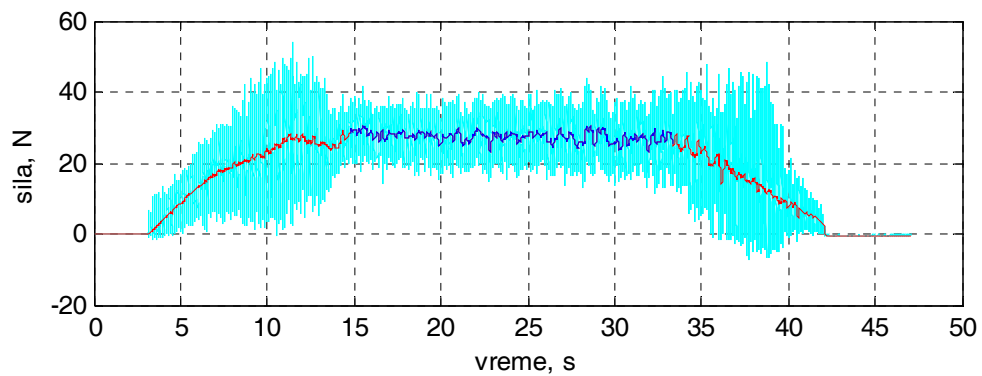
Slika 3.15.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina (redni broj merenja 15)



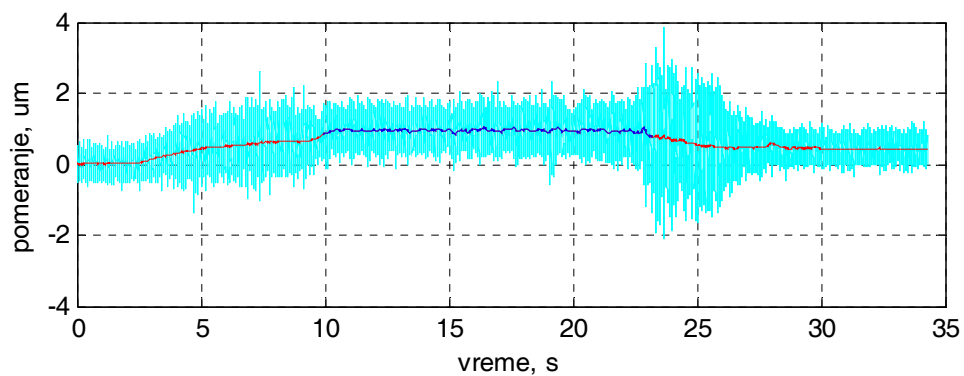
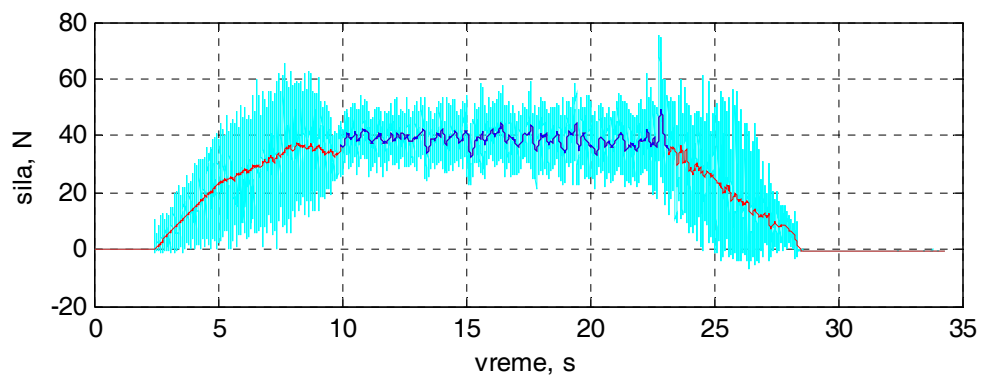
Slika 3.16.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa čelom u obliku kružnog klina (redni broj merenja 16)



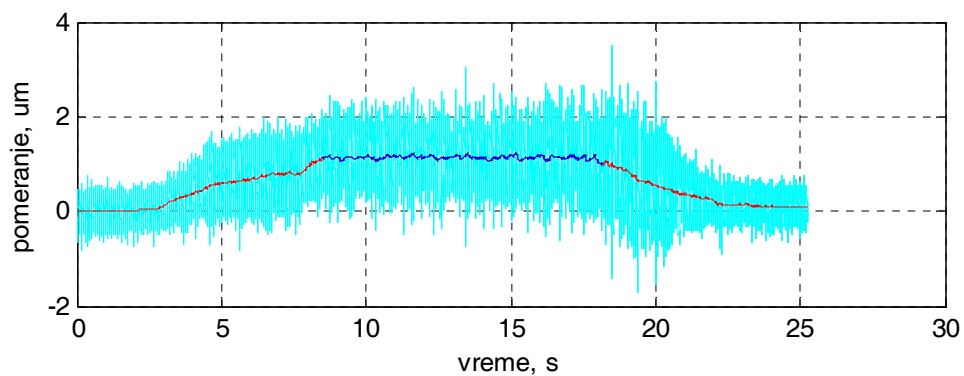
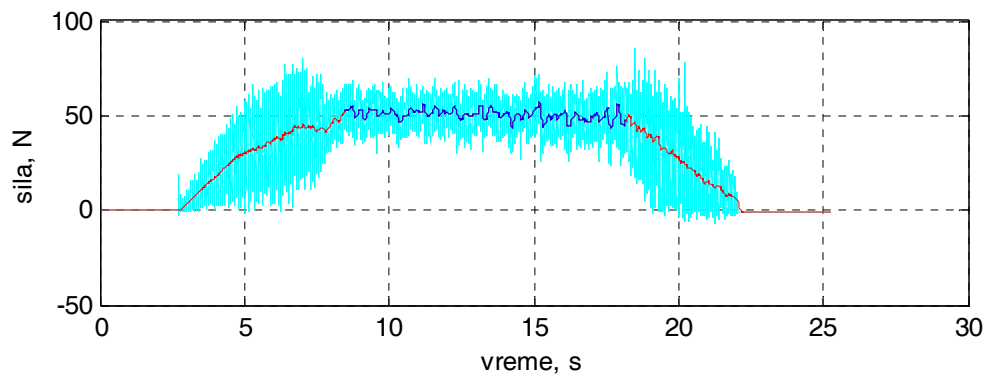
Slika 3.17.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa sferičnim čelom - $R = 60$ mm (redni broj merenja 1)



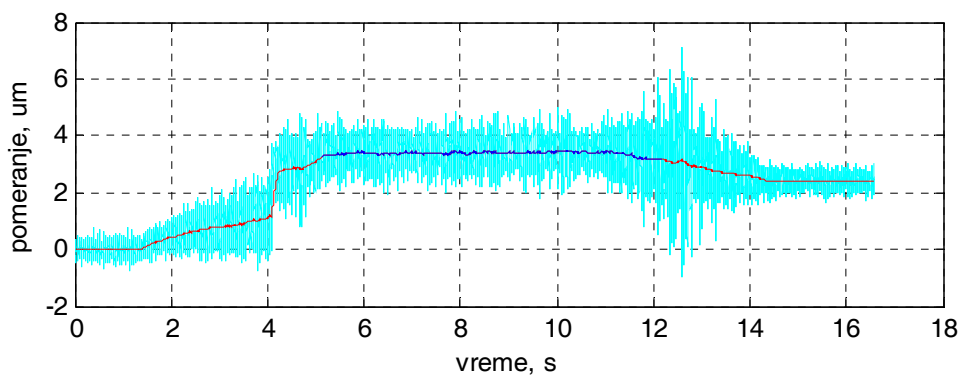
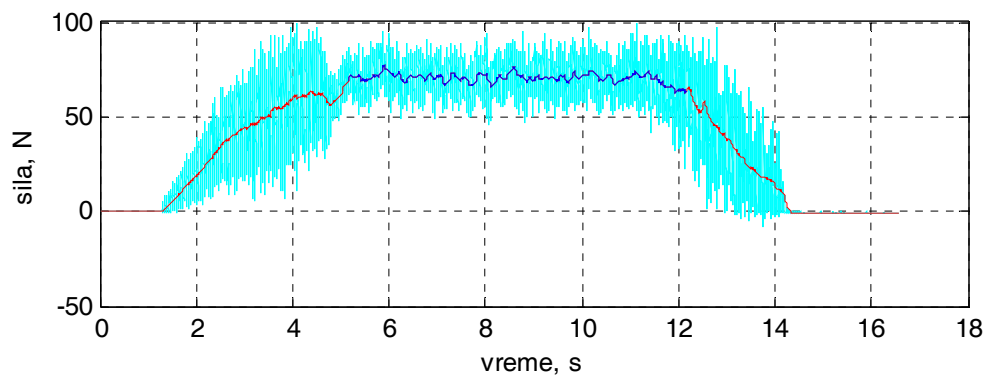
Slika 3.18.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa sferičnim čelom - $R = 60$ mm (redni broj merenja 2)



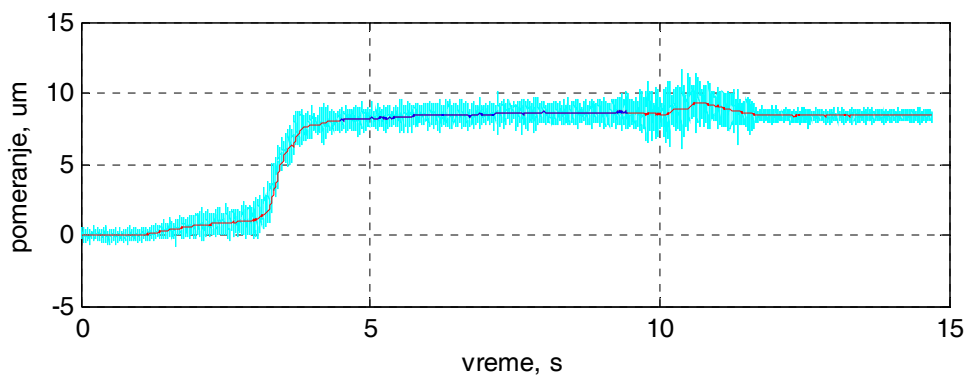
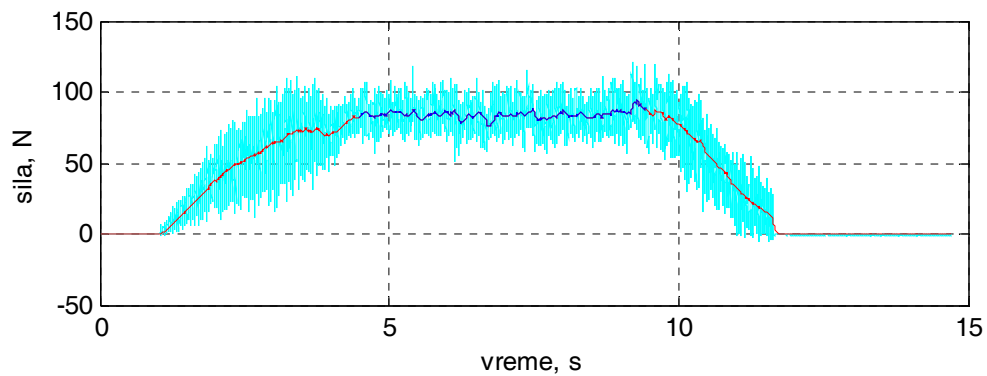
Slika 3.19.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa sferičnim čelom - $R = 60$ mm (redni broj merenja 3)



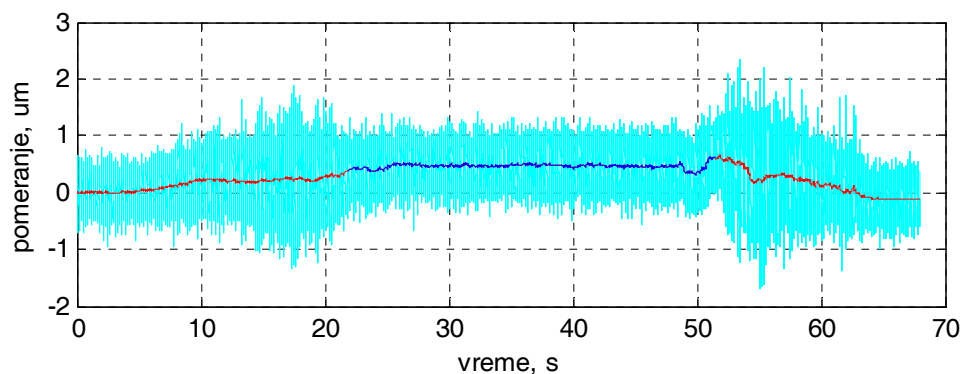
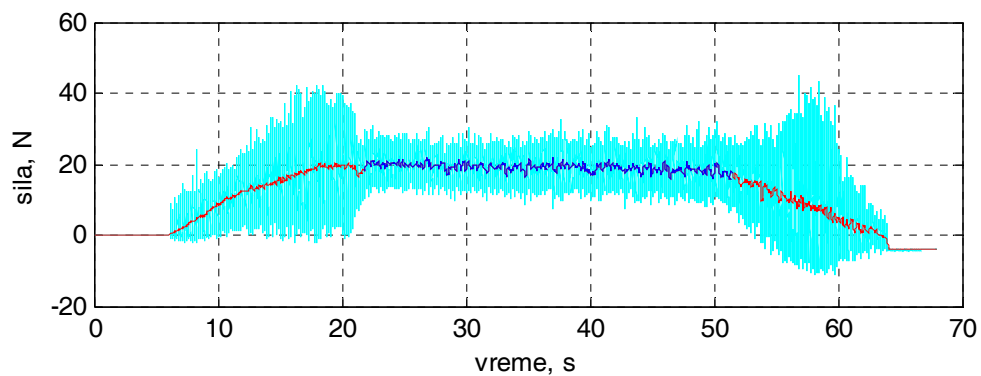
Slika 3.20.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa sferičnim čelom - $R = 60$ mm (redni broj merenja 4)



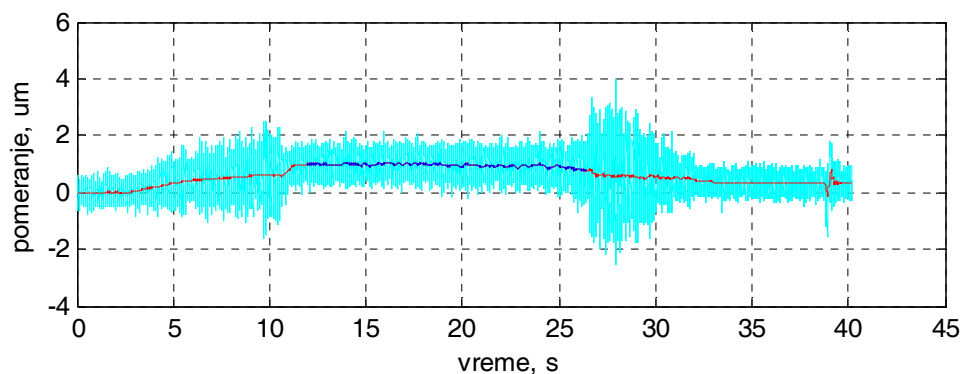
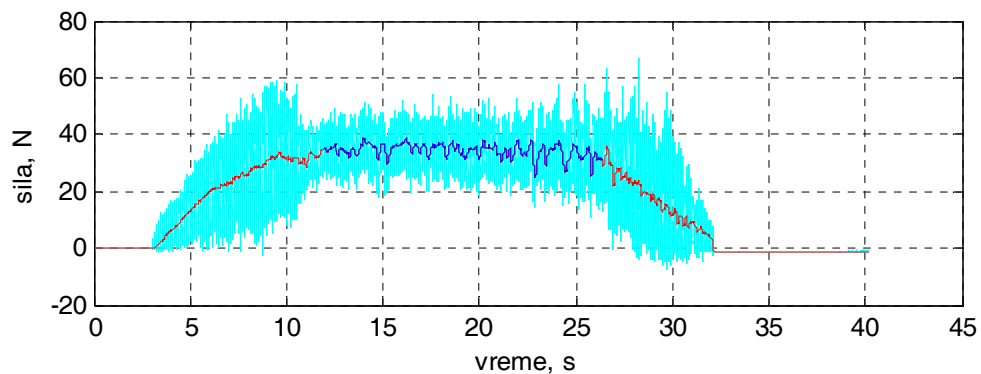
Slika 3.21.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa sferičnim čelom - $R = 60$ mm (redni broj merenja 5)



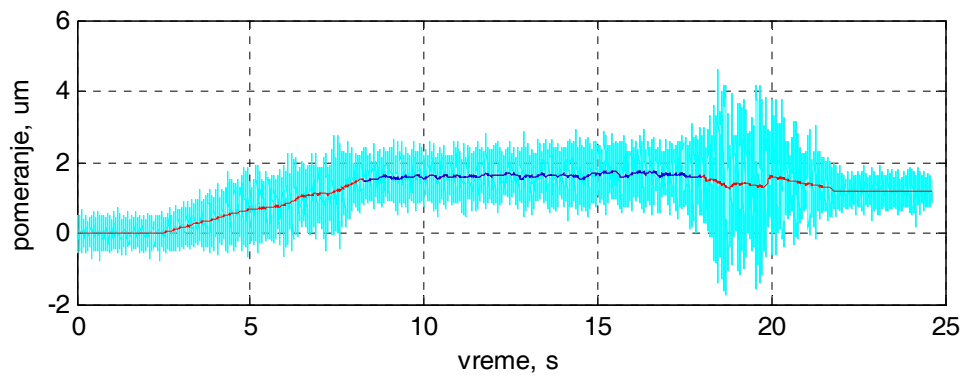
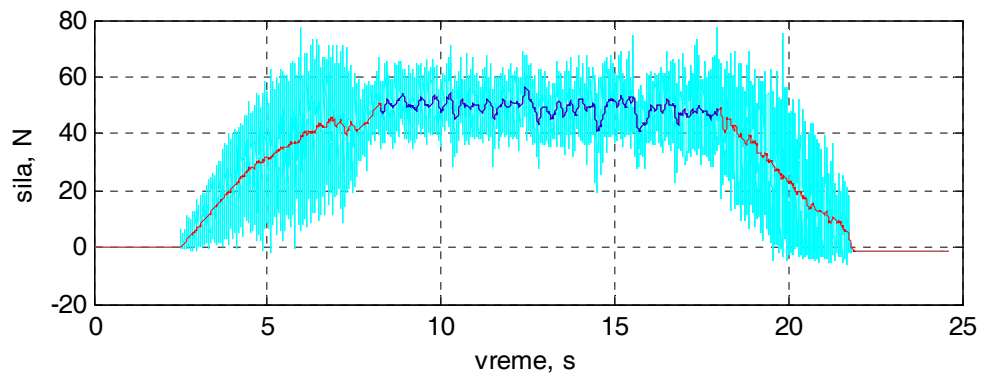
Slika 3.22.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa sferičnim čelom - $R = 60$ mm (redni broj merenja 6)



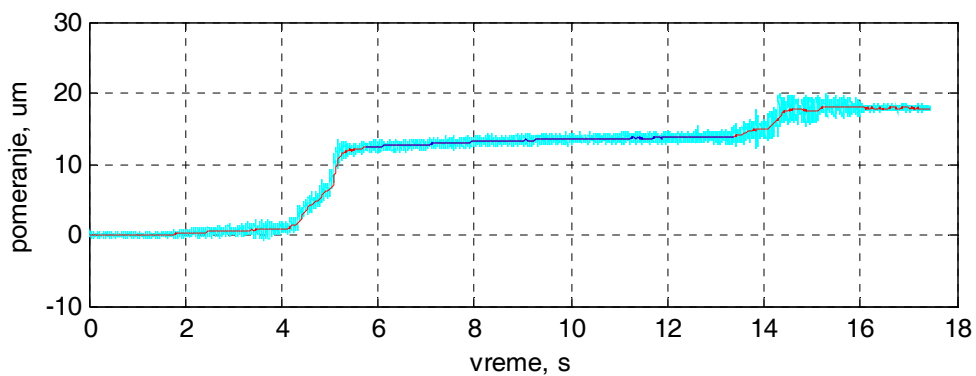
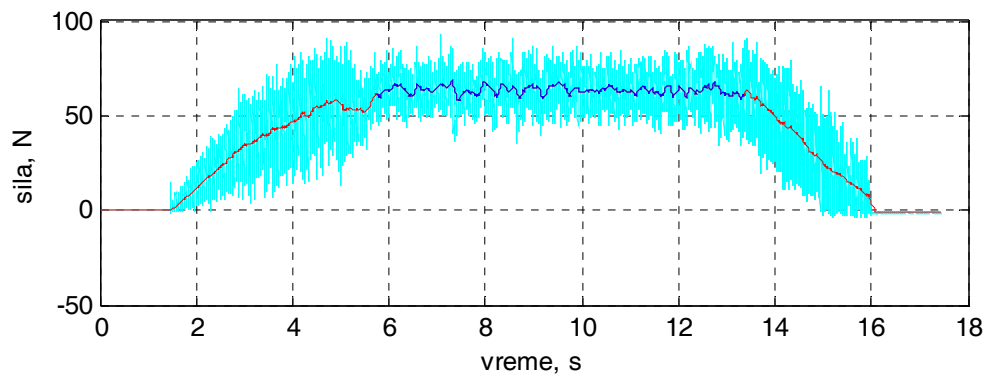
Slika 3.23.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa sferičnim čelom - $R = 60$ mm (redni broj merenja 7)



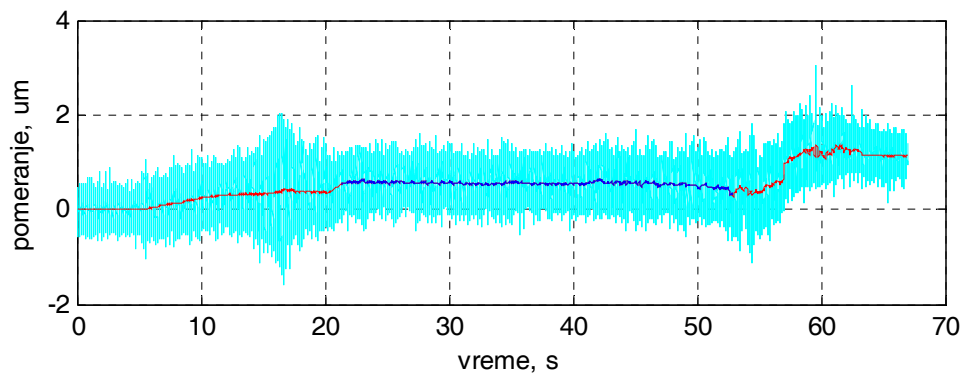
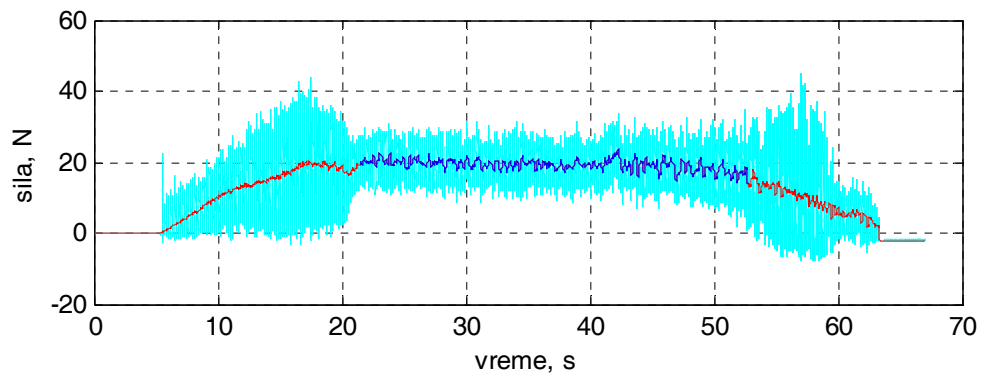
Slika 3.24.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa sferičnim čelom - $R = 60$ mm (redni broj merenja 8)



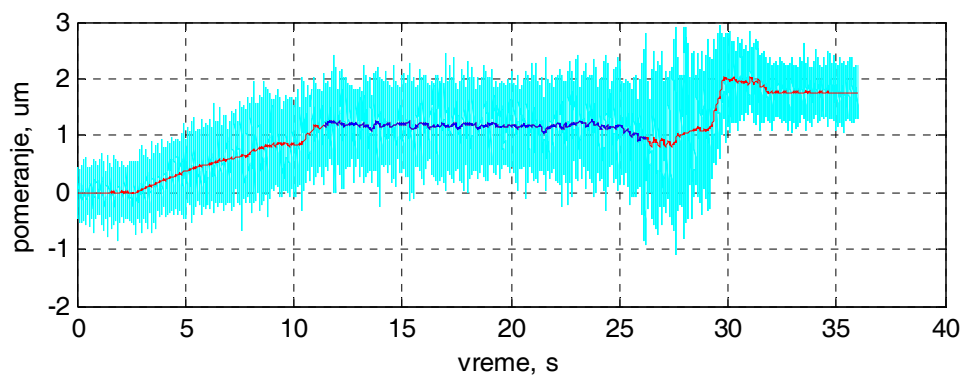
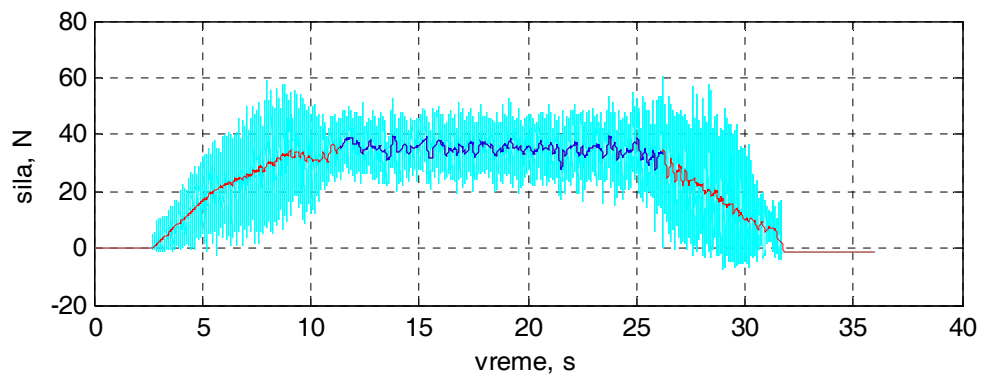
Slika 3.25.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa sferičnim čelom - $R = 60$ mm (redni broj merenja 9)



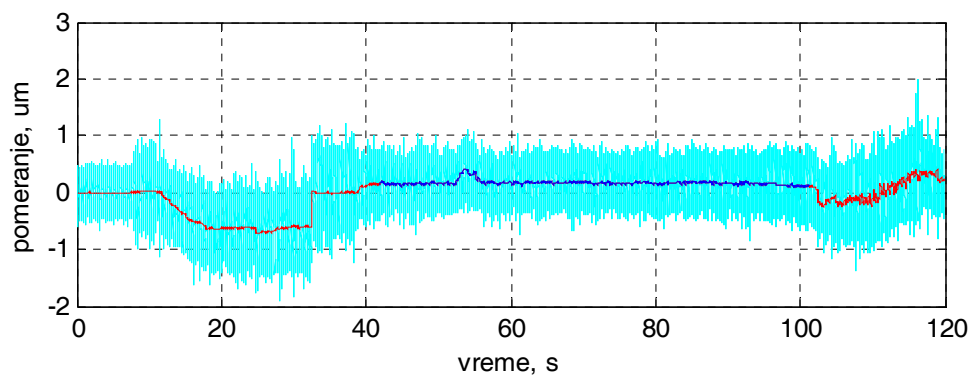
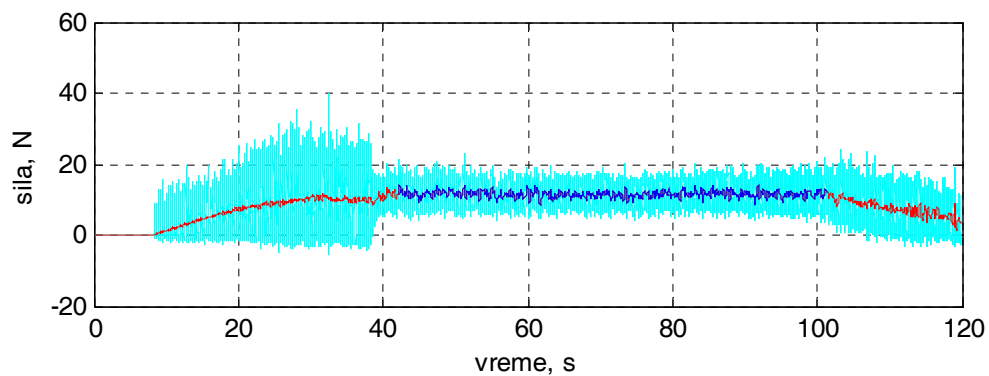
Slika 3.26.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa sferičnim čelom - $R = 60$ mm (redni broj merenja 10)



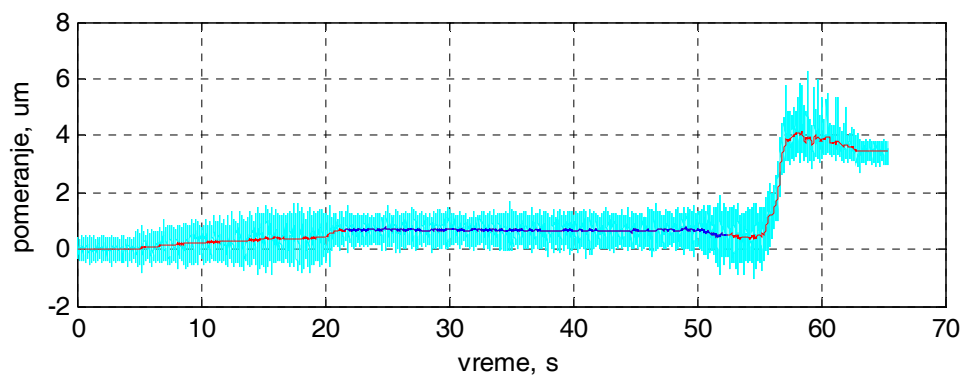
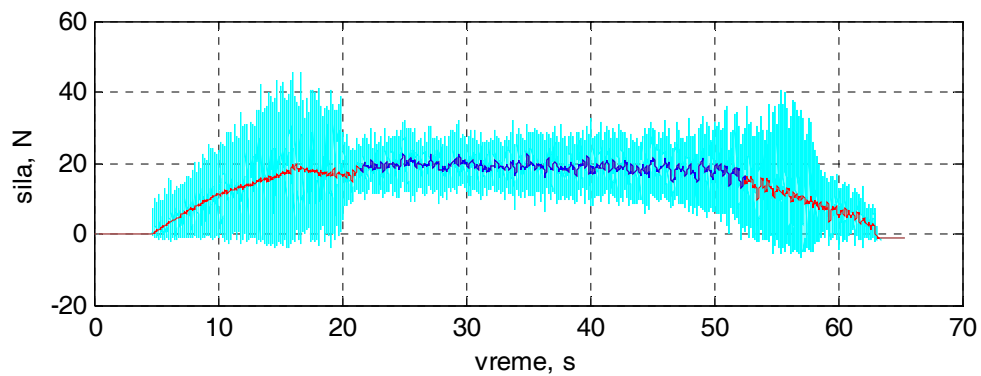
Slika 3.27.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa sferičnim čelom - $R = 60$ mm (redni broj merenja 11)



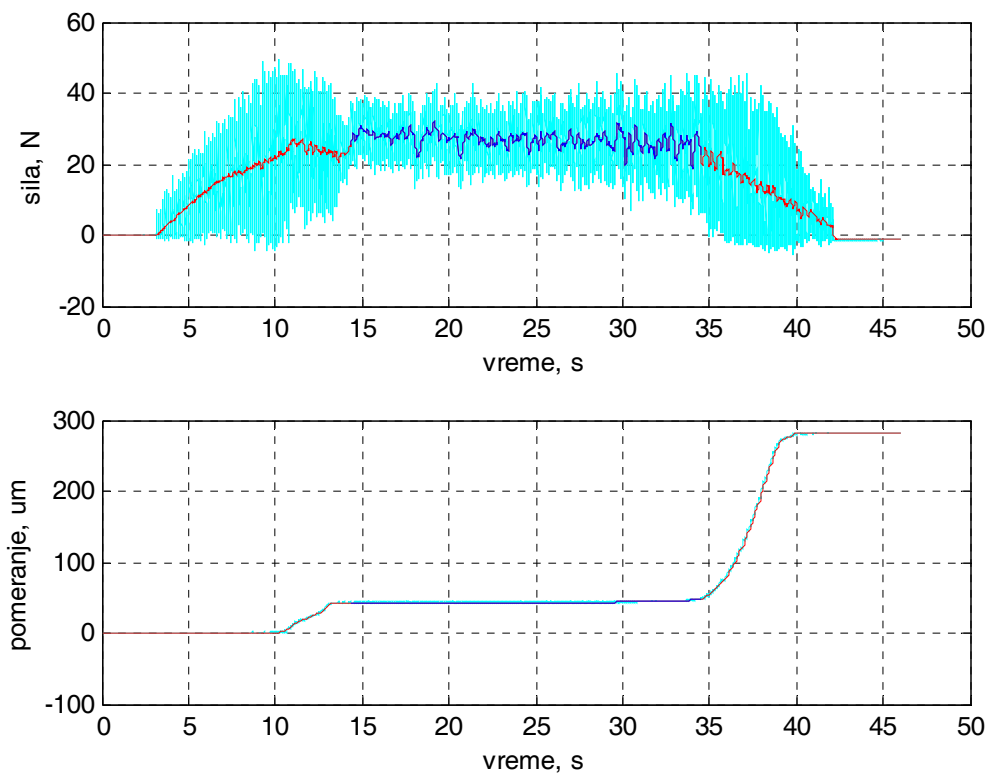
Slika 3.28.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa sferičnim čelom - $R = 60$ mm (redni broj merenja 12)



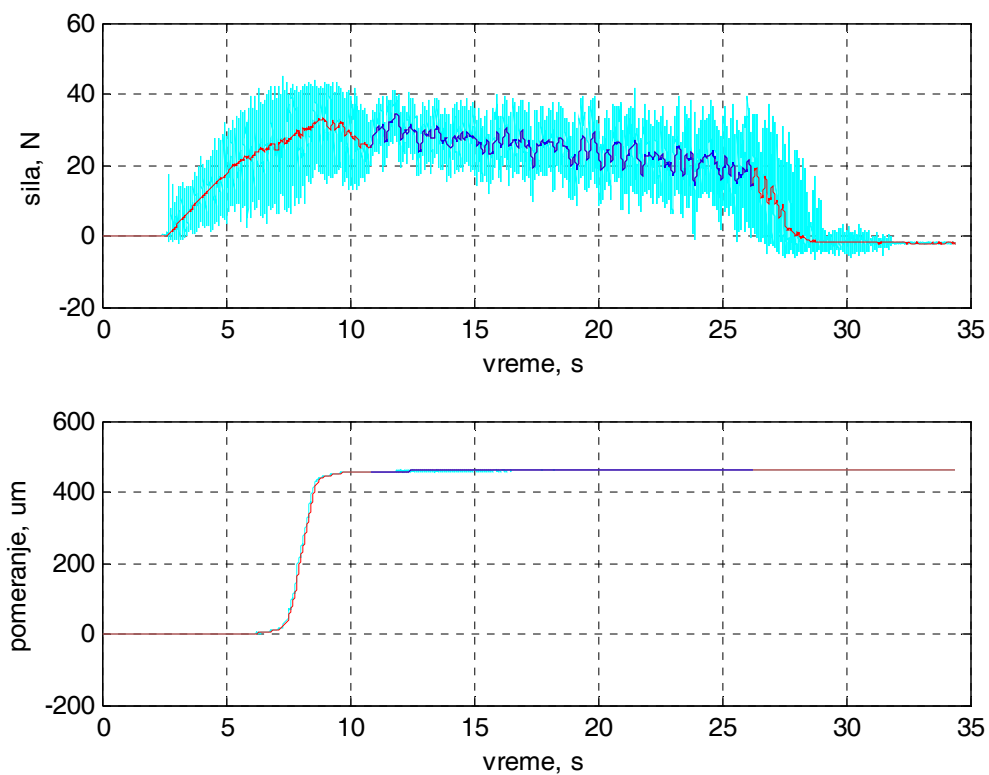
Slika 3.29.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa sferičnim čelom - $R = 60$ mm (redni broj merenja 13)



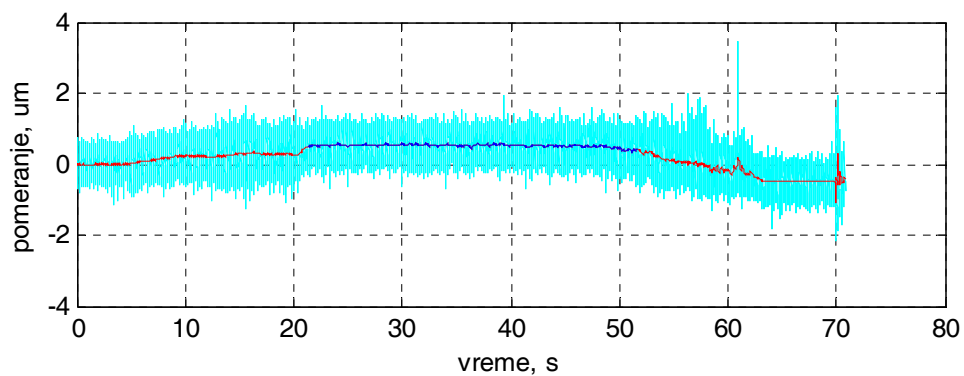
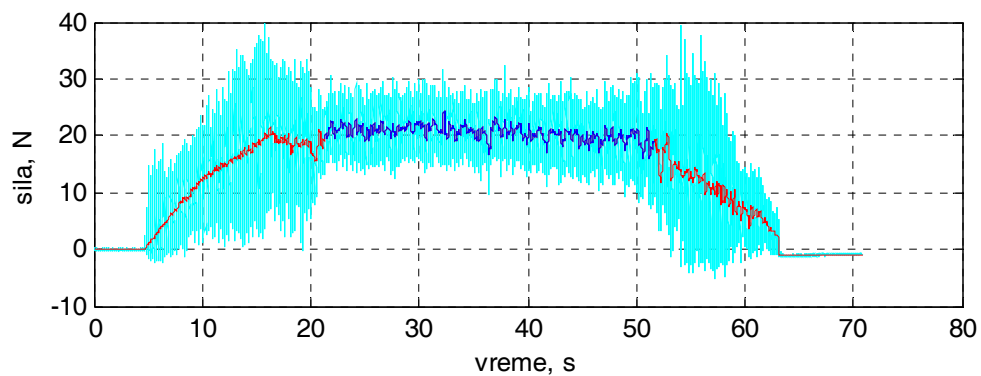
Slika 3.30.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa sferičnim čelom - $R = 60$ mm (redni broj merenja 14)



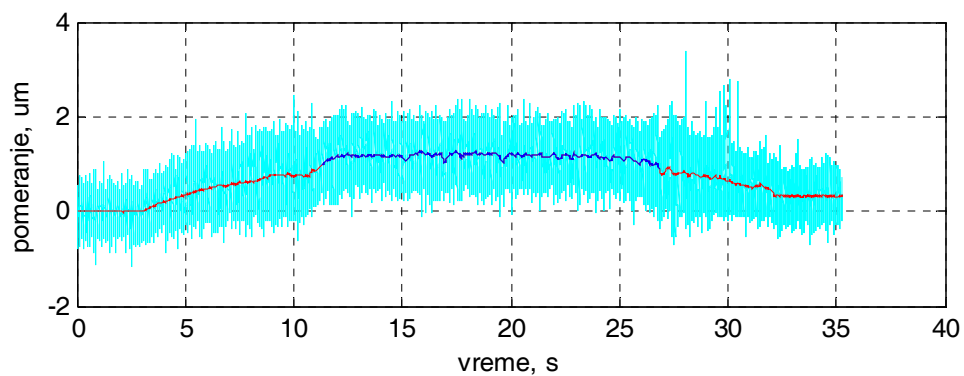
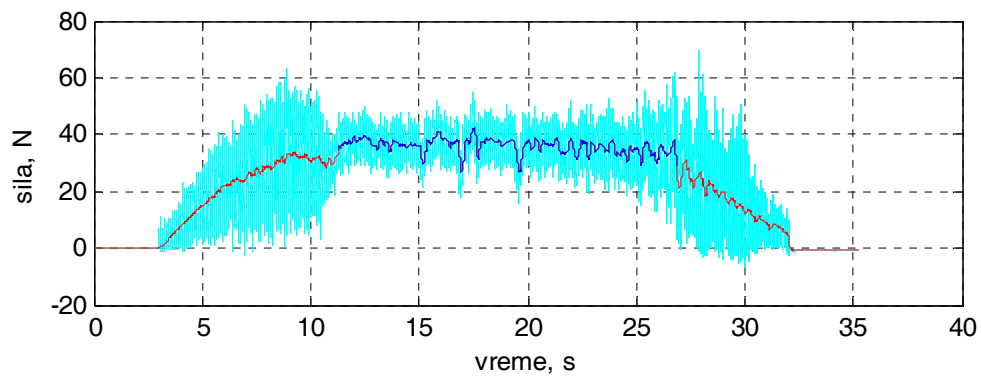
Slika 3.31.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa sferičnim čelom - $R = 60$ mm (redni broj merenja 15)



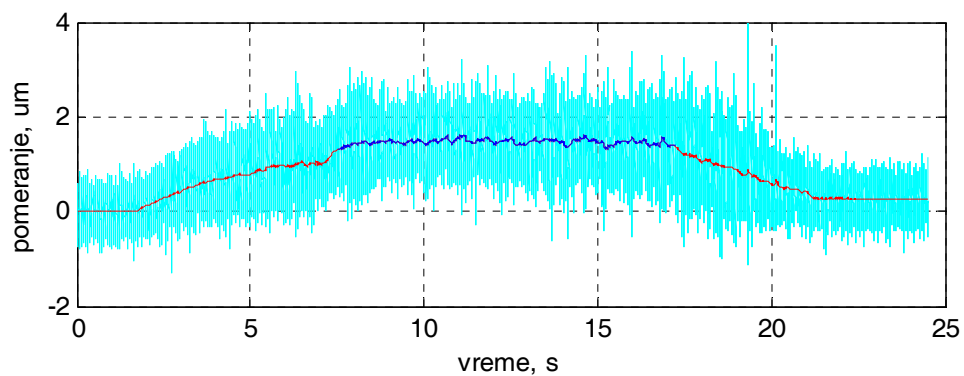
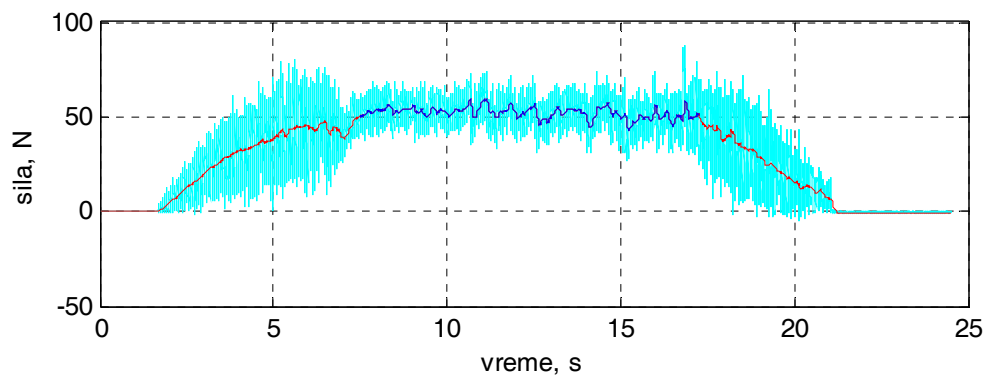
Slika 3.32.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa sferičnim čelom - $R = 60$ mm (redni broj merenja 16)



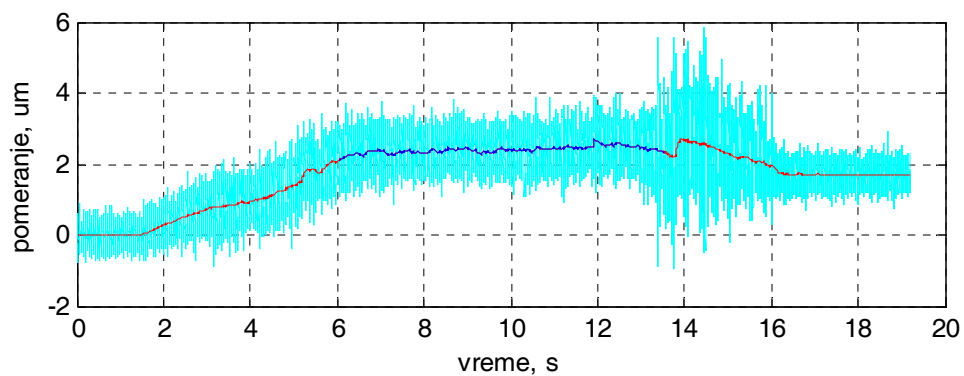
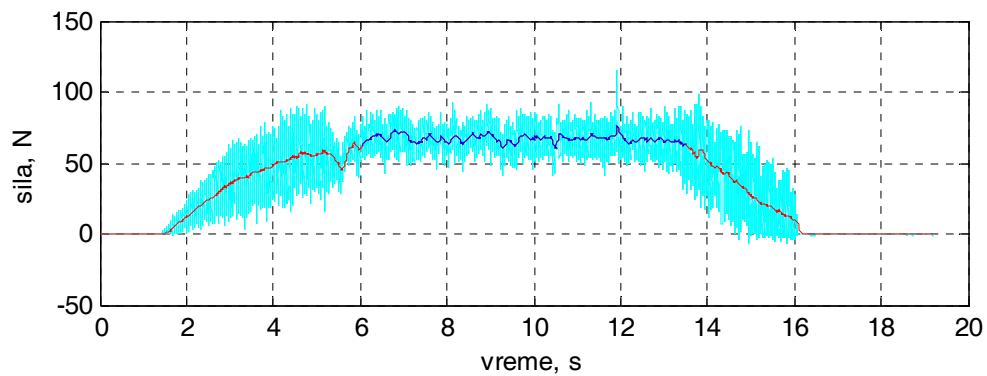
Slika 3.33.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa sferičnim čelom - $R = 10$ mm (redni broj merenja 1)



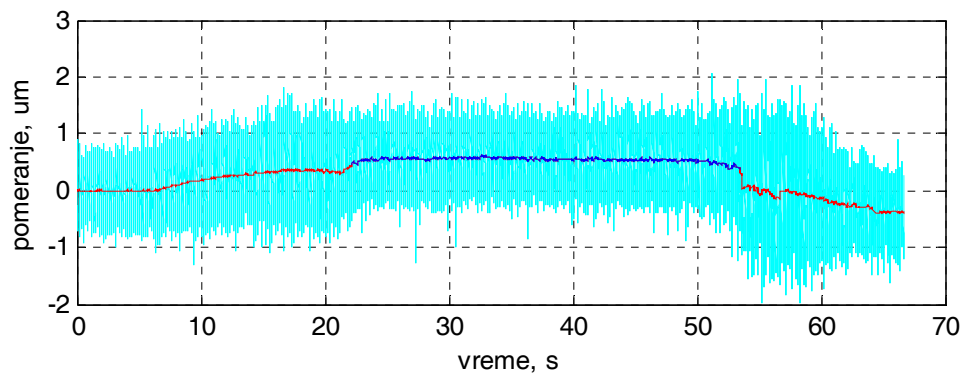
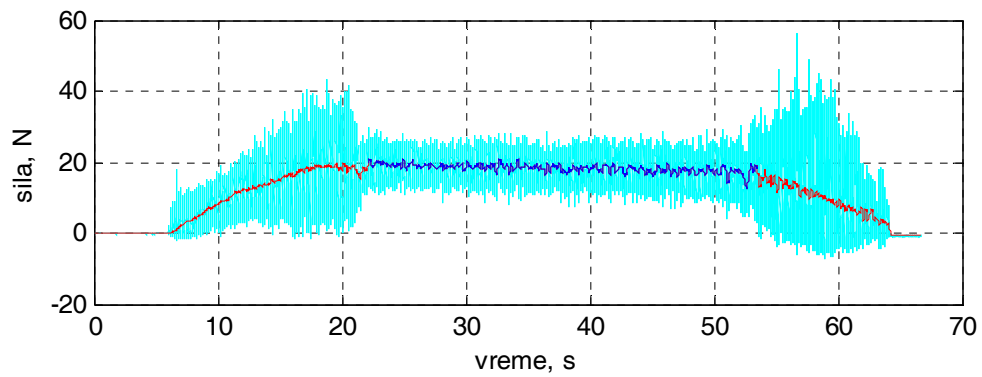
Slika 3.34.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa sferičnim čelom - $R = 10$ mm (redni broj merenja 2)



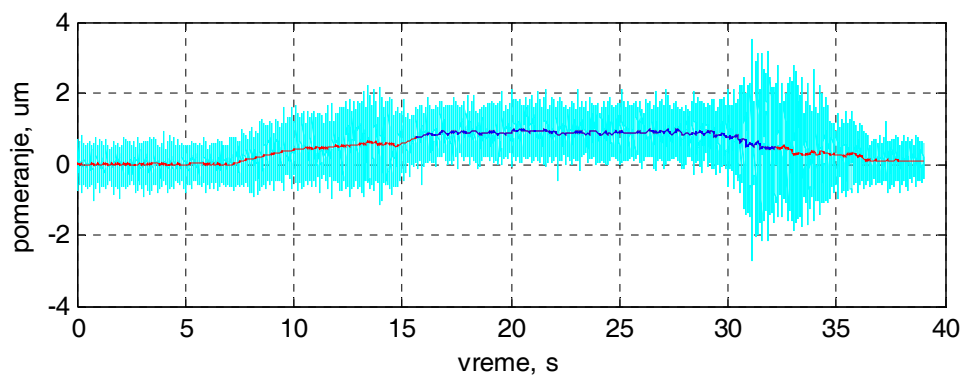
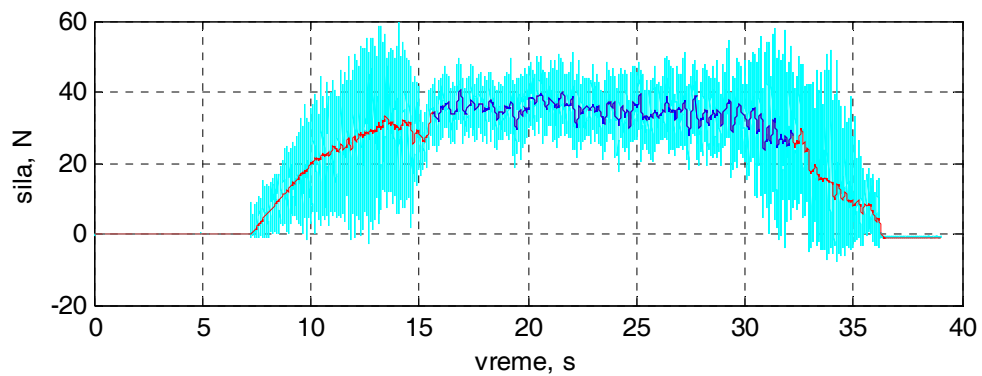
Slika 3.35.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa sferičnim čelom - $R = 10$ mm (redni broj merenja 3)



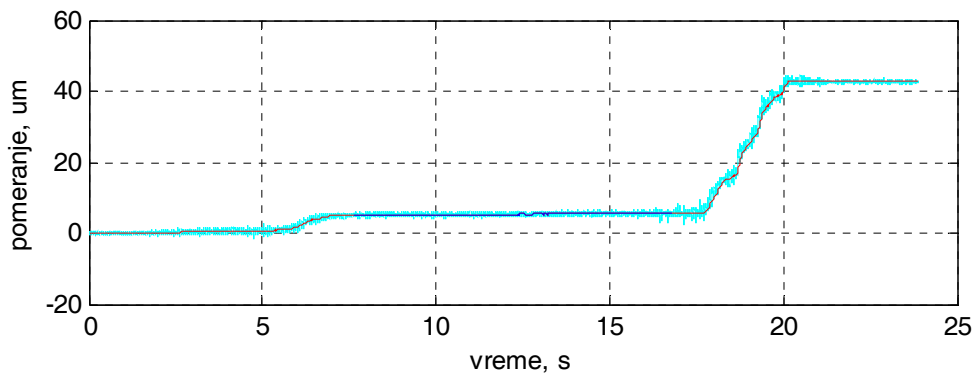
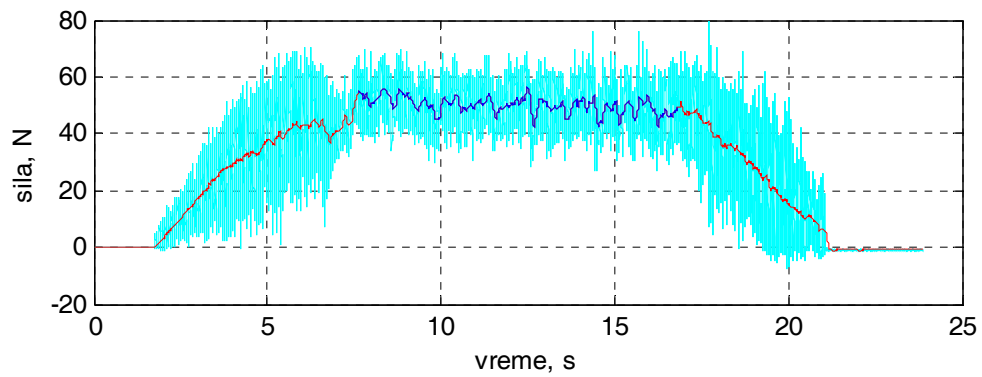
Slika 3.36.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa sferičnim čelom - $R = 10$ mm (redni broj merenja 4)



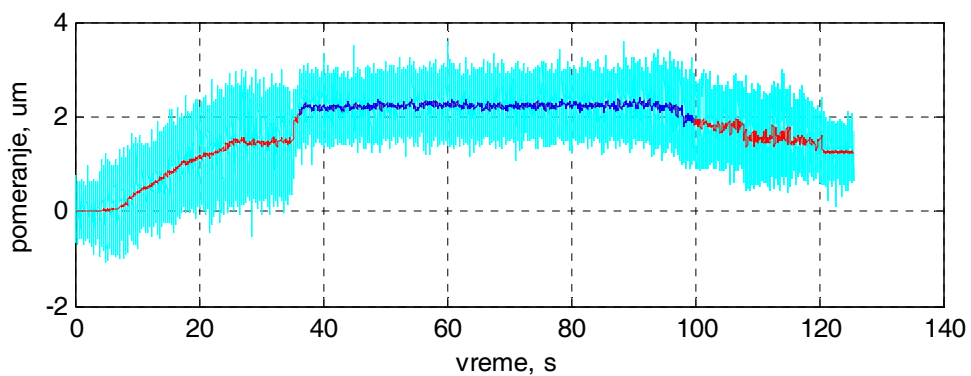
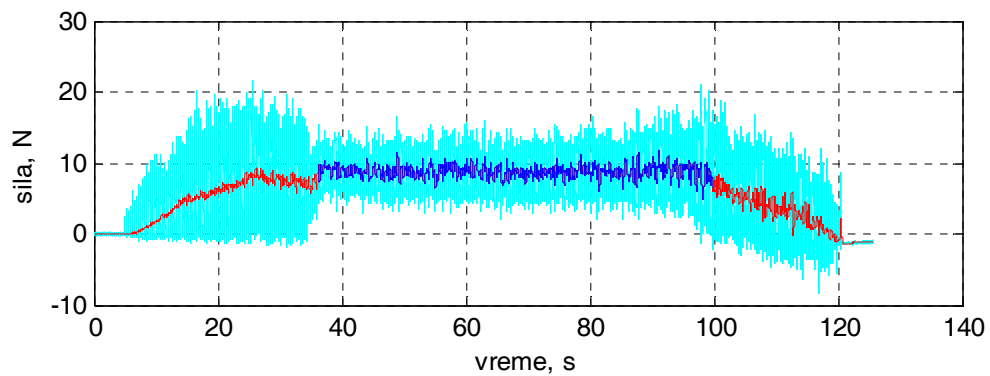
Slika 3.37.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa sferičnim čelom - $R = 10$ mm (redni broj merenja 5)



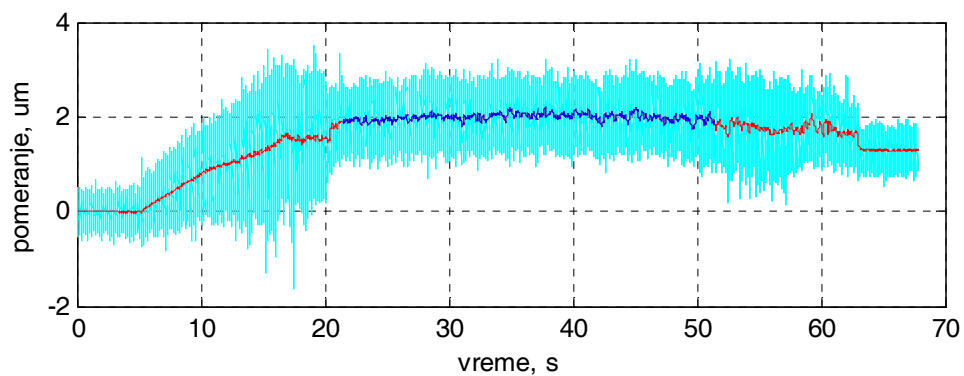
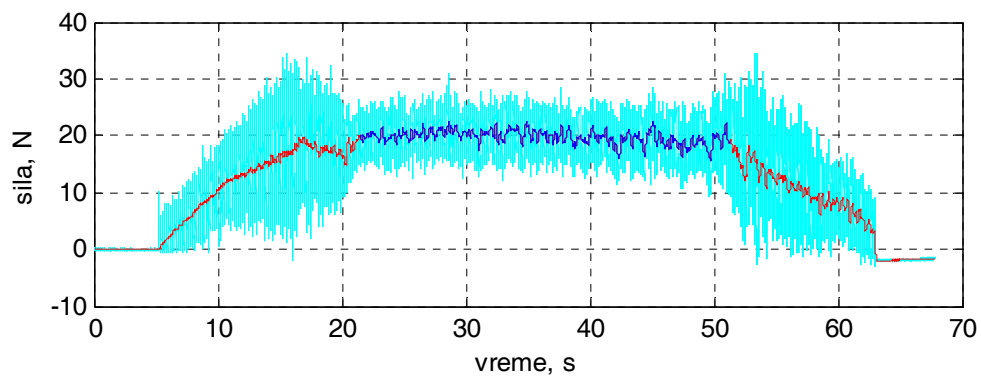
Slika 3.38.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa sferičnim čelom - $R = 10$ mm (redni broj merenja 6)



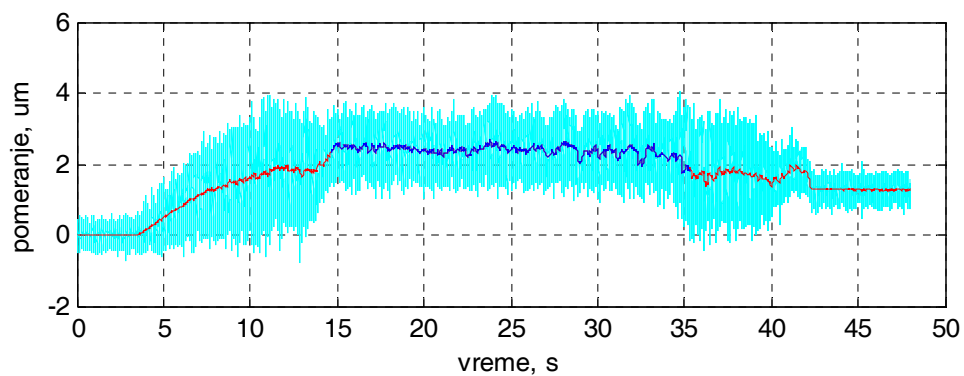
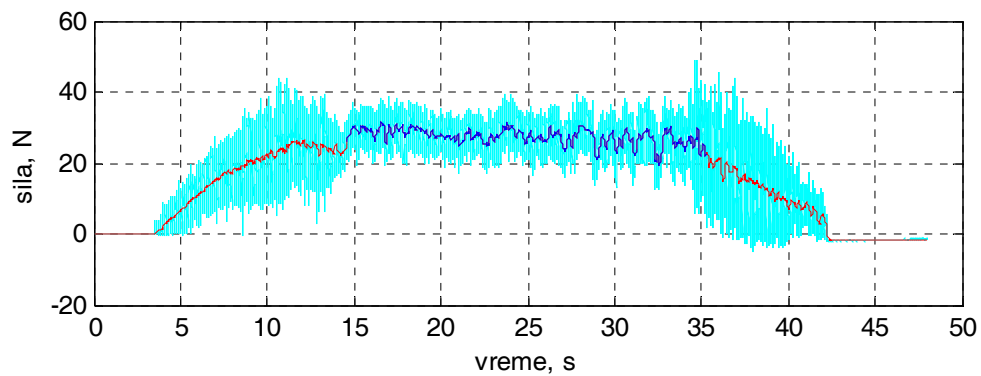
Slika 3.39.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa sferičnim čelom - $R = 10$ mm (redni broj merenja 7)



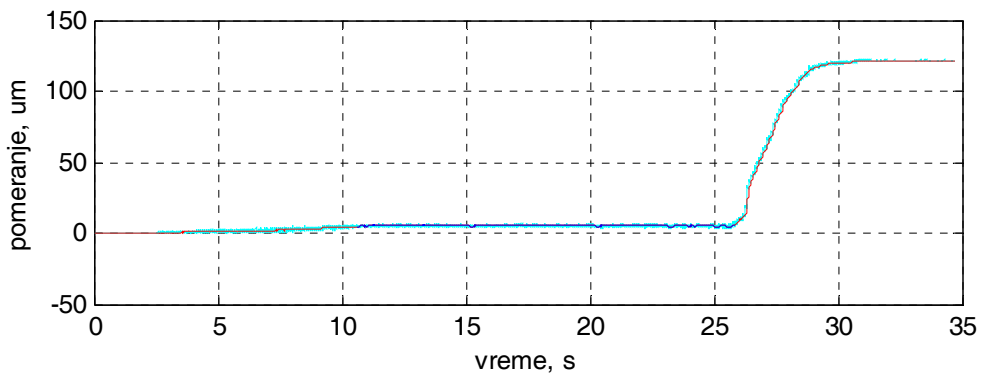
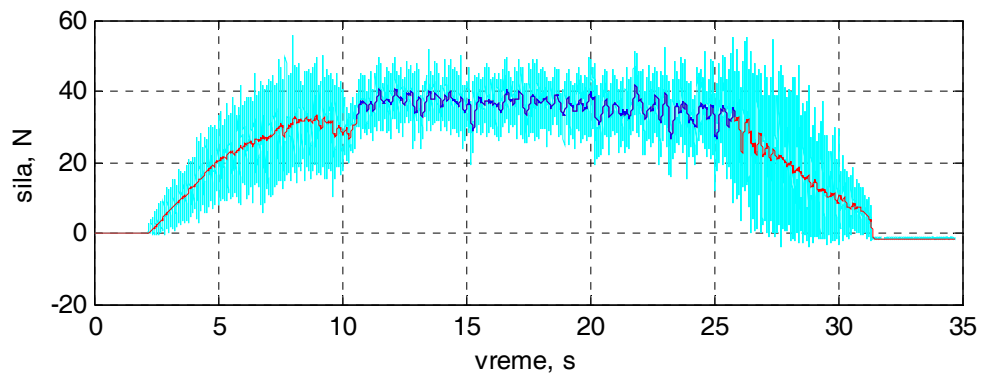
Slika 3.40.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa sferičnim čelom - $R = 10$ mm (redni broj merenja 8)



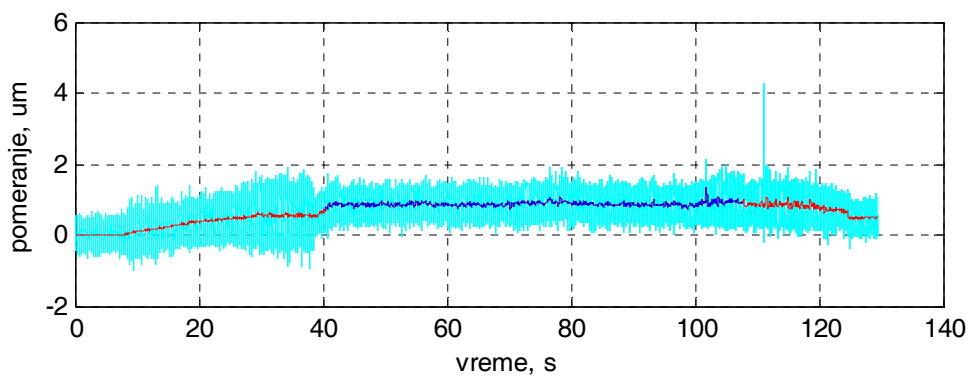
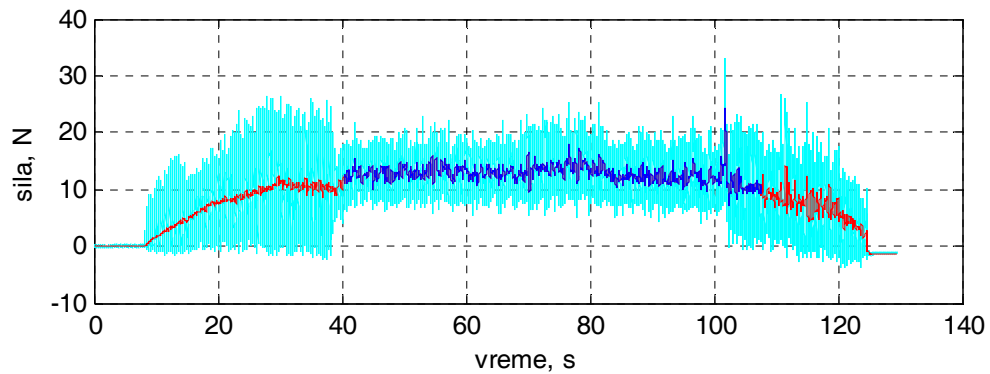
Slika 3.41.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa sferičnim čelom - $R = 10$ mm (redni broj merenja 9)



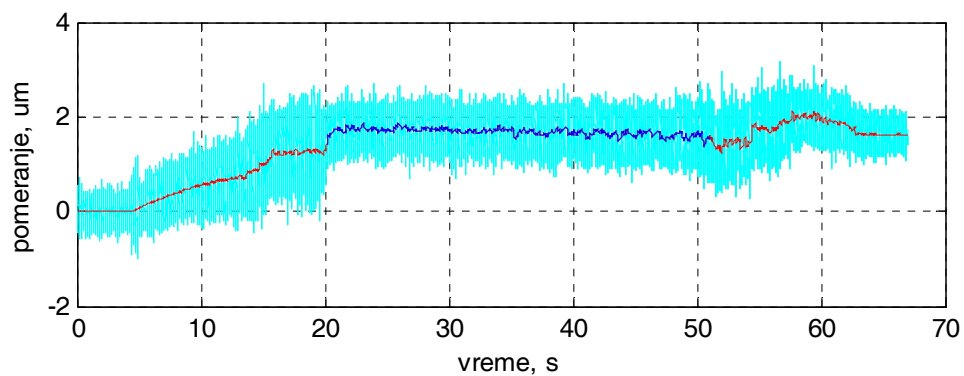
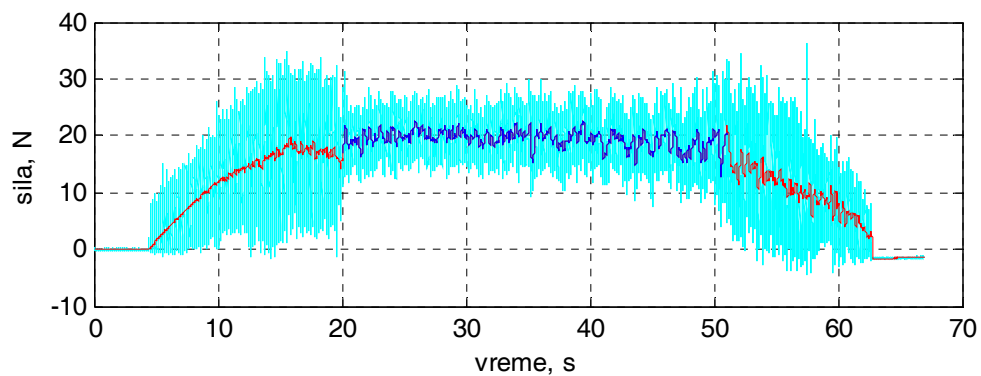
Slika 3.42.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa sferičnim čelom - $R = 10$ mm (redni broj merenja 10)



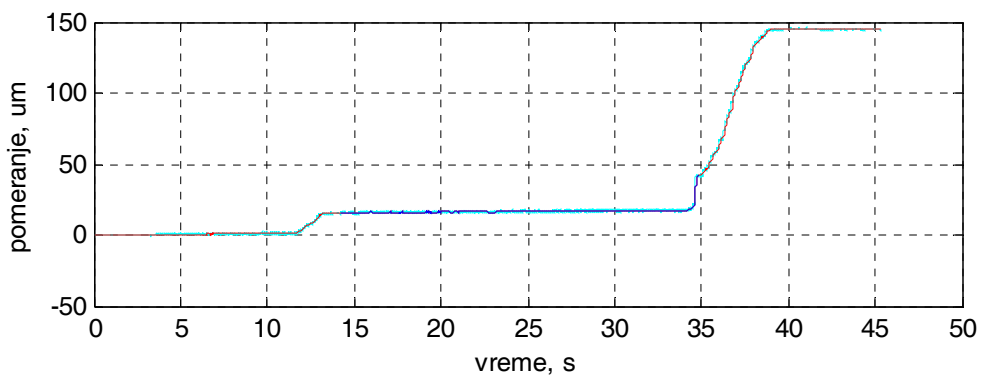
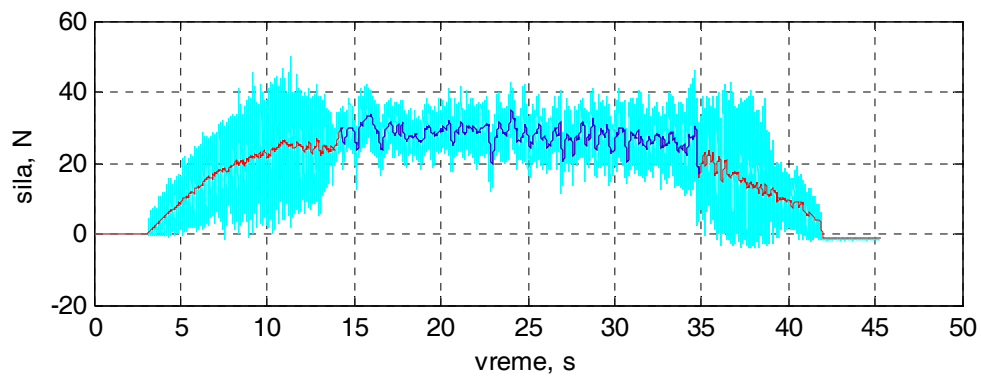
Slika 3.43.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa sferičnim čelom - $R = 10$ mm (redni broj merenja 11)



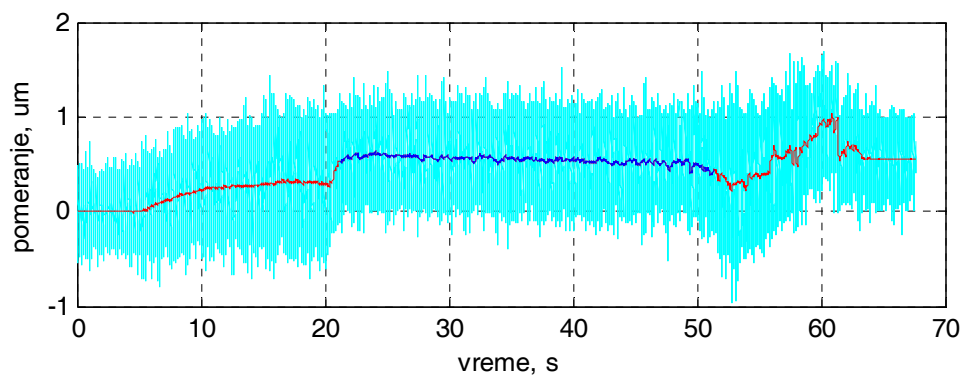
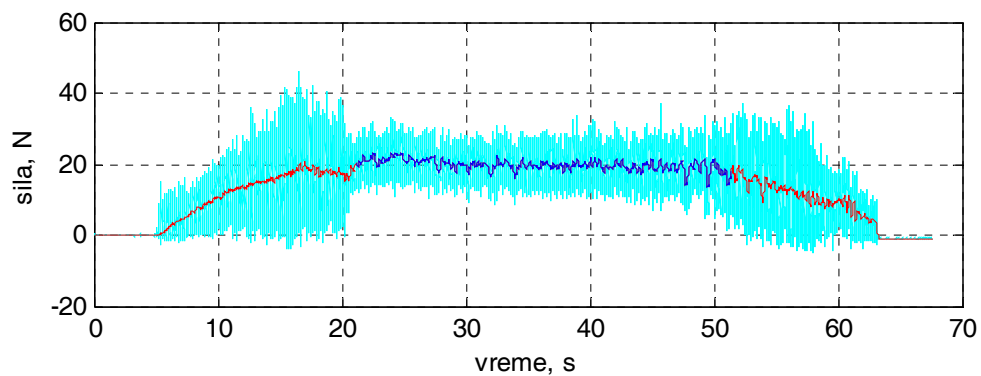
Slika 3.44.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa sferičnim čelom - $R = 10$ mm (redni broj merenja 12)



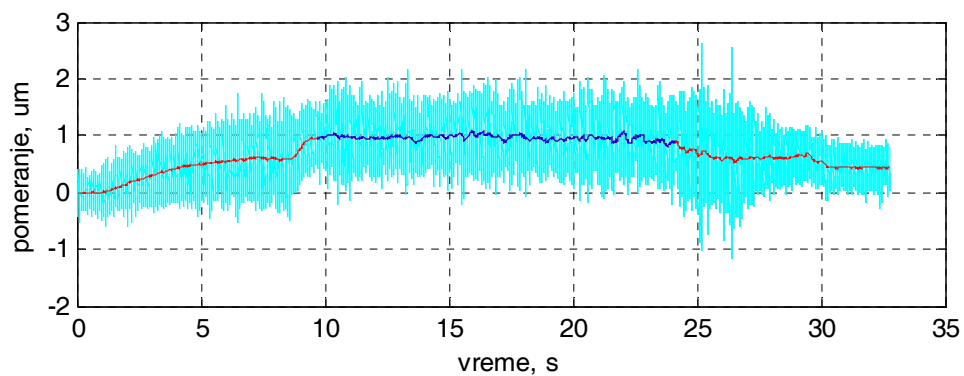
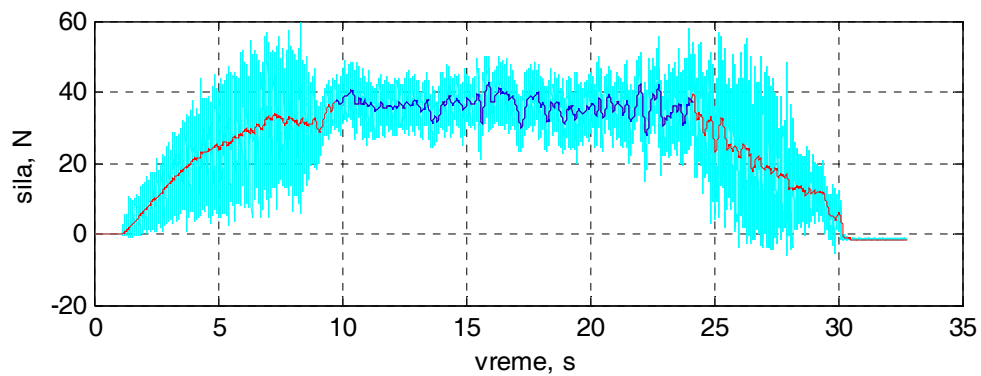
Slika 3.45.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa sferičnim čelom - $R = 10$ mm (redni broj merenja 13)



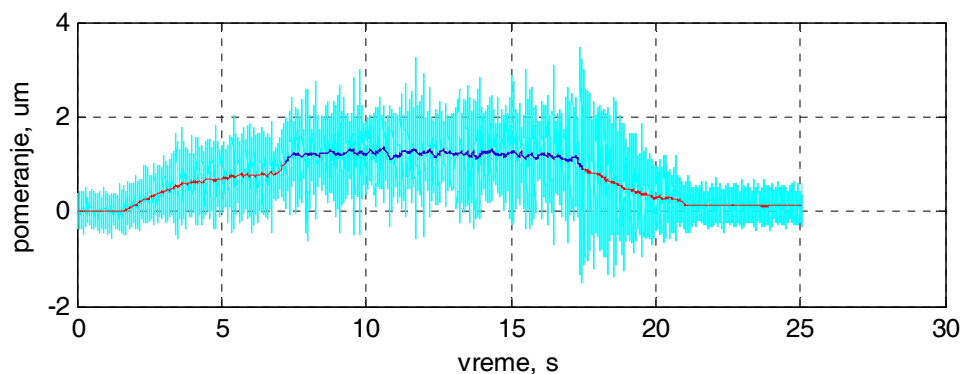
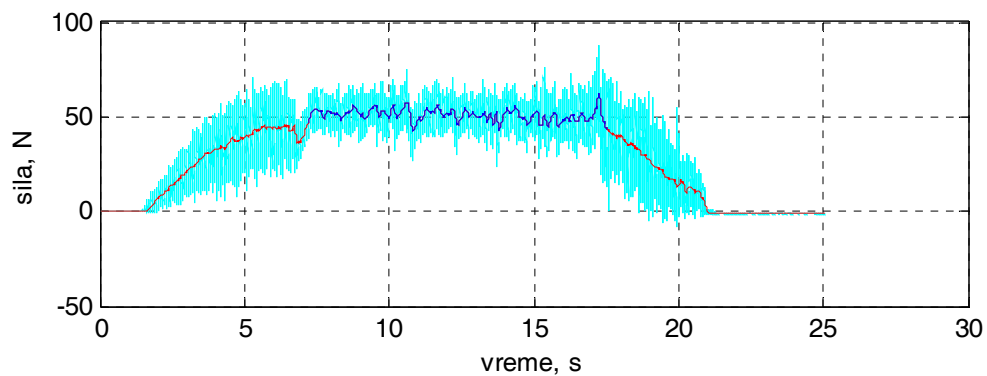
Slika 3.46.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa sferičnim čelom - $R = 10$ mm (redni broj merenja 14)



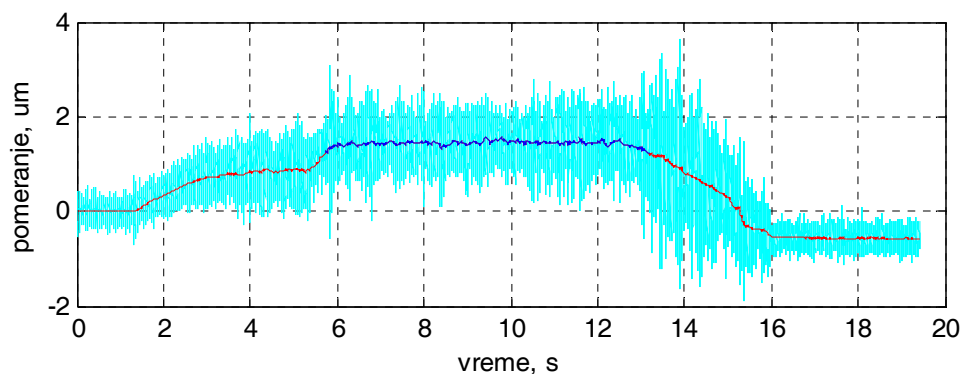
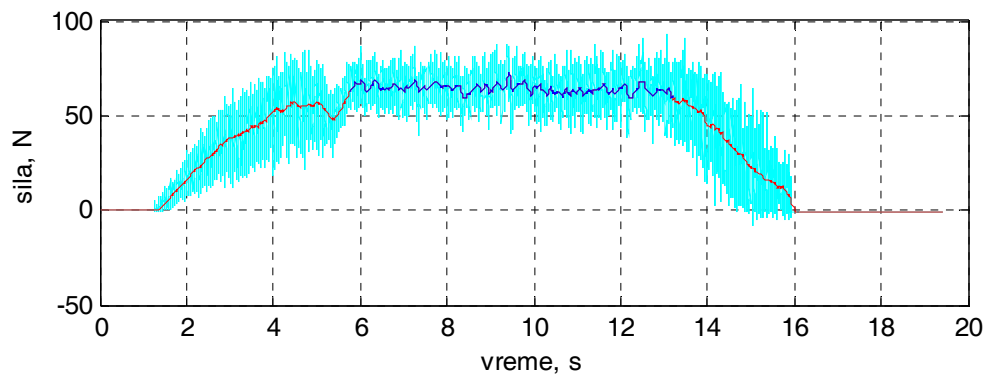
Slika 3.47.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa sferičnim čelom - $R = 30$ mm (redni broj merenja 1)



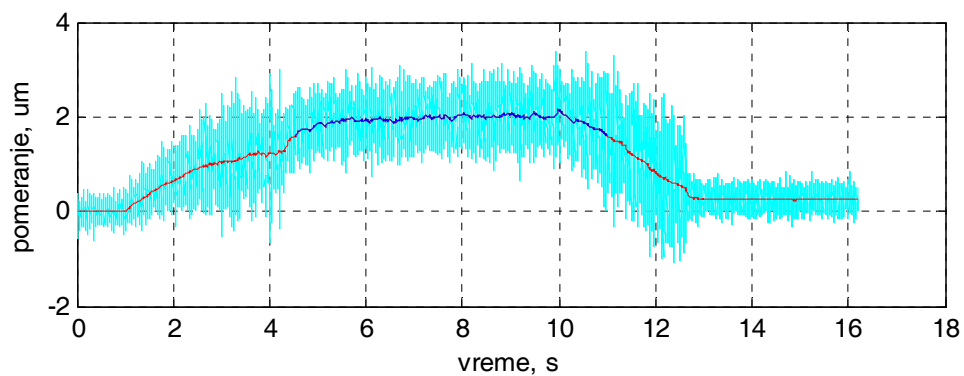
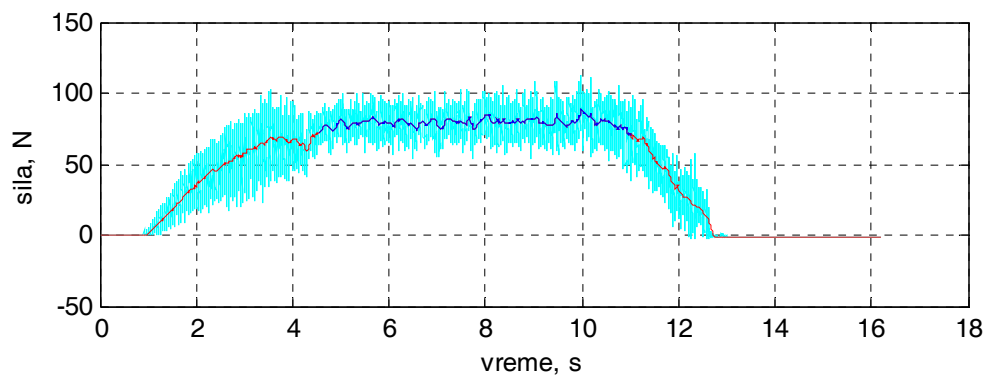
Slika 3.48.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa sferičnim čelom - $R = 30$ mm (redni broj merenja 2)



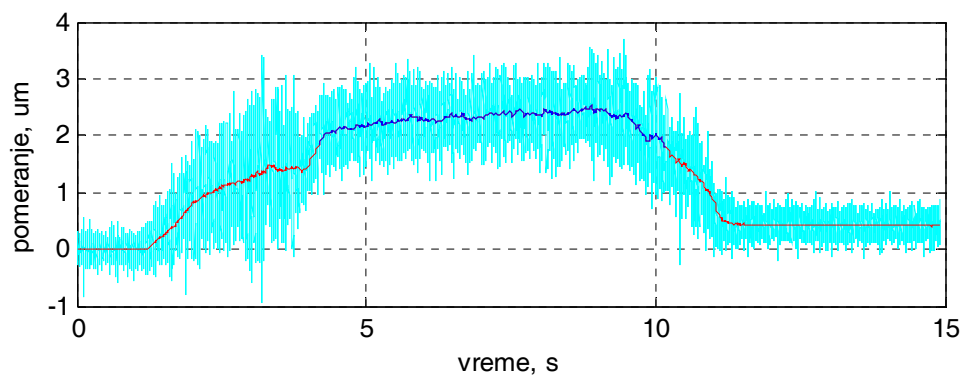
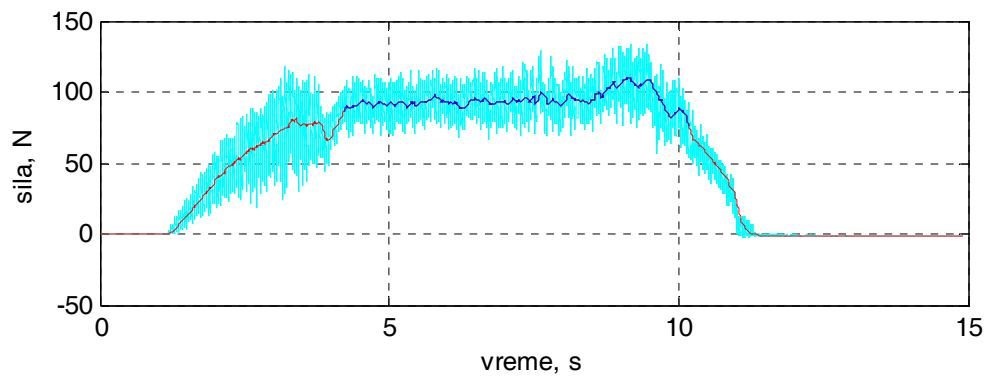
Slika 3.49.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa sferičnim čelom - $R = 30$ mm (redni broj merenja 3)



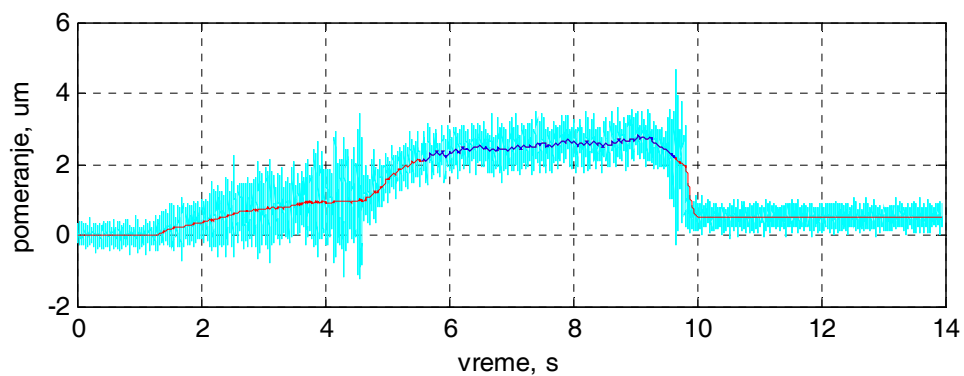
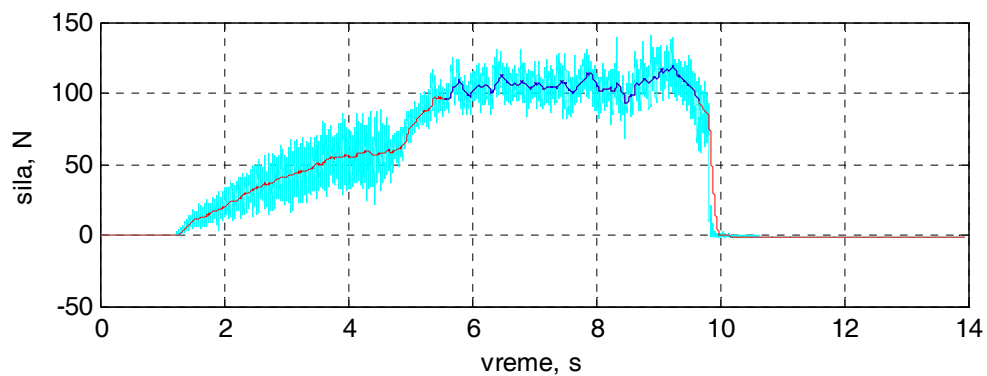
Slika 3.50.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa sferičnim čelom - $R = 30$ mm (redni broj merenja 4)



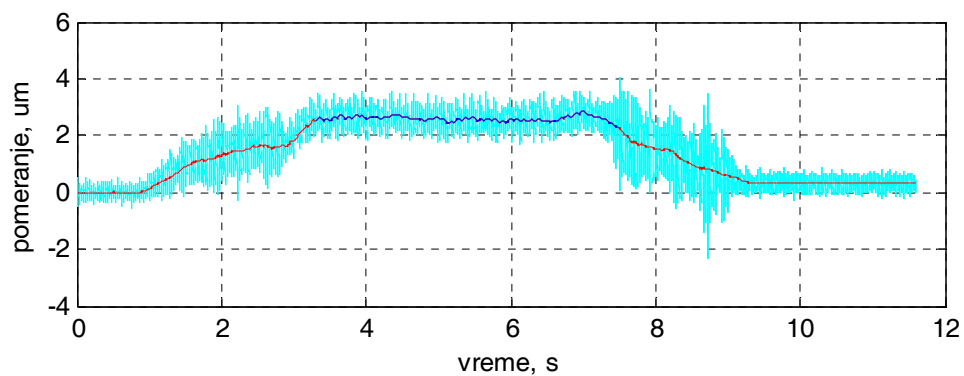
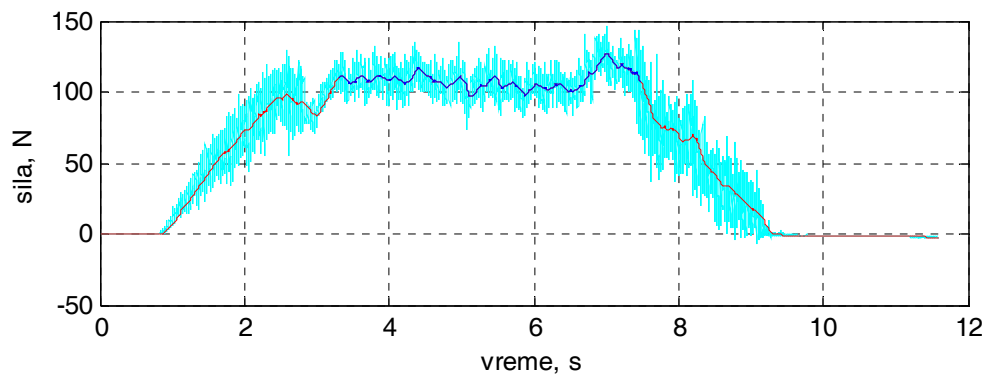
Slika 3.51.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa sferičnim čelom - $R = 30$ mm (redni broj merenja 5)



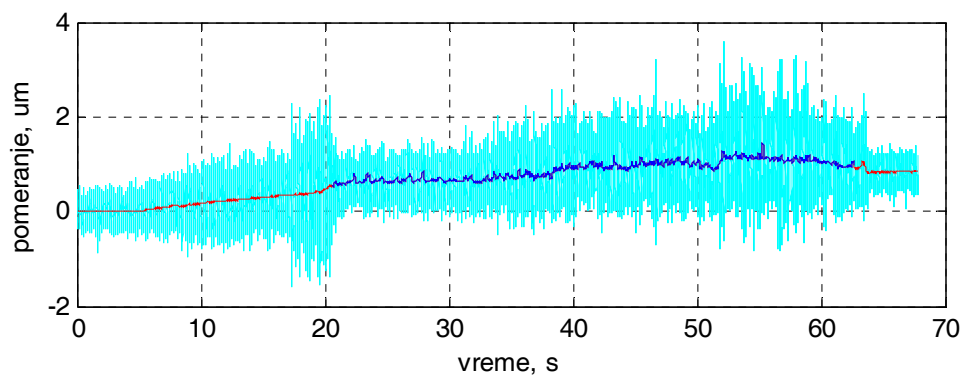
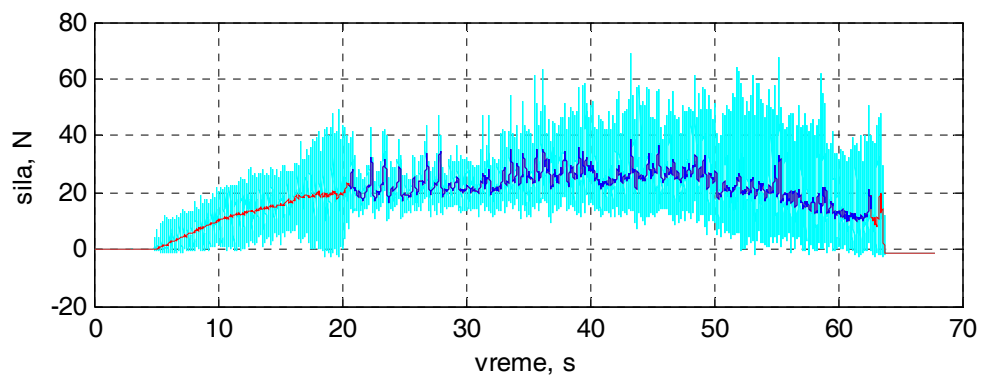
Slika 3.52.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa sferičnim čelom - $R = 30$ mm (redni broj merenja 6)



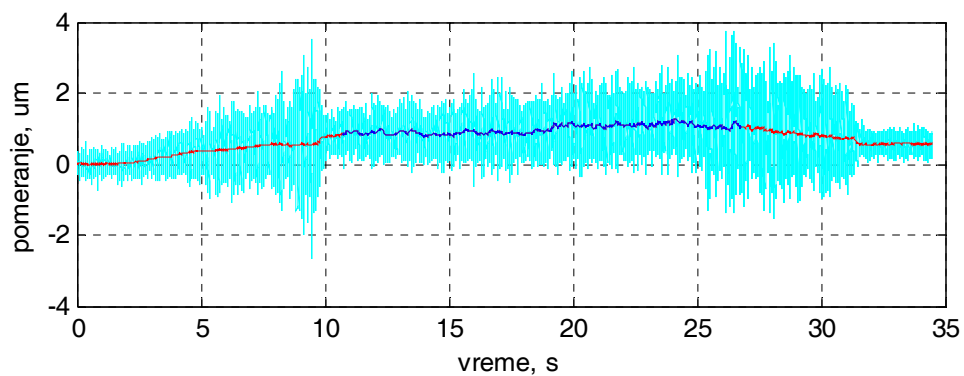
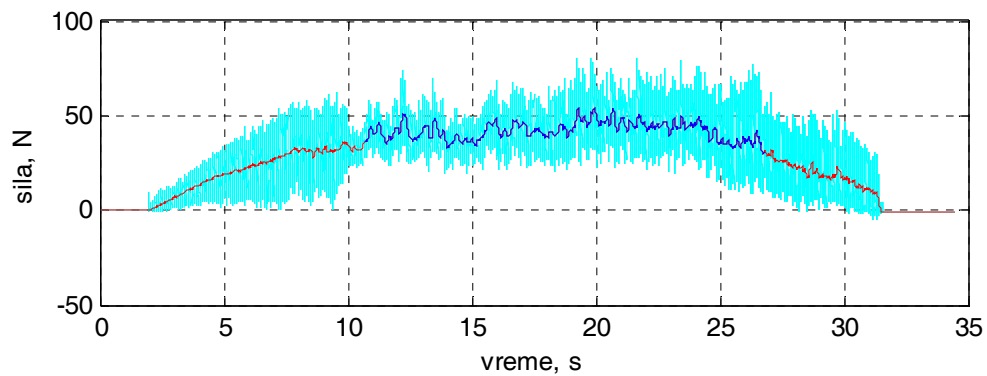
Slika 3.53.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa sferičnim čelom - $R = 30$ mm (redni broj merenja 7)



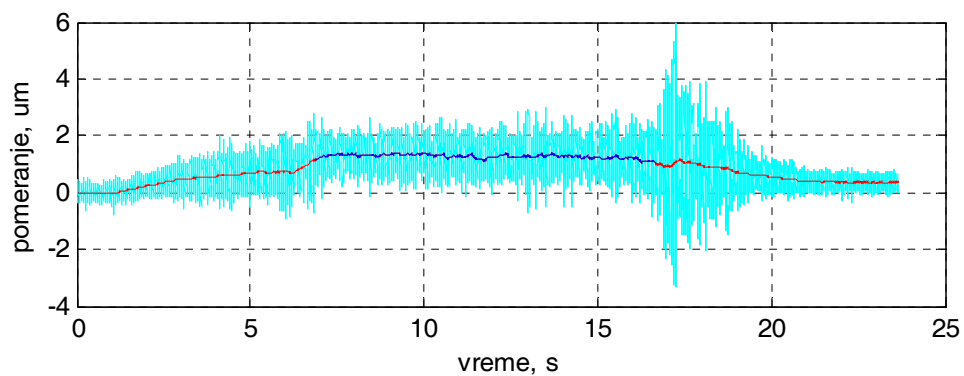
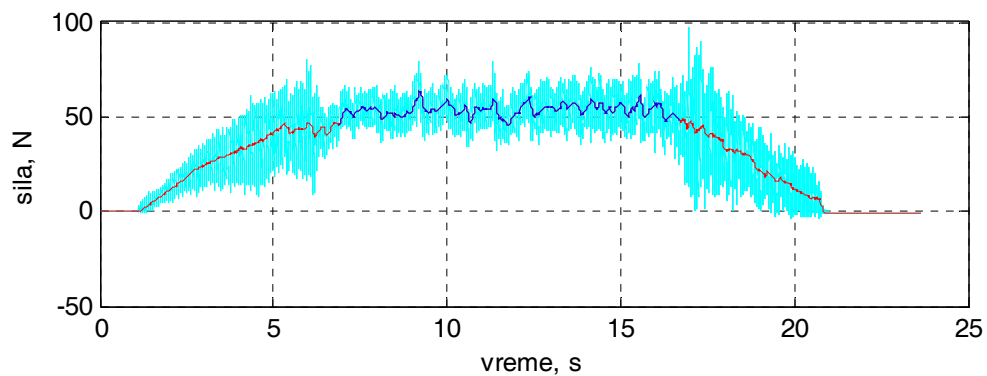
Slika 3.54.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa sferičnim čelom - $R = 30$ mm (redni broj merenja 8)



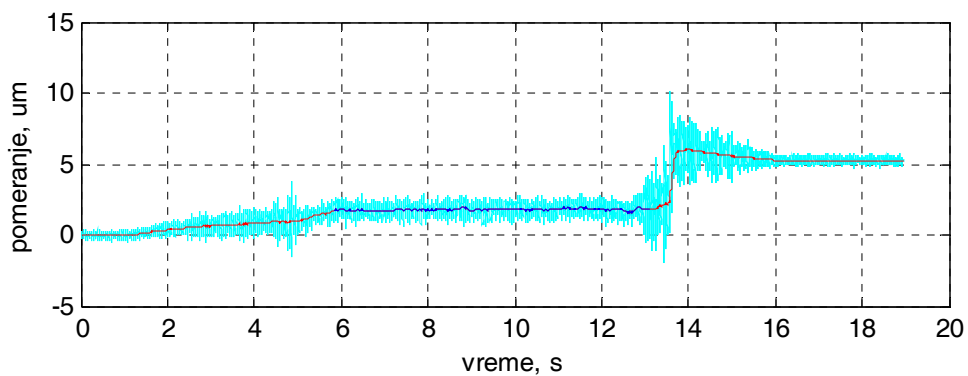
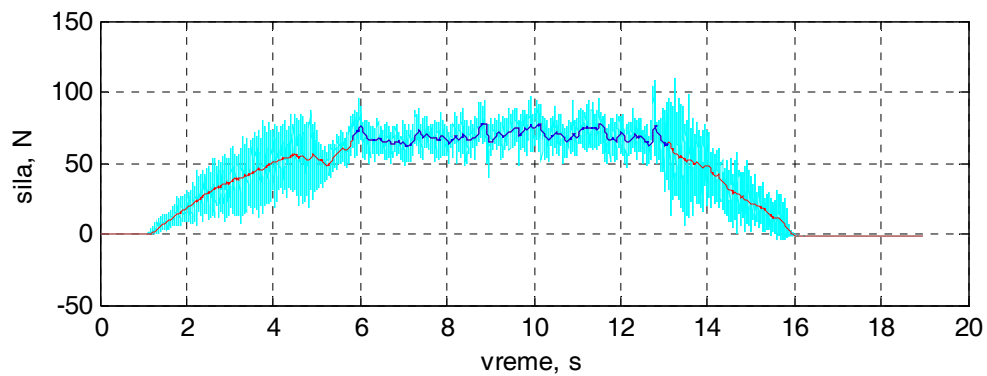
Slika 3.55.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa sferičnim čelom - $R = 30$ mm (redni broj merenja 9)



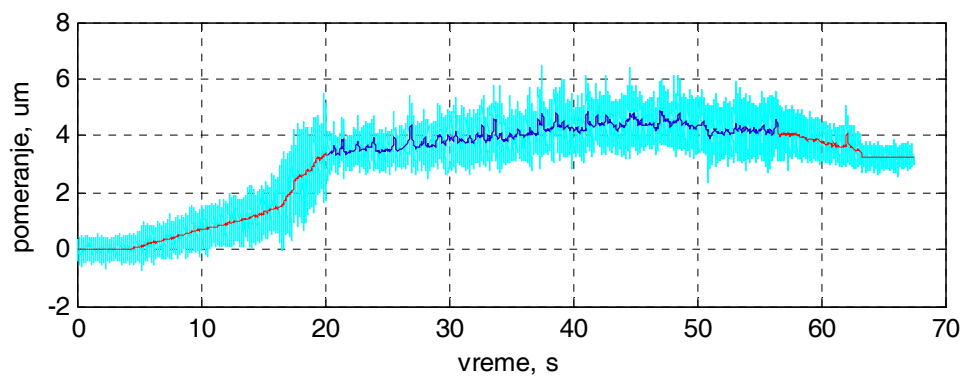
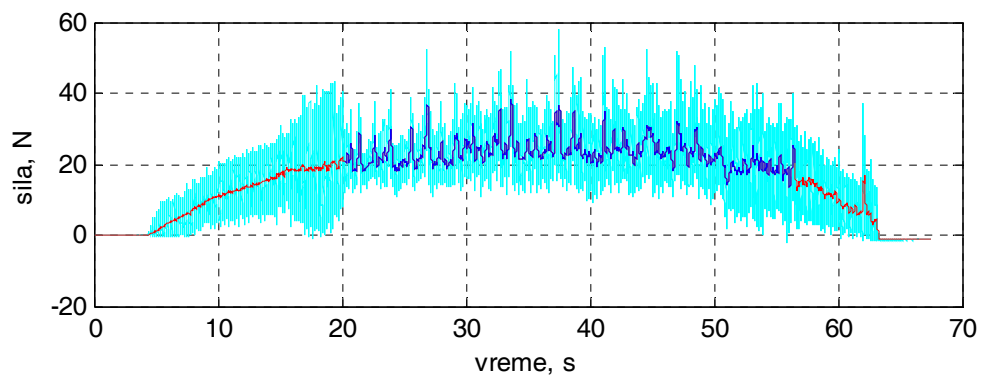
Slika 3.56.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa sferičnim čelom - $R = 30$ mm (redni broj merenja 10)



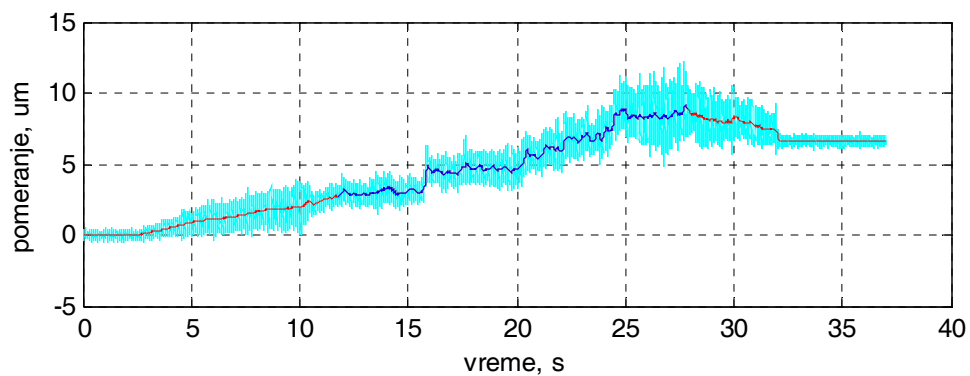
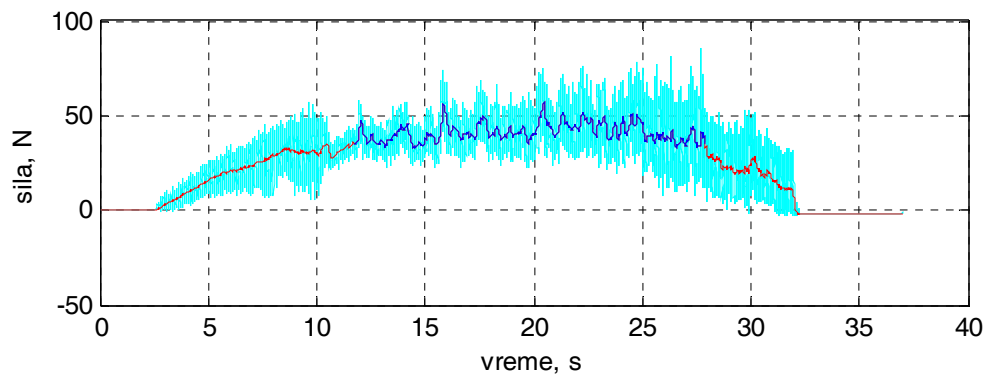
Slika 3.57.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa sferičnim čelom - $R = 30 \text{ mm}$ (redni broj merenja 11)



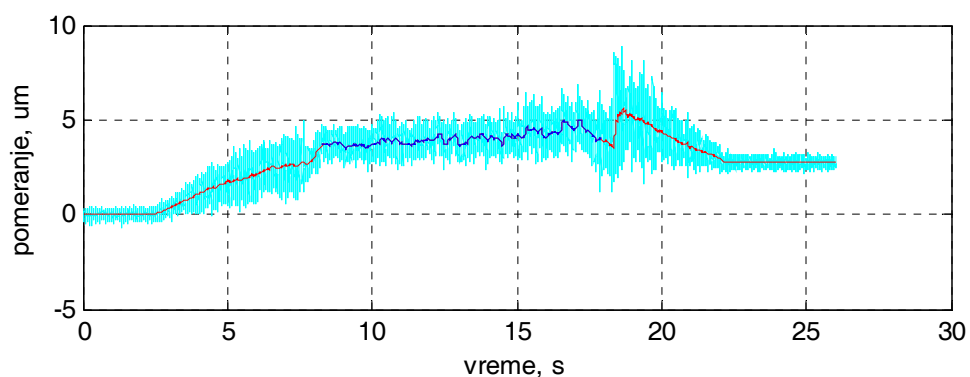
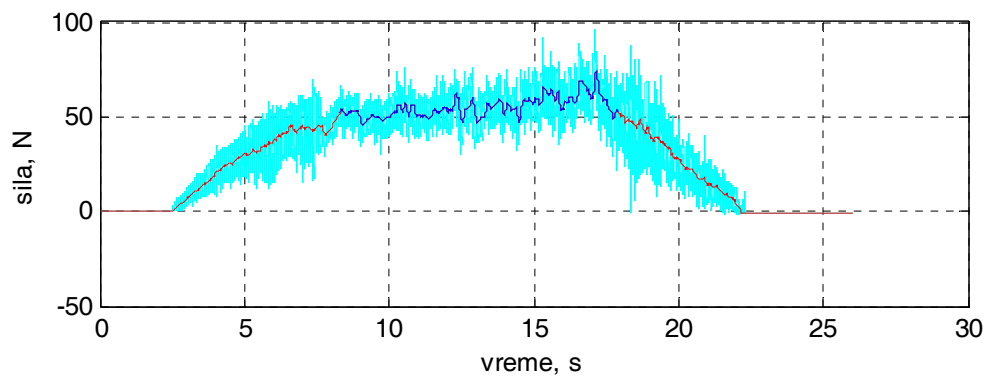
Slika 3.58.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa sferičnim čelom - $R = 30 \text{ mm}$ (redni broj merenja 12)



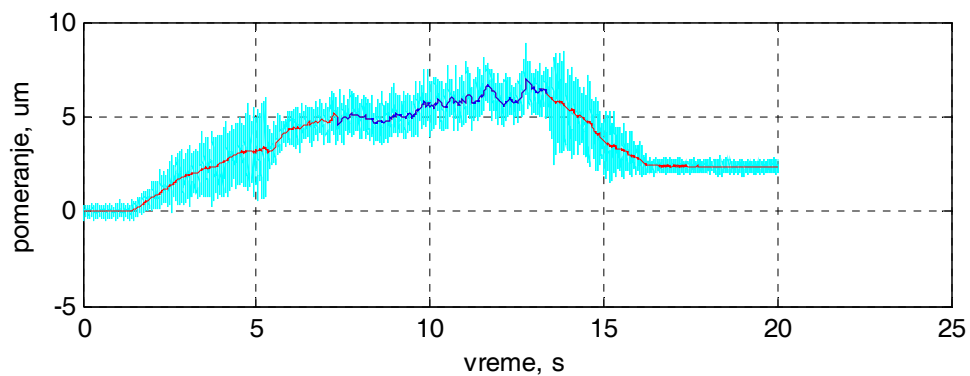
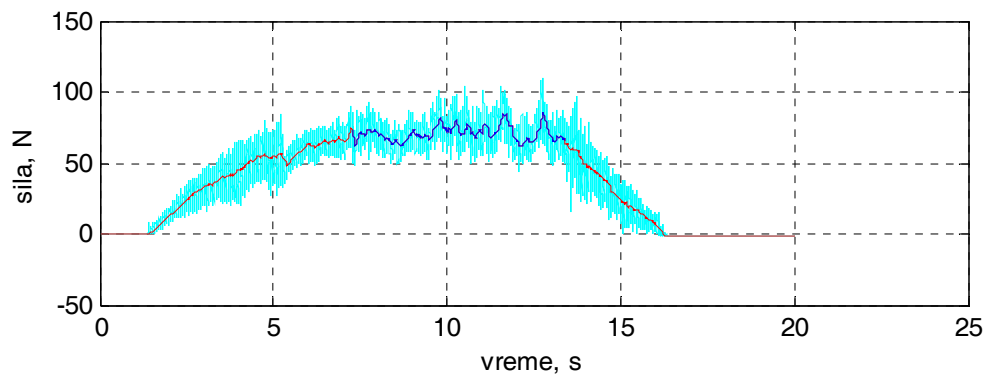
Slika 3.59.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa sferičnim čelom - $R = 30$ mm (redni broj merenja 13)



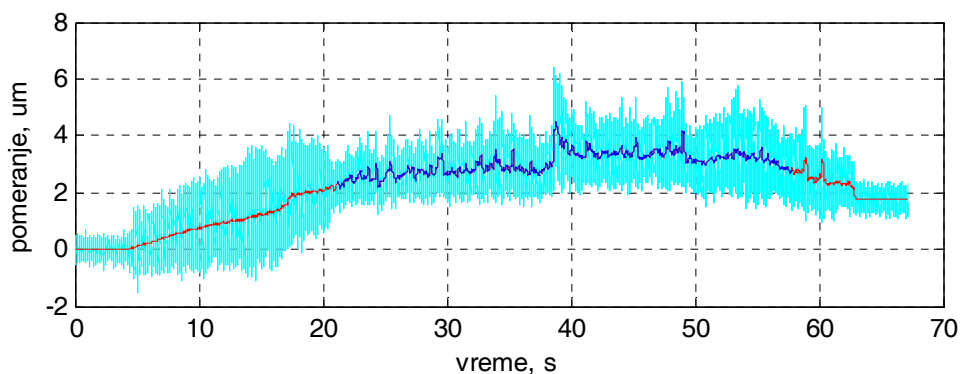
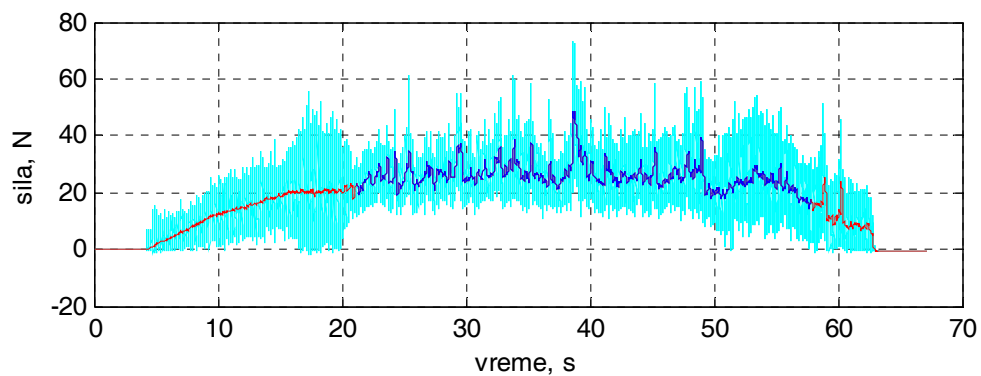
Slika 3.60.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa sferičnim čelom - $R = 30$ mm (redni broj merenja 14)



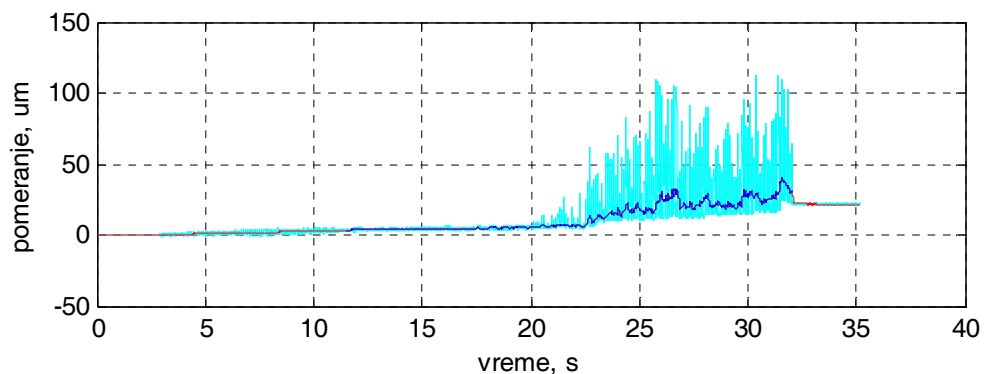
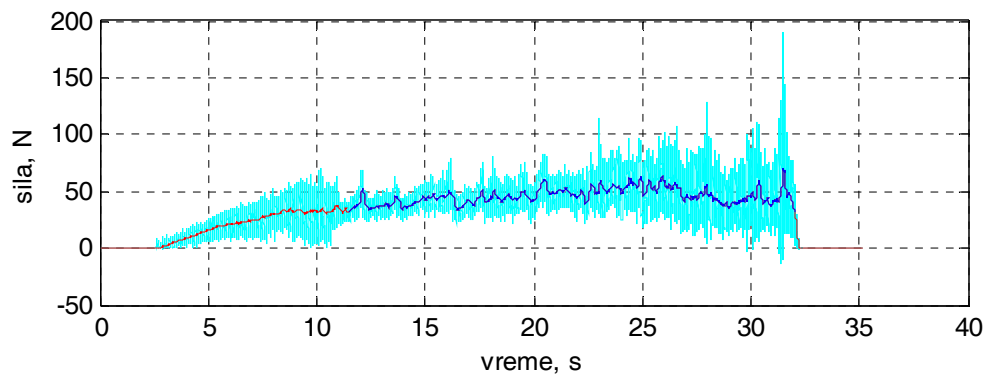
Slika 3.61.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa sferičnim čelom - $R = 30$ mm (redni broj merenja 15)



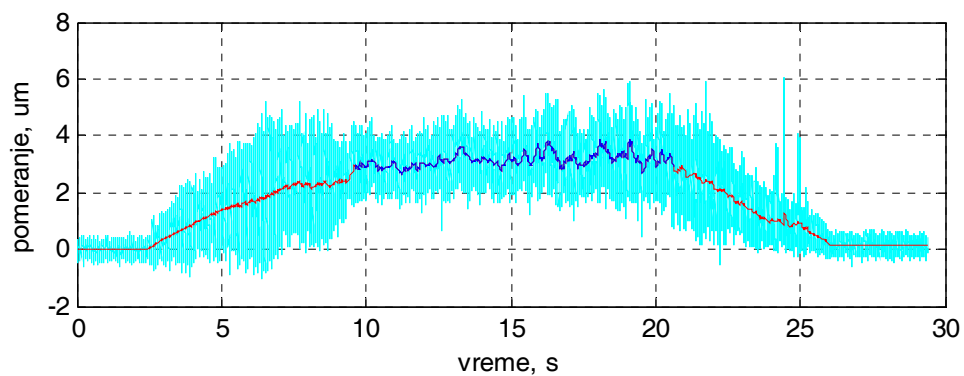
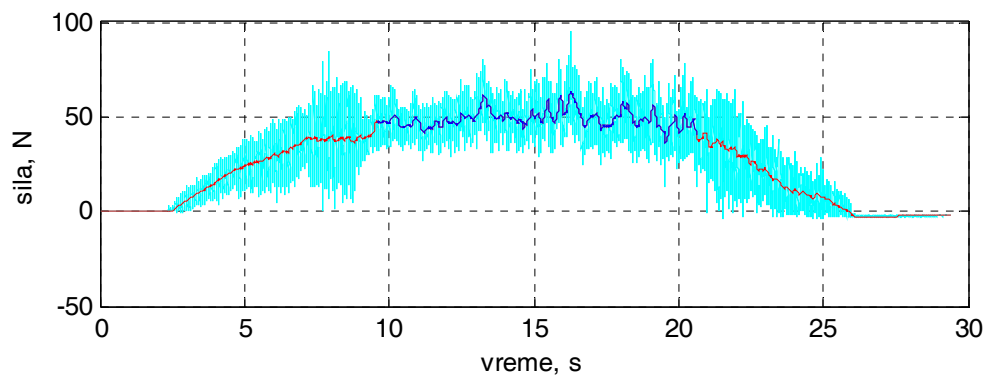
Slika 3.62.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa sferičnim čelom - $R = 30$ mm (redni broj merenja 16)



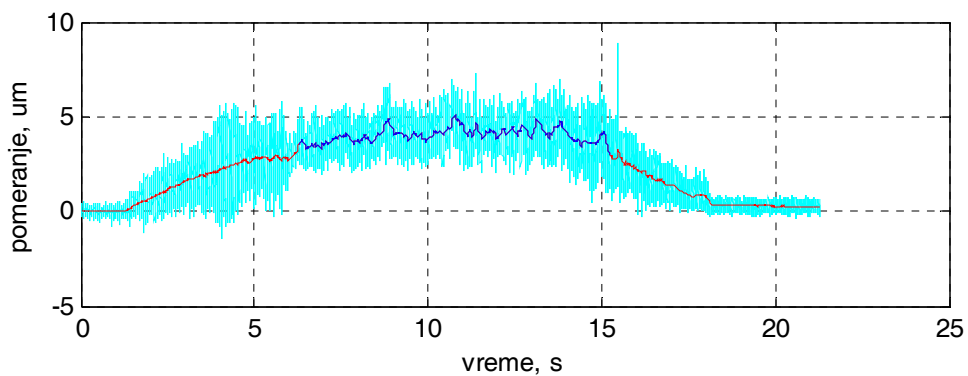
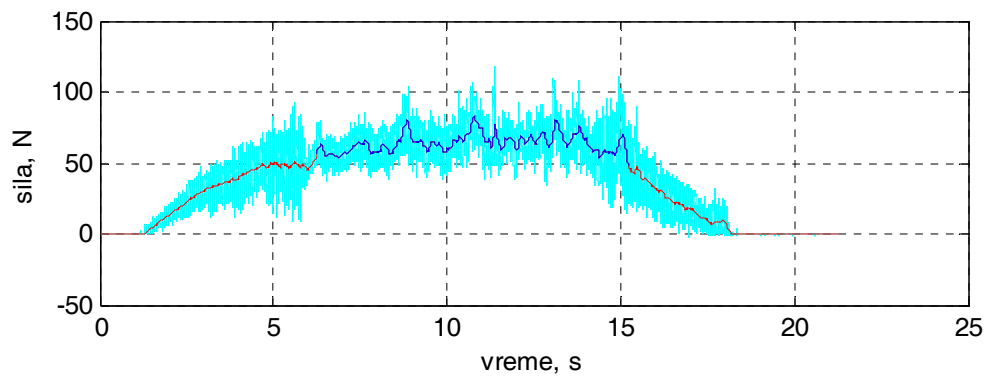
Slika 3.63.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa čelom u obliku kupe - 90° (redni broj merenja 1)



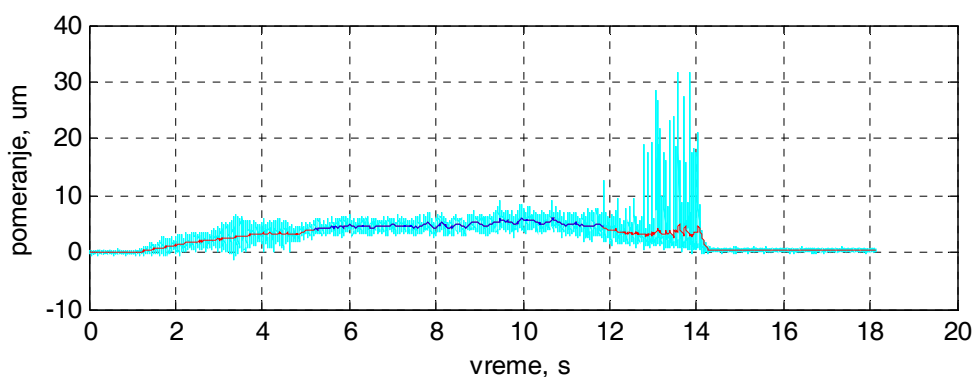
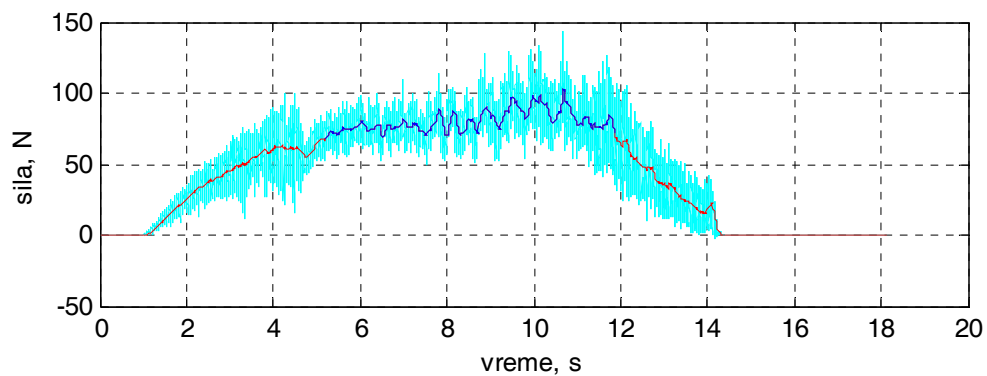
Slika 3.64.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa čelom u obliku kupe - 90° (redni broj merenja 2)



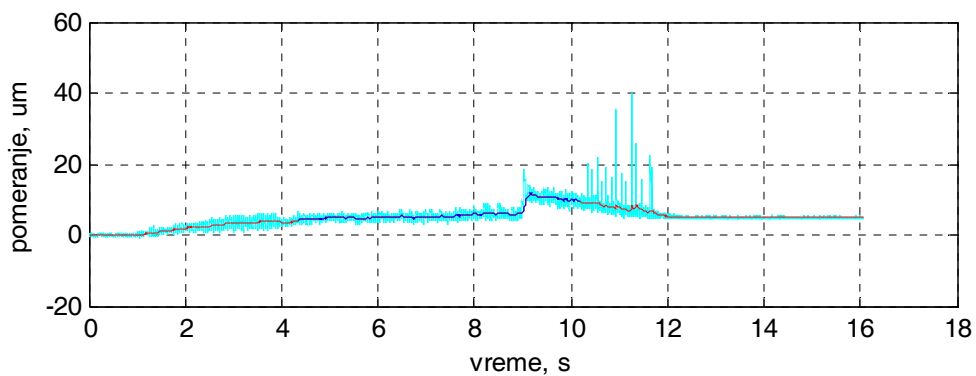
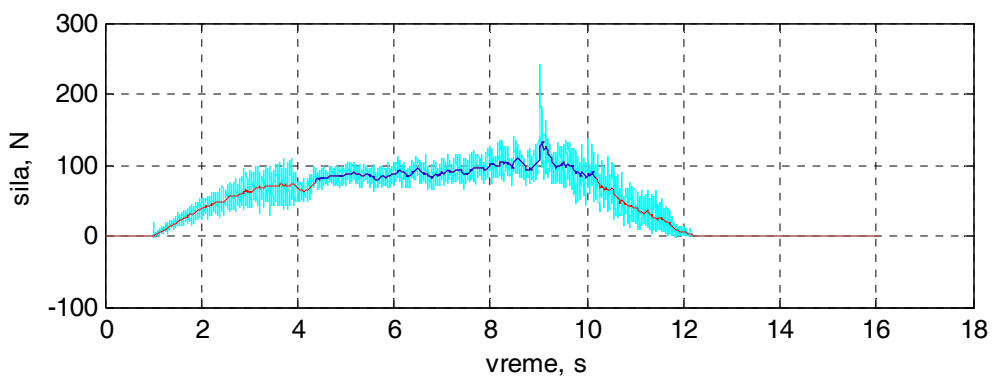
Slika 3.65.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa čelom u obliku kupe - 90° (redni broj merenja 3)



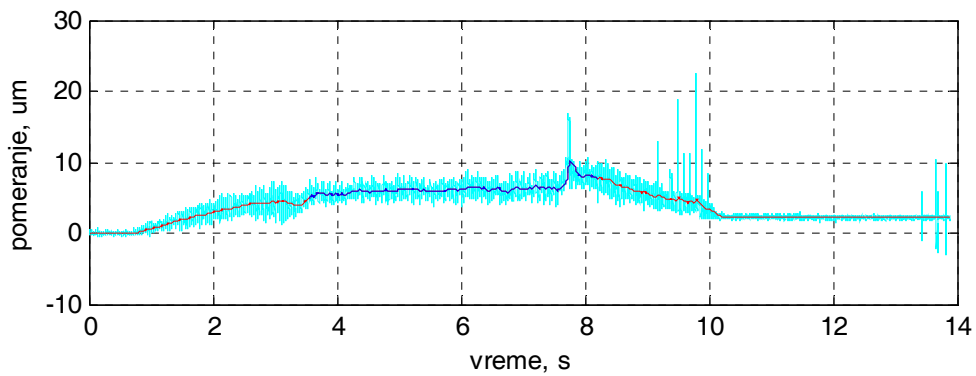
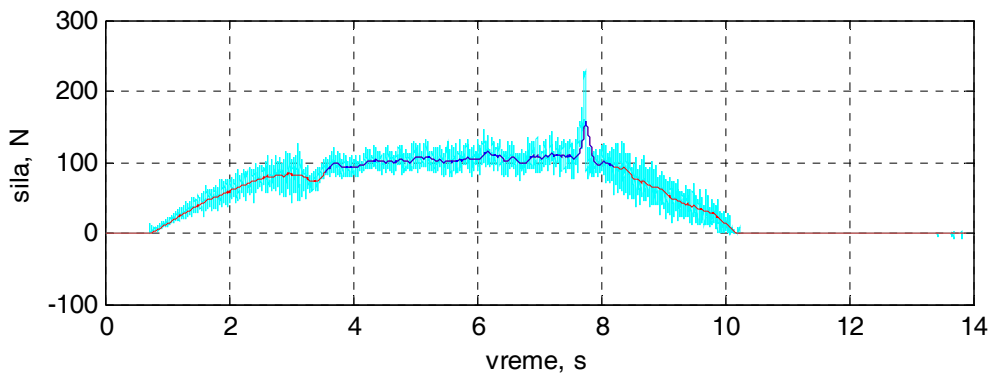
Slika 3.66.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa čelom u obliku kupe - 90° (redni broj merenja 4)



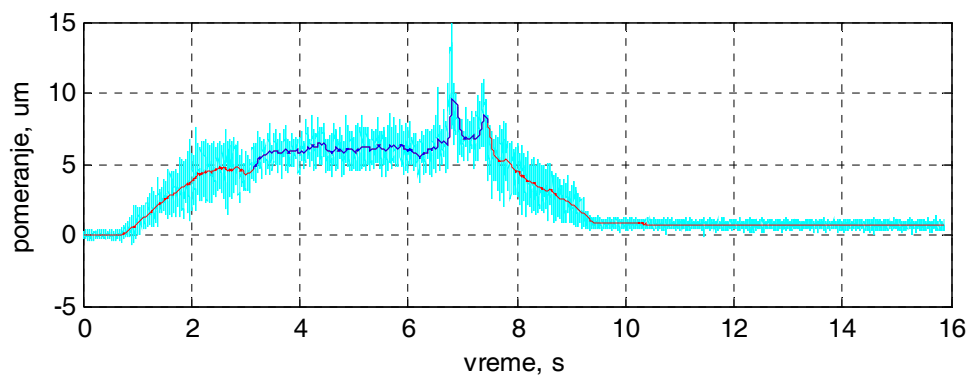
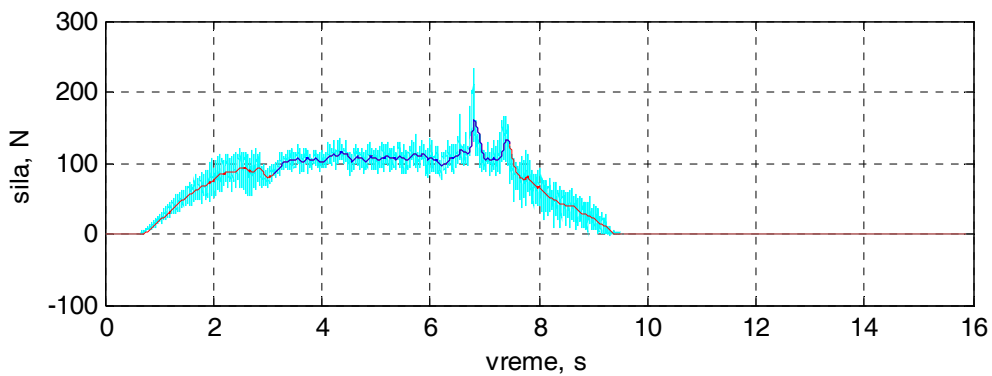
Slika 3.67.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa čelom u obliku kupe - 90° (redni broj merenja 5)



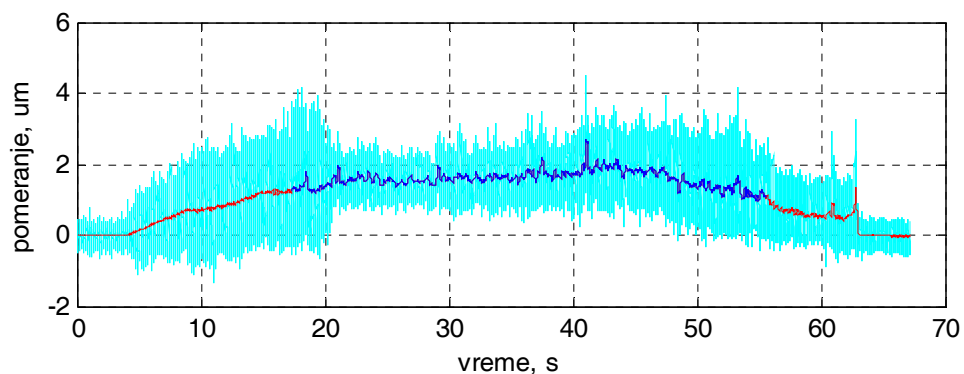
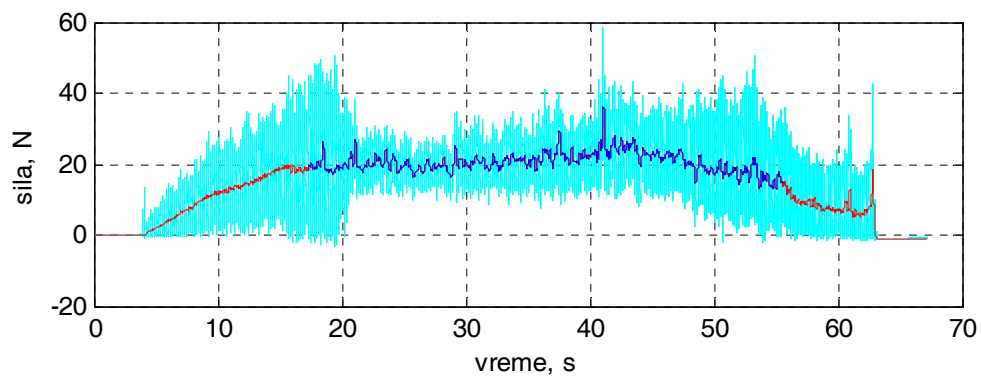
Slika 3.68.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa čelom u obliku kupe - 90° (redni broj merenja 6)



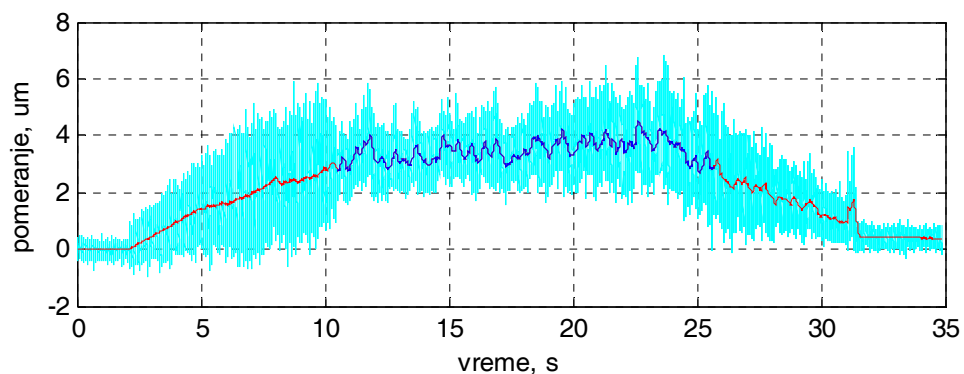
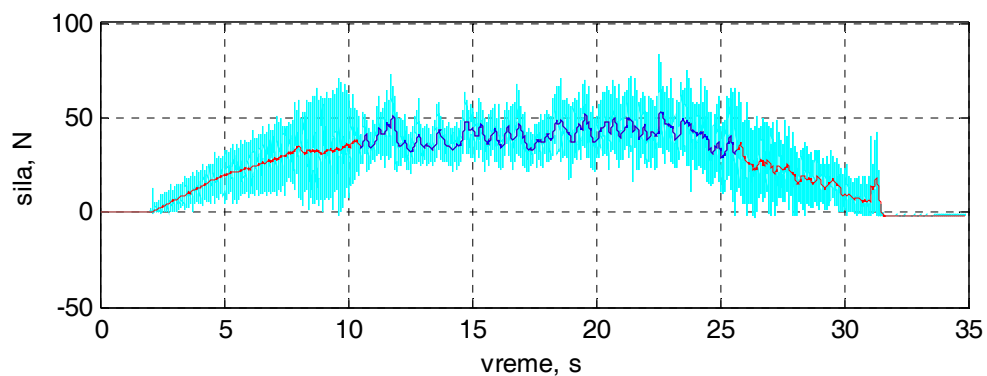
Slika 3.69.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa čelom u obliku kupe - 90° (redni broj merenja 7)



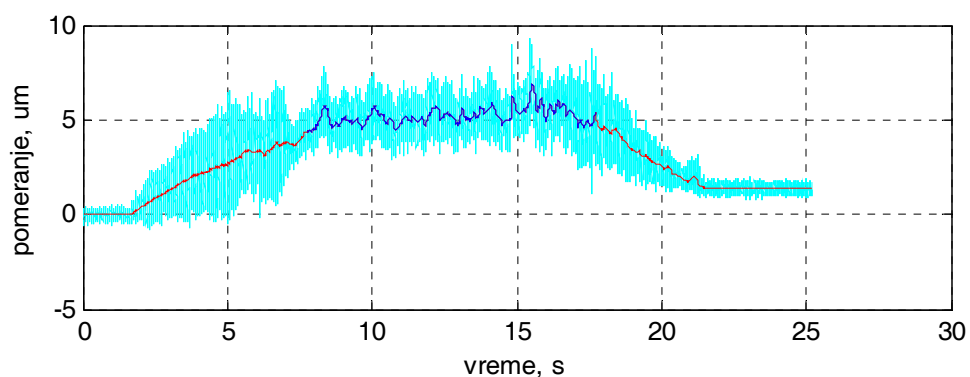
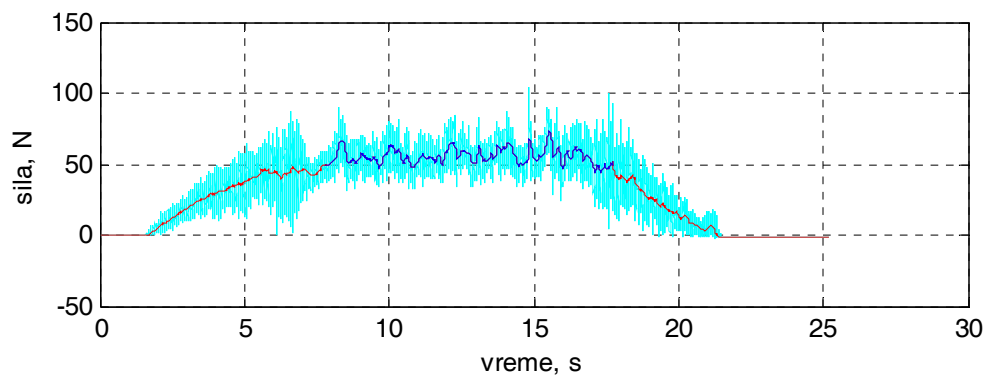
Slika 3.70.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa čelom u obliku kupe - 90° (redni broj merenja 8)



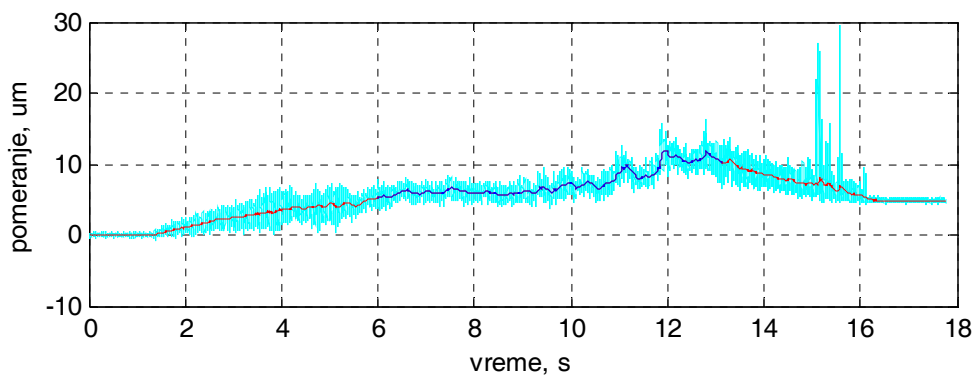
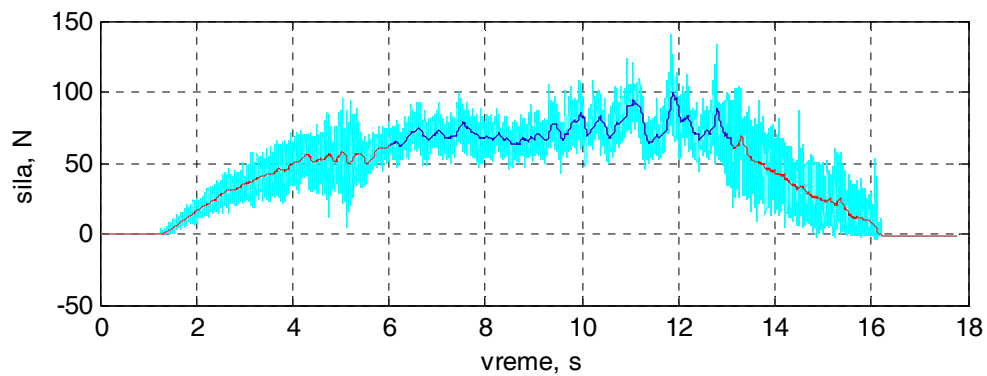
Slika 3.71.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa čelom u obliku kupe - 90° (redni broj merenja 9)



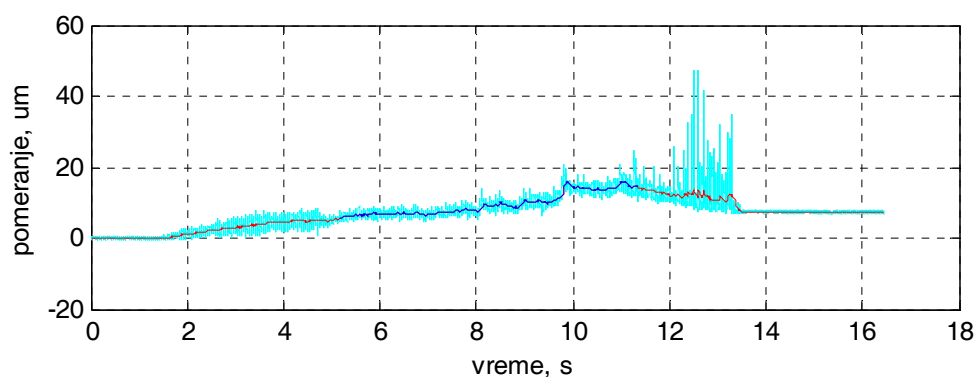
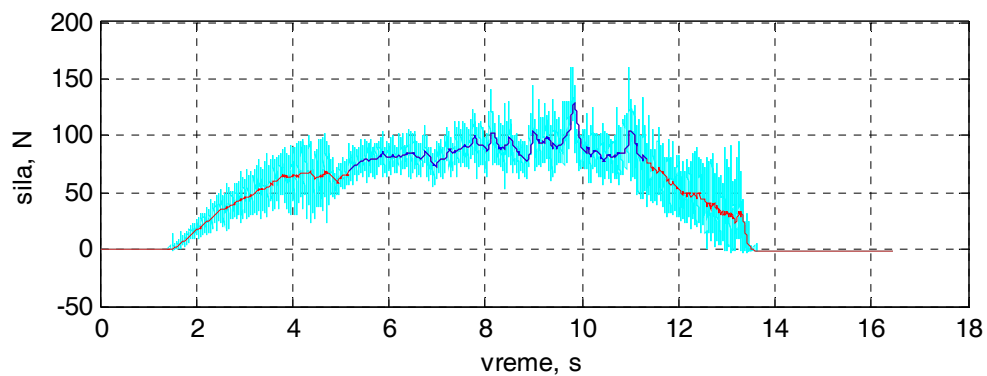
Slika 3.72.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa čelom u obliku kupe - 90° (redni broj merenja 10)



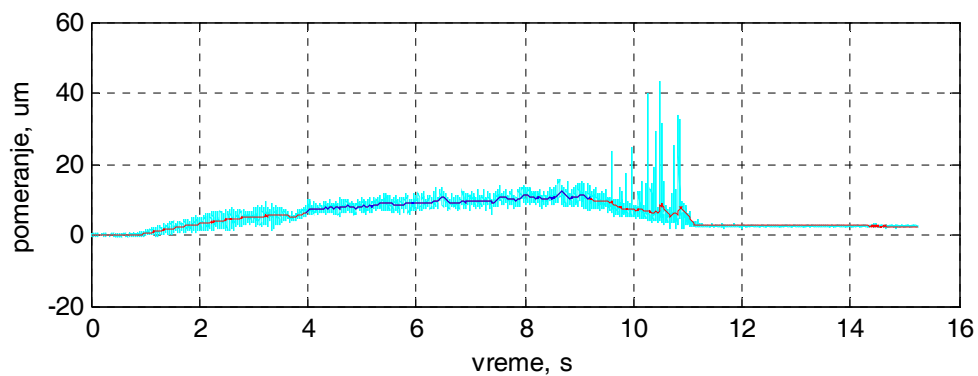
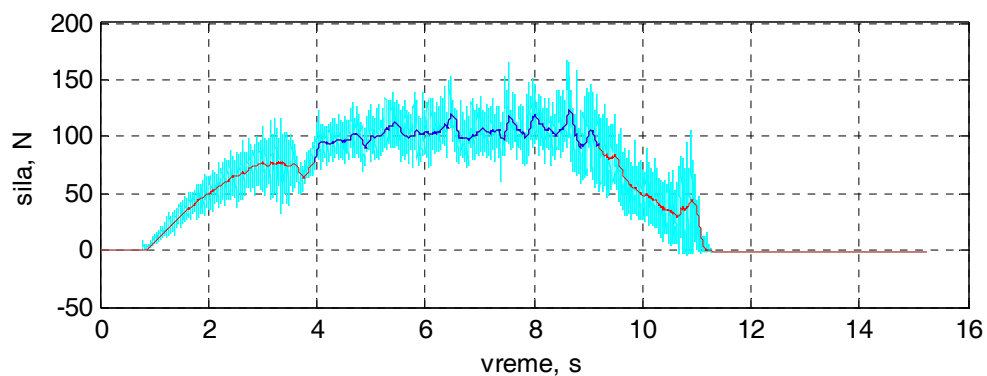
Slika 3.73.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa čelom u obliku kupe - 90° (redni broj merenja 11)



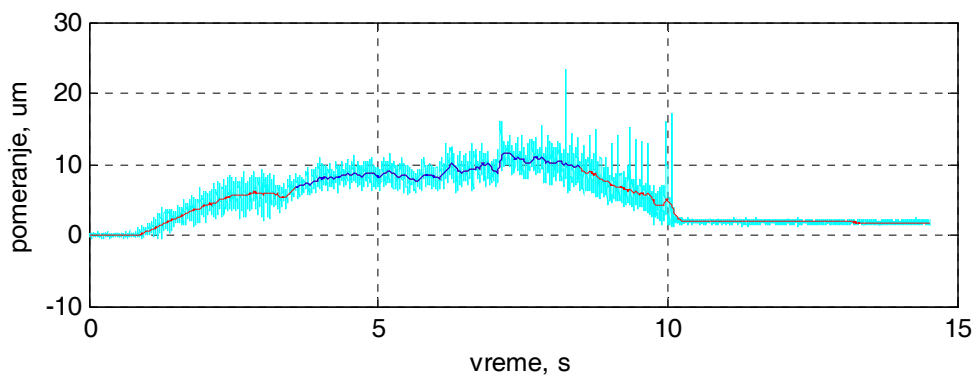
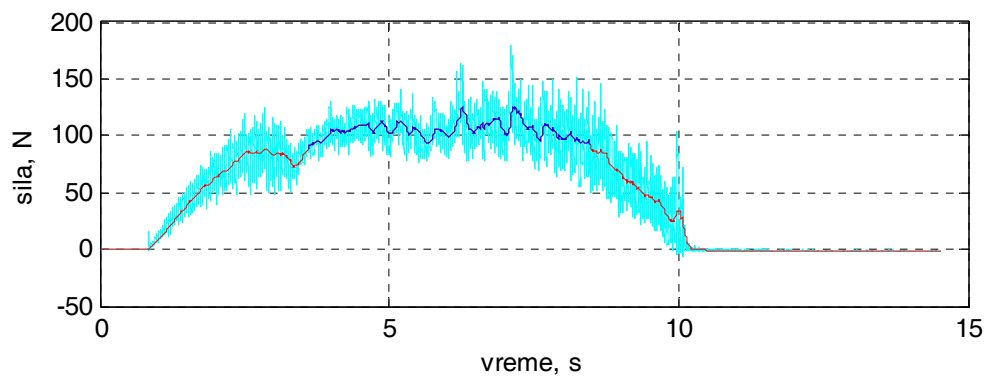
Slika 3.74.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa čelom u obliku kupe - 90° (redni broj merenja 12)



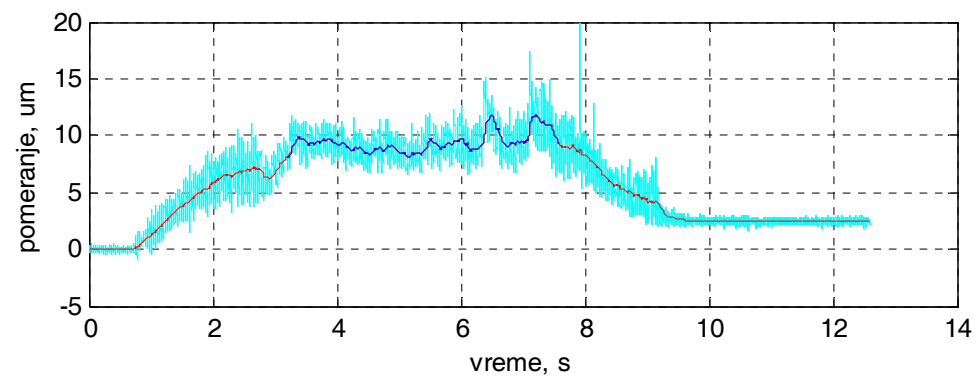
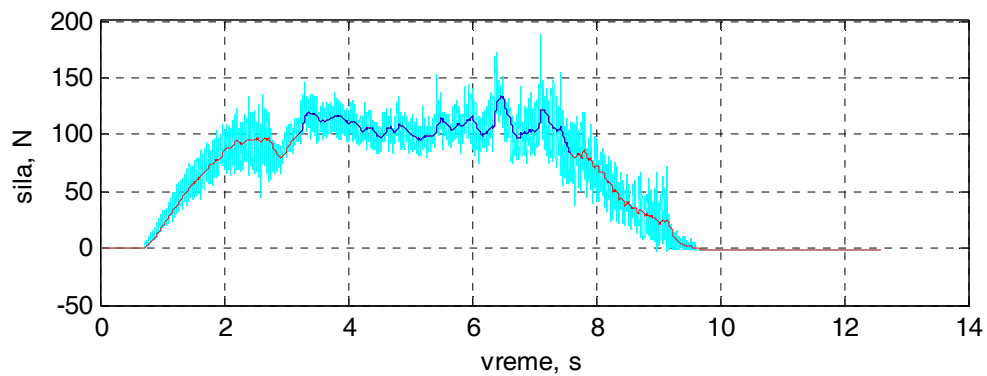
Slika 3.75.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa čelom u obliku kupe - 90° (redni broj merenja 13)



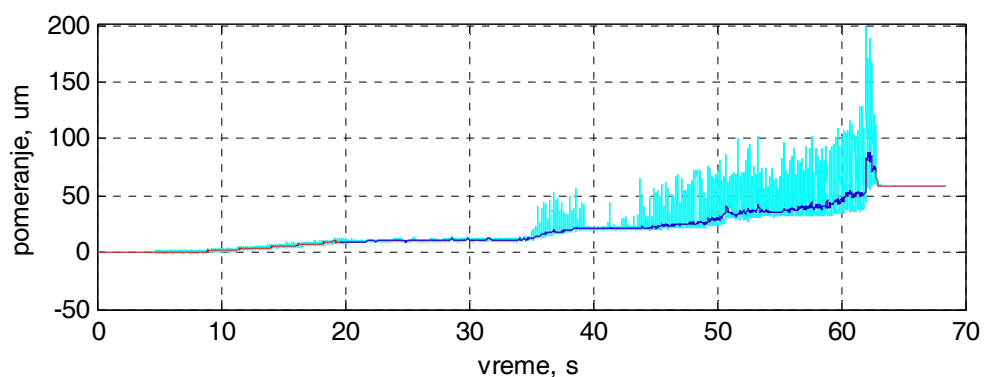
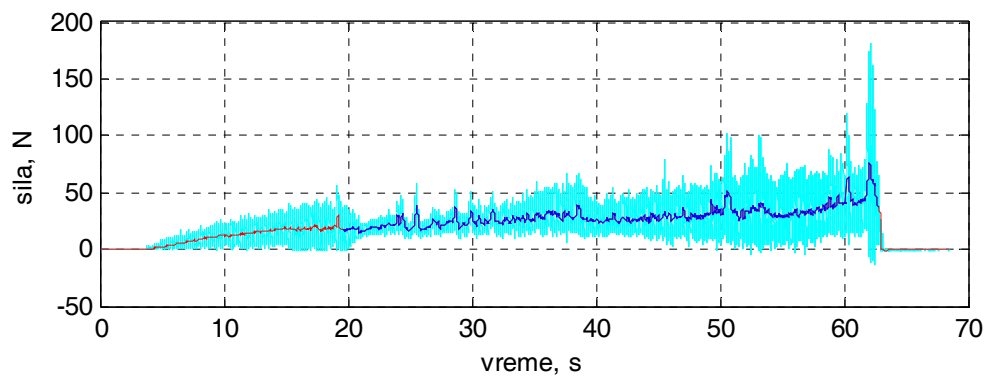
Slika 3.76.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa čelom u obliku kupe - 90° (redni broj merenja 14)



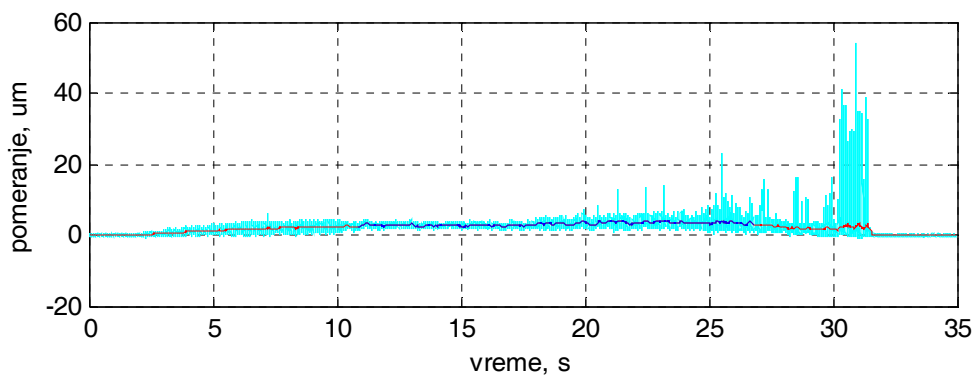
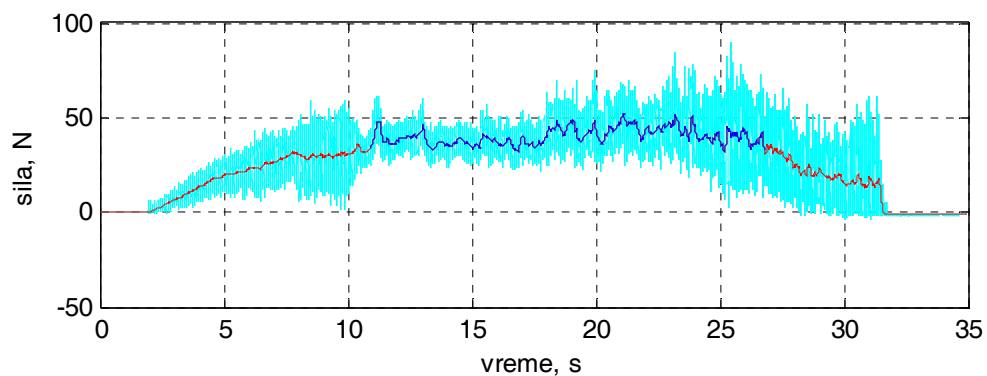
Slika 3.77.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa čelom u obliku kupe - 90° (redni broj merenja 15)



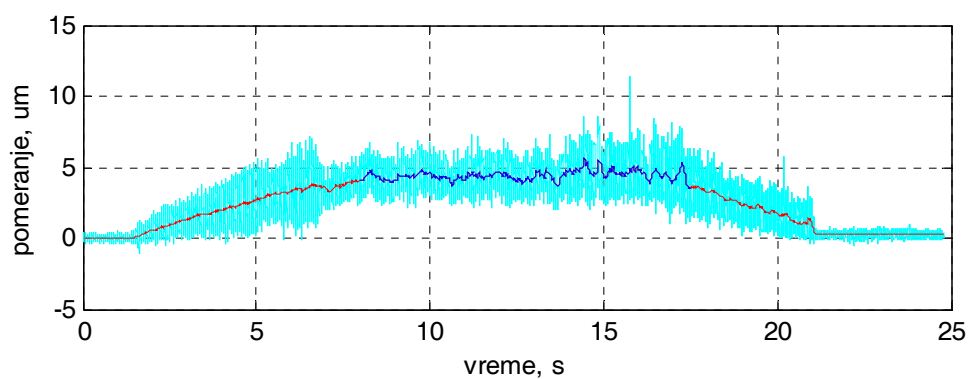
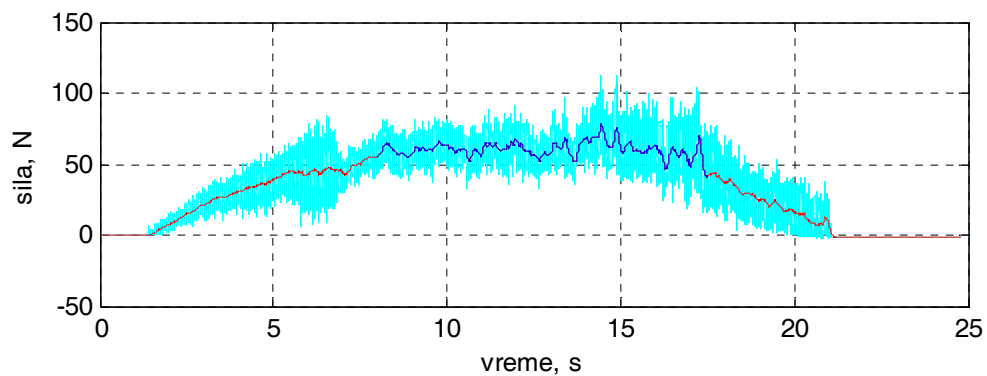
Slika 3.78.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa čelom u obliku kupe - 90° (redni broj merenja 16)



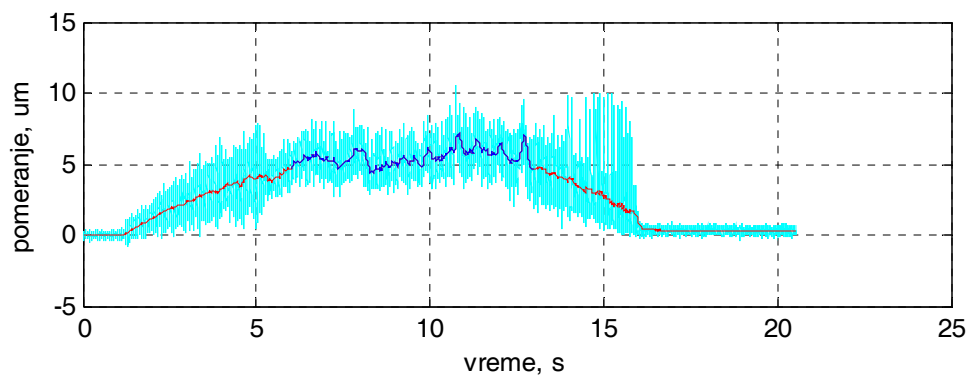
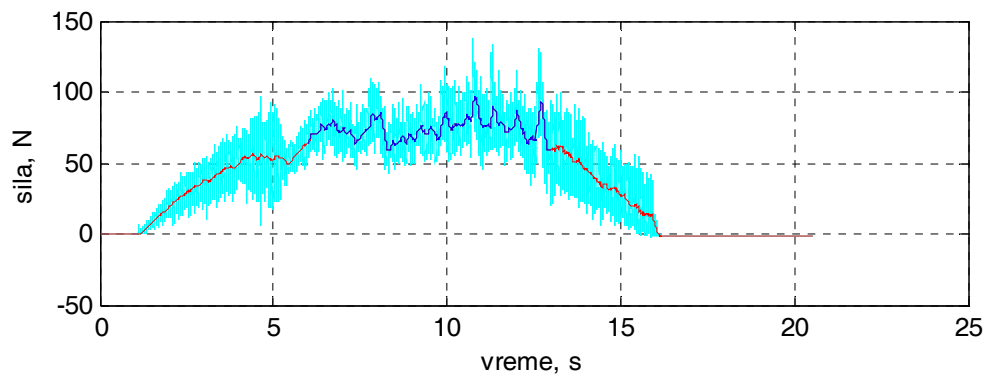
Slika 3.79.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa čelom u obliku kupe - 90° (redni broj merenja 17)



Slika 3.80.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa čelom u obliku kupe - 90° (redni broj merenja 18)



Slika 3.81.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa čelom u obliku kupe - 90° (redni broj merenja 19)



Slika 3.82.pr. Promena tangencijalne sile i pomeranja tokom vremena - element za stezanje sa čelom u obliku kupe - 90° (redni broj merenja 20)