



Универзитет у Крагујевцу
Факултет инжењерских наука

Бојан Богдановић, дипл. маш. инж.

ПОВЕЋАЊЕ ПОУЗДАНОСТИ И НОСИВОСТИ ТАНГЕНЦИЈАЛНО
ОПТЕРЕЂЕНИХ ВЕЗА
ПРЕТХОДНОМ ПРИПРЕМОМ КОНТАКТА

Докторска дисертација

Крагујевац, 2016.

ИДЕНТИФИКАЦИОНА СТРАНИЦА ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ

I. Аутор
Име и презиме: Бојан Богдановић
Датум и место рођења: 25. 09. 1982. Свилајнац
Садашње запослење: Heksagon Metrology SPA
II. Докторска дисертација
Наслов: Повећање поузданости и носивости тангенцијално оптерећених веза претходном припремом контакта
Број страница: 131
Број слика: 76
Број библиографских података: 107
Установа и место где је рад израђен: Факултет инжењерских наука, Крагујевац
Научна област (УДК): 621, 681.518.5 Машинство/Машинско инжењерство уопште; Системи технички, дијагностички
Ментор: Проф. др Петар Тодоровић, ванредни професор
III. Оцена и одбрана
Датум пријаве теме: 30. 12. 2013. године
Број одлуке и датум прихватања докторске дисертације: 01-1/1211-3 од 17.4.2014. год.
Комисија за оцену подобности кандидата и теме: <ol style="list-style-type: none">1. Др Бранко Тадић, редовни професор, Факултет инжењерских наука, Универзитет у Крагујевцу, уже научне области: Производно машинство и Индустијски инжењеринг,2. Др Бранислав Јеремић, редовни професор, Факултет инжењерских наука, Универзитет у Крагујевцу, уже научне области: Производно машинство и Индустијски инжењеринг,3. Др Ђорђе Вукелић, доцент, Факултет техничких наука, Универзитет у Новом Саду, уже научне области: Метрологија, Квалитет, Прибори и Еколошко инжењерски аспекти,4. Др Слободан Митровић, ванредни професор, Факултет инжењерских наука, Универзитет у Крагујевцу, уже научне области: Производно машинство и Индустијски инжењеринг и5. Др Петар Тодоровић, ванредни професор, Факултет инжењерских наука, Универзитет у Крагујевцу, уже научне области: Производно машинство и Индустијски инжењеринг.
Комисија за оцену докторске дисертације: <ol style="list-style-type: none">1. Др Бранко Тадић, редовни професор, Факултет инжењерских наука, Универзитет у Крагујевцу, уже научне области: Производно машинство и Индустијски инжењеринг,2. Др Горан Шимуновић, редовни професор, Стројарски факултет у Славонском Броду, Свеучилиште Јосипа Јурја Штросмајера у Осијеку, Ужа научна област: производно стројарство,3. Др Ђорђе Вукелић, ванредни професор, Факултет техничких наука, Универзитет у Новом Саду, Уже научне области: метрологија, квалитет, еколошко-инжењерски аспекти, алати и прибори,4. Др Слободан Митровић, ванредни професор, Факултет инжењерских наука, Универзитет у Крагујевцу, уже научне области: Производно машинство и Индустијски инжењеринг и5. Др Данијела Милорадовић, доцент, Факултет инжењерских наука, Универзитет у Крагујевцу, уже научне области: Моторна возила, Друмски саобраћај.
Комисија за одбрану докторске дисертације <ol style="list-style-type: none">1. Др Бранко Тадић, редовни професор, Факултет инжењерских наука, Универзитет у Крагујевцу, уже научне области: Производно машинство и Индустијски инжењеринг,2. Др Горан Шимуновић, редовни професор, Стројарски факултет у Славонском Броду, Свеучилиште Јосипа Јурја Штросмајера у Осијеку, Ужа научна област: производно стројарство,3. Др Ђорђе Вукелић, ванредни професор, Факултет техничких наука, Универзитет у Новом Саду, Уже научне области: метрологија, квалитет, еколошко-инжењерски аспекти, алати и прибори,4. Др Слободан Митровић, ванредни професор, Факултет инжењерских наука, Универзитет у Крагујевцу, уже научне области: Производно машинство и Индустијски инжењеринг и5. Др Данијела Милорадовић, доцент, Факултет инжењерских наука, Универзитет у Крагујевцу, уже научне области: Моторна возила, Друмски саобраћај.
Датум одбране докторске дисертације:

ПОВЕЋАЊЕ ПОУЗДАНОСТИ И НОСИВОСТИ ТАНГЕНЦИЈАЛНО ОПТЕРЕЂЕНИХ ВЕЗА ПРЕТХОДНОМ ПРИПРЕМОМ КОНТАКТА

РЕЗИМЕ РАДА

Истраживања спроведена у оквиру докторске дисертације усмерена су на могућности за повећање поузданости и носивости тангенцијално оптерећених веза претходном припремом контакта. Код великог броја елемената у контакту који се срећу у техничкој пракси, за очување везе је најкритичније спољашње тангенцијално оптерећење. У највећем броју случајева тангенцијално оптерећење се уравнотежава силама трења које делују између контактних елемената. С обзиром да су при контакту челичних материјала вредности коефицијента трења релативно мале, то наводи на закључак да је потребна обезбедити велике вредности нормалног оптерећења контактних елемената како би се обезбедили услови да спољашње оптерећење не наруши успостављену везу елемената у контакту. За разлику од до сада познатих истраживања, у овој докторској дисертацији се разматра могућност повећања носивости и поузданости тангенцијално оптерећених веза претходном припремом контакта применом поступка микро резања. Да би се предложени поступак претходне припреме контакта спровео, предлаже се употреба специјално дизајнираног стезача. На тај начин је могуће остварити веће вредности тангенцијалне носивости контакта при мањим вредностима нормалног оптерећења везе. Наведене претпоставке су довеле до развоја нових елемената са стезање који поступком микро резања врше претходну припрему контактне површине. Спроведена анализа применом методе коначних елемената (МКЕ) указује на применљивост предложене идеје. Извршена експериментална истраживања показују да предложени нови контактни елементи, у комбинацији са поступком претходне припреме контакта, обезбеђују знатно већу тангенцијалну носивост и поузданост у поређењу са конвенционалним контактним елементом са равном контактном површином.

Кључне речи: веза елемената, контактено оптерећење, поузданост, носивост, тангенцијално оптерећење

INCREASE OF RELIABILITY AND CAPACITY OF TANGENTIALLY LOADED CONTACT ELEMENTS WITH CONTACT PRETREATMENT

ABSTRACT

The doctoral dissertation explores the possibilities to increase the reliability and capacity of tangentially loaded contact elements with contact pretreatment. For a large number of contact elements encountered in technical practice, external tangential load is the most critical for the maintaining the connection. In most cases, tangential load is balanced by frictional forces acting between the contact elements. Considering that steel materials in contact have relatively small values of coefficient of friction, it leads to conclusion that it is necessary to provide high-value normal load between contact elements in order to achieve conditions for external load not to violate the established connection between the contact elements. In contrast to known research, this doctoral thesis considers possibilities for increasing the load capacity and reliability of tangentially loaded connections by pretreatment of contact using a micro-cutting procedure. To conduct the proposed procedure of prior preparation of contact, the use of a specially designed clamping element is suggested. In this way, it is possible to achieve higher values of tangential contact load capacity at lower values of connection normal loads. These assumptions have led to development of new clamping elements which enable the micro-cutting process as preliminary preparation of the contact surface. Conducted FEM analysis indicates the applicability of the proposed idea. Performed experimental studies show that the proposed new contact elements, combined with the method of previous preparation of contact, provide considerably higher tangential load capacity and reliability compared to conventional contact elements with flat contact surface.

Keywords: contact, contact load, reliability, load capacity, tangential load

САДРЖАЈ

1	Увод.....	1
2	Преглед и анализа литературних извора	2
2.1	Поузданост техничких система.....	3
2.2	Поузданост стезних прибора.....	4
2.3	Принципи стезања радног предмета у стезном прибору	7
2.4	Попустљивост контакта елемената стезног прибора.....	8
2.5	Теорија вијка.....	12
2.6	Механичка обрада микрорезањем	12
2.7	Закључна разматрања.....	13
3	Теоријске основе носивости тангенцијално оптерећених веза	14
4	Теоријске основе подизања нивоа носивности и поузданости тангенцијално оптерећених веза претходном припремом контакта.....	20
5	Пројектовање система за испитивање поузданости тангенцијално оптерећених веза претходном припремом контакта	32
5.1	Основни захтеви.....	32
5.2	Идејно решење.....	33
5.3	Мерна опрема система.....	38
5.4	Реализација система за испитивање поузданости тангенцијално оптерећених веза претходном припремом контакта.....	39
5.5	Провера геометријске тачности израде изменљивих стезних елемената.....	40
5.6	Поступак претходне припреме контакта.....	44
6	План и програм експерименталних истраживања	45
7	Резултати експерименталних истраживања	48
7.1	Мерење тангенцијалне силе и померања у тангенцијалном правцу	48

7.2	Дефинисање параметара који ће бити предмет анализе.....	49
7.3	Приказ резултата експерименталних истраживања.....	50
7.4	Квантификација нивоа претходне припреме контакта	55
8	Статистичка обрада резултата експерименталних истраживања.....	61
8.1	Зависност односа F_t/F_n у функцији средњег померања ξ_{sr}	63
8.2	Промена попустљивости контакта у функцији односа F_t/F_n	66
8.3	Поређење односа F_t/F_n у функцији средњег померања ξ_{sr} за различите дубине претходне припреме контакта.....	69
8.4	Поређење попустљивости контакта у функцији односа F_t/F_n за различите дубине претходне припреме контакта.....	72
8.5	Поређење поузданости испитиваних типова контактних парова.....	75
8.5.1	Промена поузданости контакта у функцији односа F_t/F_n	77
8.5.2	Промена поузданости контакта у функцији односа F_t/F_n за различите дубине претходне припреме контакта.....	82
9	Анализа резултата.....	87
10	Закључци.....	93
11	Литература.....	96
	Додатак А Резултати мерења тангенцијалне силе и померања у зони контакта током експерименталних истраживања	103
	Додатак Б Резултати мерења топографије контактних површина	127

Списак слика

Слика 2.1 CAD модел предмета обраде, утискивача, потискивача и базе ослањања	9
Слика 2.2 Шематски приказ померања предмета обраде у односу на стезни елемент под дејство тангенцијалног оптерећења	10
Слика 2.3 Шематски приказ динамичког модела контактних површина између стезног елемента и предмета обраде	11
Слика 3.1 Теоријски пример тангенцијално оптерећене везе.....	14
Слика 3.2 Трагови утискивања, а) фотографски приказ површине и б) специјално дизајниран стезни елемент	16
Слика 3.3 Примери ширина и дубина трагова утискивања добијени приликом стезања предмета специјално дизајнираним стезачем	17
Слика 3.4 Дијаграмске зависности тангенцијалне силе, F_t , од померања у зони контакта, ξ , и силе стезања, F_c , при стезању равним стезачем и специјално дизајнираним стезачем	17
Слика 3.5 Геометрија елемената за стезање, а) конусни $\alpha=60^\circ$, б) конусни $\alpha=90^\circ$, в) конусни $\alpha=120^\circ$ и г) сферни $R=5\text{ mm}$	18
Слика 3.6 Зависност носивости контакта, F_t , од померања у зони контакта, ξ , за различите облике врха стезача при стезању силом $F_n=400\text{ N}$	18
Слика 4.1 Идејни приказ стезних елемената у условима микрорезања.....	20
Слика 4.2 Пресек струготине са приказаним компонентама силе резања F_1 и F_2 током поступка претходне припреме контакта	21
Слика 4.3 Дијаграми специфичног отпора резања у функцији дубине резања	22
Слика 4.4 Крива специфичног отпора резања за случај резања угљеничног челика	23
Слика 4.5 CAD модел стезног елемента.....	24
Слика 4.6 Мрежа коначних елемената стезног елемента са равном контактном површином	24
Слика 4.7 Расподела Von Mises-ових напона на резним сегментима стезача	25
Слика 4.8 Детаљ расподеле Von Mises-ових напона на врху резног клина стезача.....	25
Слика 4.9 Расподела померања по резним ивицама стезача	26
Слика 4.10 Расподела Von Mises-ових напона по резним ивицама стезача.....	26
Слика 4.11 Зависност силе утискивања од дубине продирања стезача	27

Слика 4.12 Прелиминарни експеримент изведен силом стезања $F_n=643\text{ N}$ уз обртање стезача за угао $\varphi = \pm 180^\circ$	28
Слика 4.13 Топографија контактне површине настала током поступка претходне припреме контакта – прелиминарни експеримент	29
Слика 4.14 Процес микрорезања и фазе стварања струготине.....	30
Слика 5.1 Шематски приказ развијеног система за испитивање поузданости тангенцијално оптерећених веза претходном припремом контакта.....	33
Слика 5.2 3D модел развијеног система за испитивање поузданости тангенцијално оптерећених веза претходном припремом контакта.....	35
Слика 5.3 Технички цртеж измењивог стезног елемента са равном стезном површином, односно стезни елемент типа Р	36
Слика 5.4 Технички цртеж измењивих стезних елемената са кружном резном ивицом и углом резања од 120° , 90° и 60° , односно стезни елементи типа РИ-120, РИ-90 и РИ-60	37
Слика 5.5 Мерни систем за мерење тангенцијално оптерећених веза претходном припремом контакта	38
Слика 5.6 Постављање система за испитивање поузданости тангенцијално оптерећених веза претходном припремом контакта.....	39
Слика 5.7 Стезни елементи, а) елемент са равном контактном површином РК, б) стезни елемент типа Р, в) стезни елементи типа РИ-120, г) стезни елементи типа РИ-90 и д) стезни елементи типа РИ-60	40
Слика 5.8 Део мерног система за испитивање поузданости тангенцијално оптерећених веза претходном припремом контакта.....	40
Слика 5.9 Провера геометријске тачности израде изменљивих стезних елемената: а) СММ DEA Global Performance, б) мерни софтвер PCDMIS, в) мерни пипак и керамичка сфера за калибрацију и г) поступак мерења	41
Слика 5.10 Стратегија мерења углова конуса	42
Слика 5.11 Резултати мерења геометријске тачности израде изменљивих стезних елемената типа, а) РИ-120, б) РИ-90 и в) РИ-60	43
Слика 5.12 Поступак претходне припреме контакта, а) формирање контакта и претходна припрема и б) детаљ зоне контакта након спроведене претходне припреме контакта.....	44
Слика 7.1 Пример промене тангенцијалне силе, F_t , и померања, ξ , у тангенцијалном правцу	48
Слика 7.2 Разматрани параметри у назначеној зони од интереса	49

Слика 7.3 Фотографски приказ растављеног контактнoг пара након спроведених експерименталних истраживања	56
Слика 7.4 Скениране површине елемента са равном контактном површином РК, лево – траг претходне припреме контакта, десно – детаљ претходне припреме контакта: а) 2. група експеримената, б) 3. група експеримената, в) 4. група експеримената и г) 5. група експеримената.....	56
Слика 7.5 Приказ мерних места на којима су мерени параметри хрпавости на површини елемента са равном контактном површином РК.....	57
Слика 7.6 Упоредни приказ иницијалног профила површине елемента са равном контактном површином (РК).....	59
Слика 7.7 Упоредни приказ профила површина елемента са равном контактном површином РК након реализације експеримента (припрема контакта $\varphi = \pm 180^\circ$ при $F_n = 643,0 N$).....	59
Слика 7.8 Упоредни приказ профила површина елемента са равном контактном површином РК након реализације експеримента; припрема контакта са РИ-120, $\varphi = \pm 180^\circ$ при $F_n = 283,6 N$ (δ_1) и $F_n = 643,0 N$ (δ_2).....	60
Слика 8.1 Дијаграми зависност односа F_t/F_n у функцији средњег померања ξ_{sr} добијени током експерименталних испитивања за: а) контактни пар елемената типа РК и R, б) контактни пар елемената типа РК и РИ-60, в) контактни пар елемената типа РК и РИ-90 и г) контактни пар елемената типа РК и РИ-120.....	64
Слика 8.2 Експериментални и аналитички облици зависности односа F_t/F_n од средњег померања ξ_{sr} за: а) контактни пар елемената типа РК и R, б) контактни пар елемената типа РК и РИ-60, в) контактни пар елемената типа РК и РИ-90 и г) контактни пар елемената типа РК и РИ-120.....	65
Слика 8.3 Упоредни приказ дијаграма зависност односа F_t/F_n у функцији од средњег померања, ξ_{sr} , за испитиване типове контактних парова	66
Слика 8.4 Дијаграми промене попустљивости у функцији односа F_t/F_n добијени током експерименталних испитивања за: а) контактни пар елемената типа РК и Р, б) контактни пар елемената типа РК и РИ-60, в) контактни пар елемената типа РК и РИ-90 и г) контактни пар елемената типа РК и РИ-120.....	67
Слика 8.5 Дијаграми промене попустљивости s у функцији односа F_t/F_n за: а) контактни пар елемената типа РК и Р, б) контактни пар елемената типа РК и РИ-60, в) контактни пар елемената типа РК и РИ-90 и г) контактни пар елемената типа РК и РИ-120	68
Слика 8.6 Упоредни приказ дијаграма промена попустљивости, s , у функцији односа F_t/F_n за испитиване типове контактних парова.....	69

- Слика 8.7 Дијаграми промене односа F_t/F_n у функцији средњег померања, ξ_{sr} , добијени током експерименталних испитивања за: а) контактни пар елемената типа РК и Р, б) контактни пар елемената типа РК и РИ-120 и дубину припреме контакта δ_1 , и в) контактни пар елемената типа РК и РИ-120 и дубину припреме контакта δ_2 70
- Слика 8.8 Аналитички облици зависности односа F_t/F_n у функцији средњег померања ξ_{sr} за: а) контактни пар елемената типа РК и Р, б) контактни пар елемената типа РК и РИ-120 и дубину припреме контакта δ_1 , и в) контактни пар елемената типа РК и РИ-120 и дубину припреме контакта δ_2 71
- Слика 8.9 Упоредни приказ дијаграма зависност односа F_t/F_n у функцији средњег померања ξ_{sr} контактне парове елемената типа РК и Р, РК и РИ-120 – δ_1 и РК и РИ-120 – δ_2 72
- Слика 8.10 Дијаграми промене попустљивости s у функцији односа F_t/F_n добијени током експерименталних испитивања за: а) контактни пар елемената типа РК и Р, б) контактни пар елемената типа РК и РИ-120 и дубину припреме контакта δ_1 , и в) контактни пар елемената типа РК и РИ-120 и дубину припреме контакта δ_2 73
- Слика 8.11 Аналитичке зависности промене попустљивости s у функцији односа F_t/F_n за: .. а) контактни пар елемената типа РК и Р, б) контактни пар елемената типа РК и РИ-120 и дубину припреме контакта δ_1 , и в) контактни пар елемената типа РК и РИ-120 и дубину припреме контакта δ_2 74
- Слика 8.12 Упоредни приказ дијаграма зависности промене попустљивости, s , у функцији односа F_t/F_n за контактне парове елемената типа РК и Р, РК и РИ-120 – δ_1 и РК и РИ-120 – δ_2 75
- Слика 8.13 Упоредни приказ дијаграма поузданости испитиваних контактних парова за гранично померање $\xi_g = 5\mu m$ у функцији односа F_t/F_n у интервалу, а) 0–0,7 и б) 0–0,1 78
- Слика 8.14 Упоредни приказ дијаграма поузданости испитиваних контактних парова за гранично померање $\xi_g = 10\mu m$ у функцији односа F_t/F_n у интервалу, а) 0–0,7 и б) 0–0,1 79
- Слика 8.15 Упоредни приказ дијаграма поузданости испитиваних контактних парова за гранично померање $\xi_g = 15\mu m$ у функцији односа F_t/F_n у интервалу, а) 0–0,7 и б) 0–0,1 80
- Слика 8.16 Упоредни приказ дијаграма поузданости испитиваних контактних парова за гранично померање $\xi_g = 20\mu m$ у функцији односа F_t/F_n у интервалу, а) 0–0,7 и б) 0–0,1 81
- Слика 8.17 Упоредни приказ дијаграма поузданости за различите дубине претходне припреме контакта, $\xi_g = 5\mu m$, у функцији односа F_t/F_n у интервалу, а) 0–0,7 и б) 0–0,1 82
- Слика 8.18 Упоредни приказ дијаграма поузданости за различите дубине претходне припреме контакта, $\xi_g = 10\mu m$, у функцији односа F_t/F_n у интервалу, а) 0–0,7 и б) 0–0,1 83
- Слика 8.19 Упоредни приказ дијаграма поузданости за различите дубине претходне припреме контакта, $\xi_g = 15\mu m$, у функцији односа F_t/F_n у интервалу, а) 0–0,7 и б) 0–0,1 84
- Слика 8.20 Упоредни приказ дијаграма поузданости за различите дубине претходне припреме контакта, $\xi_g = 20\mu m$, у функцији односа F_t/F_n у интервалу, а) 0–0,7 и б) 0–0,1 85

Слика А. 1 Дијаграми тангенцијалне силе и померања у зони контакта за контактни пар елемената типа РК и R.....	104
Слика А. 2 Дијаграми тангенцијалне силе и померања у зони контакта за контактни пар елемената типа РК и РИ-120, δ_2	107
Слика А. 3 Дијаграми тангенцијалне силе и померања у зони контакта за контактни пар елемената типа РК и РИ-90.....	112
Слика А. 4 Дијаграми тангенцијалне силе и померања у зони контакта за контактни пар елемената типа РК и РИ-60.....	118
Слика А. 5 Дијаграми тангенцијалне силе и померања у зони контакта за контактни пар елемената типа РК и РИ-120, δ_1	124
Слика Б. 1 Топографија иницијалне површине РК за експеримент контактнoг пара елемената типа РК и РИ-120 (δ_2), а) уздужно и б) попречно	128
Слика Б. 2 Топографија РК, припрема контакта са РИ-120, $\varphi = \pm 180^\circ$ при $F_n = 643,0 N$ (δ_2) за мерно место, а) m_1 , б) m_2 и б) m_3	128
Слика Б. 3 Топографија иницијалне површине РК за експеримент контактнoг пара елемената типа РК и РИ-90, а) уздужно и б) попречно	129
Слика Б. 4 Топографија РК, припрема контакта са РИ-90, $\varphi = \pm 180^\circ$ при $F_n = 643,0 N$ за мерно место, а) m_1 , б) m_2 и б) m_3	129
Слика Б. 5 Топографија иницијалне површине РК за експеримент контактнoг пара елемената типа РК и РИ-60, а) уздужно и б) попречно	130
Слика Б. 6 Топографија РК, припрема контакта са РИ-60, $\varphi = \pm 180^\circ$ при $F_n = 643,0 N$ за мерно место, а) m_1 , б) m_2 и б) m_3	130
Слика Б. 7 Топографија иницијалне површине РК за експеримент контактнoг пара елемената типа РК и РИ-120 (δ_1), а) уздужно и б) попречно	131
Слика Б. 8 Топографија РК, припрема контакта са РИ-120, $\varphi = \pm 180^\circ$ при $F_n = 283,6 N$ (δ_1) за мерно место, а) m_1 , б) m_2 и б) m_3	131

Списак табела

Табела 4.1 Израчунате вредности коефицијента C_1 и C_2 и коефицијената корелације R	22
Табела 4.2 Симулиране дубина утискивања и вредности силе утискивања	27
Табела 4.3 Израчунате вредности коефицијента C_1 и C_2 и коефицијената корелације R	28
Табела 6.1 Програм експерименталних истраживања	46
Табела 6.2 Изабране вредности нормалног оптерећење F_n контактнoг пара	47
Табела 7.1 Резултати експерименталних истраживања за контактни пар елемената типа РК и Р – референтни контакт; 1. група експеримената	51
Табела 7.2 Резултати експерименталних истраживања за контактни пар елемената типа РК и РИ-120; припрема контакта изведена закретањем елемента са резном ивицом за угао $\varphi = \pm 180^\circ$ при $F_n = 643,0 N$; 2. група експеримената.....	52
Табела 7.3 Резултати експерименталних истраживања за контактни пар елемената типа РК и РИ-90; припрема контакта изведена закретањем елемента са резном ивицом за угао $\varphi = \pm 180^\circ$ при $F_n = 643,0 N$; 3. група експеримената.....	53
Табела 7.4 Резултати експерименталних истраживања за контактни пар елемената типа РК и РИ-60; припрема контакта изведена закретањем елемента са резном ивицом за угао $\varphi = \pm 180^\circ$ при $F_n = 643,0 N$; 4. група експеримената.....	54
Табела 7.5 Резултати експерименталних истраживања за контактни пар елемената типа РК и РИ-120; припрема контакта изведена закретањем елемента са резном ивицом за угао $\varphi = \pm 180^\circ$ при $F_n = 283,6 N$; 5. група експеримената.....	55
Табела 7.6 Параметри топографије површина елемента са равном контактном површином (РК)	58
Табела 8.1 Израчунате вредности коефицијента $C_{t/n}$ и $N_{t/n}$ и коефицијената корелације R	64
Табела 8.2 Израчунате вредности коефицијената C_s и N_s и коефицијената корелације R ..	68
Табела 8.3 Израчунате вредности коефицијената $C_{t/n}$ и $N_{t/n}$ и коефицијената корелације R	70
Табела 8.4 Израчунате вредности коефицијената C_s и N_s и коефицијената корелације R ..	73

1 Увод

Предмет докторске дисертације је истраживање могућности за повећање поузданости и носивости тангенцијално оптерећених веза претходном припремом контакта. Из литературе је познато да поузданост представља вероватноћу да ће неки систем своју наменску функцију – функцију циља обављати у датом временском интервалу, под задатим условима без отказа, док је тангенцијална носивост везана и за поузданост везе и за статичко или динамичко оптерећење које дата веза у одређеним условима може да издржи. Услови остваривања везе између контактних елемената везани су за одговарајућа ограничења која могу бити веома комплексне природе.

У савременим машинским конструкцијама постоји велики број случајева када је потребно остварити растављиве везе између појединих елемената тих конструкција. Ове везе онемогућавају или ограничавају кретање између елемената конструкције који су у контакту. Тангенцијална оптерећења веза која настају услед дејства спољашњих сила, се, у већини случајева, уравнотежавају силама трења. Силе трења се јављају између површина у контакту и суштински представљају резултанту производа тангенцијалних напона и елементарних контактних површина.

У зонама контакта површина елемената, услед дејства спољашњег оптерећења, настаје сложено напонско и деформационо стање. Поред тога, у поменутих зонама контакта, услед дејства спољашњег оптерећења, доћи ће до одређених померања – попустљивости у правцу и смеру дејства вектора резултантне силе спољашњег оптерећења. Величина тих померања, изражена координатом, зависи од великог броја фактора: макро- и микрогеометрије контактних површина, механичких карактеристика елемената везе, нивоа и расподеле нормалних и тангенцијалних напона у контакту, као и од многих других фактора.

Величина померања елемената у контакту под дејством спољашњег оптерећења је резултат попустљивости зоне контакта елемената за стезање и система за стезање. Ако се разматра, на пример, веза између елемената стезног прибора и предмета обраде, величина померања радног предмета у динамичким условима обраде резањем настаје као резултат попустљивости зоне контакта елемената за стезање и радног предмета и попустљивости између радног предмета и елемента за позиционирање, поред осталог, зависи од величине оптерећења контакта, односно силе резања. То може проузроковати грешку обраде и поред

тога што је систем, статички или динамички посматрано, на макро нивоу привидно у равнотежи.

У случају да се услед померања (попустљивости) у зони контакта прекорачи вредност дозвољене толеранције по одређеној димензији – коти, димензиона тачност радног предмета постаје дискутабилна. У овом случају, дозвољена толеранција по коти представља ограничење, односно услов који дата веза треба да испуни.

Када је у питању преношење спољашњег оптерећења преко силе трења, поузданост везе најчешће варира у широким границама. Наиме, веома је тешко, у реалним техничким системима, преко сила трења остварити поуздане везе без обезбеђења високих нормалних напона у зони контакта. Поуздана веза захтева висок ниво нормалног оптерећења, што код веза које захтевају често растављање представља озбиљан проблем.

Предмет ове докторске дисертације је изналажење могућности подизања нивоа носивости и поузданости везе при знатно нижим вредностима нормалног оптерећења. Предмет рада ће, условно речено, бити ограничен на разматрање појава у зонама контакта блиским корену неравнина контактних површина и посебно изналажењу могућности остваривања контакта по корену неравнина при ниским вредностима нормалног оптерећења.

У савременим машинским системима постоји велики број елемената између којих постоје одређене функционалне везе, које ограничавају или не дозвољавају релативно кретање између елемената у контакту. Постоји велики број конструкционих решења оваквих веза. Поузданост великог броја машинских система у значајном мери зависи од поузданости ових веза. Откази који могу да настану попуштањем ових веза, могу да доведу до великих материјалних губитака, застоја у производњи, угрожавања људских живота или угрожавања животне средине.

Докторска дисертација разматра тангенцијално оптерећене везе и могућност повећања њихове поузданости, односно повећања њихове тангенцијалне носивости. Поменутом проблематиком се бавио велики број истраживача који су испитивали носивост елемената у контакту са аспекта материјала у контакту, макрогеометрије и микрогеометрије елемената у контакту, у условима статичких и динамичких оптерећења, преко анализе напонско-деформационог стања применом методе коначних елемената и применом различитих експерименталних метода.

За могућност подизања нивоа поузданости и носивости тангенцијално оптерећених веза претходном припремом контакта, посебно су значајна истраживања која се односе на локалне деформације зона контакта. Ова истраживања су показала да се локалном деформацијом зоне контакта у значајној мери може подићи ниво носивости везе, а самим тим и ниво поузданости везе.

Анализом претходних истраживања која су непосредно повезана са овом облашћу истраживања, уочено је да постоји простор за истраживања на тему повећања поузданости и носивости тангенцијално оптерећених веза претходном припремом контакта. Предложена метода, се ослања на резултате савремених истраживања у овој области и биће значајан искорак у смислу истраживања повећања носивости и поузданости везе, а посебно у смислу теоријски засноване идеје о локалној деформацији зоне контакта. Циљ истраживања је да се покаже да ће предложена метода остваривања веза повећати

поузданост и носивост тангенцијално оптерећених веза, односно смањити њихову попустљивост, при значајно нижој вредности нормалног оптерећења.

Испитивања поузданости и носивости веза су урађена у динамичким условима испитивања.

Докторска дисертација се заснива на следећим хипотезама:

1. Теоријски посматрано, контакт елемената везе је могуће остварити у зонама блиским корену неравнина контактних површина при значајно нижим вредностима контактне оптерећења (силе стезања), ако се, непосредно пре процеса стезања изведе претходна припрема контакта у зонама блиским корену неравнина контактних површина. У том случају је, на одређени начин, контактна површина већ припремљена, па се стезање своди на процес који захтева ниже вредности нормалног оптерећења.
2. Наведена теоријска хипотеза (хипотеза под редним бројем 1) захтева истраживање могућих конструкционих решења и коначно конструкцију специјално дизајнираног стезача. Наиме, ако се у уској зони контакта – везе уметне посебно пројектован стезач, очекивани резултат ће бити повећана тангенцијална носивост, а самим тим и поузданост везе, при значајно нижој вредности нормалног оптерећења. Ова хипотеза је у великој мери потврђена добијеним прелиминарним експериментима. Део резултата ових истраживања је објављен у међународним научним часописима.

Докторска дисертација се састоји из 11 поглавља. Прво поглавље је посвећено уводним разматрањима. Друго поглавље садржи преглед и анализу тренутно актуелне литературе из ове области. У трећем поглављу приказане су теоријске основе носивости тангенцијално оптерећених веза и дат је теоријски модел на коме је заснована докторска дисертација.

Теоријске основе подизања нивоа носивости и поузданости тангенцијално оптерећених веза претходном припремом контакта су образложене у четвртом поглављу, док је пројектовање система за испитивање поузданости тангенцијално оптерећених веза претходном припремом контакта детаљно описано у петом поглављу.

У шестом поглављу је приказан план и програм експерименталних истраживања. Преглед параметара који су изабрани за квантификацију носивости тангенцијално оптерећених веза претходном припремом контакта, као и приказ резултата експерименталних истраживања је изложен у поглављу седам. Статистичка обрада изабраних резултата и њихов упоредни приказ дати су у осмом поглављу.

Дискусија резултата добијених током израде докторске дисертације дата је у деветом поглављу, док су закључна разматрања са назначеним правцима будућег рада дати у поглављу десет. Списак литературних извода који су коришћени током израде ове докторске дисертације су наведени у поглављу једанаест.

У додатку А су приказани резултати експерименталних истраживања у виду дијаграма промене тангенцијалне силе и померања у зони контакта. Додатак Б показује дијаграме топографије контактних површина стезних елемената са равном површином.

2 Преглед и анализа литературних извора

Захтеви за виском поузданошћу савремених машинских система иницирају развој и примену метода које омогућавају да оптимални ниво поузданости у фази пројектовања машинских система буде уграђен у појединачне компоненте система, па самим тим и у целокупан систем. Поузданост машинских система је битан фактор у обезбеђивању квалитета производа и продуктивности у процесу производње. Различите методологије и технике се користе за анализу и оптимизацију производних система. Неке од њих су процена стабла модела, процена отказа, Петри мреже, Марков модел и друге [1].

Прорачун машинских компоненти најчешће се врши у односу на задовољење услова чврстоће, односно, отпорности на пластичне деформације или на различите врсте разарања материјала. Ови услови су задовољени уколико је чврстоћа материјала, односно, напони при којима долази до настајања неповратних пластичних деформација или до разарања материјала, већи од стварних напона, који настају суперпонирањем напона услед радног оптерећења и различитих утицајних фактора. Класичан прилаз конструисању елемената машинских система заснива се на прорачуну њихових димензија, коришћењем степена искоришћења као емпиријског показатеља. У фази пројектовања машинских компоненти, степен сигурности је показатељ који дефинише суштинску поузданост машинских компоненти [2]. При томе, статистички карактер свих величина које учествују у прорачуну у потпуности је занемарен.

Прорачун заснован на степену сигурности задржао се у великој мери и до данашњих дана због једноставности поступка, скромних захтева у погледу полазних података и високе поузданости прорачуна машинских елемената. Међутим, мали број отказа елемената у току експлоатације машинског система најчешће је постигнут предимензионисањем елемената машинског система. Тиме се непотребно повећава маса конструкције, уз све негативне последице на производне трошкове и цену производа. Ради постизања најбољег могућег односа између фактора као што су поузданост, маса и производни трошкови, неопходно је даље развијати и примењивати методологију прорачуна елемената машинских система на бази поузданости. Стога, анализа поузданости механичких компоненти има све већу примену [3,4].

2.1 Поузданост техничких система

Развој технике довео је до примене све сложенијих техничких система који су великим делом преузели активности које је обављао човек. Са развојем техничких система, јавила се и потреба да технички системи морају да задовоље одређене критеријуме по питањима исправног рада, експлоатације и одржавања. Било је потребно дати квантитативну оцену поузданости неког техничког система, као и одговор на питања како поузданост компоненти и одржавање система утиче на рад истог [5]. Овај задатак је самим тим тежи уколико се зна да савремени технички системи имају велики број, по структури и начину рада, различитих подсистема, као што су: механички, енергетски, електронски, хидраулички и сл.

Поузданост техничких система је комплексна област науке и овде ће бити дате само основне напомене и принципи теорије поузданости. У циљу квантитативног одређивања појединих величина и параметара који карактеришу поузданост, неопходно их је прецизно дефинисати. Егзактан приступ базира се на теорији поузданости као научној дисциплини која се бави проучавањем законитости којих се треба придржавати при пројектовању, конструкцији, испитивању, производњи и експлоатацији техничких производа, како би они имали што дужи радни век, а тиме и максимални радни учинак [5].

У литератури се може наћи више дефиниција појма поузданости које се међусобно незнатно разликују. Вероватно је најпотпунија следећа дефиниција: „Поузданост је вероватноћа, на одређеном нивоу поверења, да ће систем успешно, без отказа, обавити функцију за коју је намењен, унутар специфицираних граница перформанси, у току специфицираног времена трајања задатака, када се користи на прописани начин и у сврху за коју је намењен, под специфицираним нивоима оптерећења, узимајући у обзир и претходно време коришћења система” [5].

Према [2], поузданост, такође, представља вероватноћу да ће неки систем своју наменску функцију – функцију циља обављати у датом временском интервалу, под задатим условима, без отказа. Најједноставније речено, поузданост је способност техничког система да успешно обавља задату му функцију, под одређеним условима, у датом временском интервалу.

У свим наведеним дефиницијама и описима поузданости присутна су два незаобилазна фактора: време рада и услови рада. Подаци који се дају за поузданост објекта меродавни су само у наведеном временском интервалу и у специфицираним условима експлоатације [5].

Већ је напоменуто да је поузданост вероватноћа, што значи да може бити представљена бројем између 0 и 1, односно, процентуално, између 0 и 100%. Поузданост, $R(t)$, се може представити као однос између броја успешних задатака посматраног система, $n_1(t)$, према укупном броју ових задатака, n :

$$R(t) = \frac{n_1(t)}{n}, \quad (2.1)$$

где је t – време трајања задатка, односно временски тренутак у коме се поузданост разматра.

Претпоставимо да се испитује n система истовремено. После одређеног времена, t , број система који нису отказали је n_1 , док је број система који су отказали n_2 , при чему је $n = n_1 + n_2$. Израз (2.1) се може изразити:

$$R(t) = \frac{n_1(t)}{n} = \frac{n_1(t)}{n_1(t) + n_2(t)} \quad (2.2)$$

Израз (2.2) показује вероватноћу рада без отказа било ког од n система у току времена, t , јер је већ напоменуто да је поузданост функција времена. Са порастом времена, t , све више и више система ће бити у отказу, што значи да ће поузданост опадати. Једначина (2.2) може да се напише у облику:

$$R(t) = \frac{n - n_2(t)}{n} = 1 - \frac{n_2(t)}{n} \quad (2.3)$$

који ће бити коришћен у овом раду за одређивање поузданости испитиваних контактних парова.

2.2 Поузданост стезних прибора

Поузданост као једна од битних компонената квалитета обављања функције циља техничких система. Полазећи од ове чињенице, данас се тежи производњи што поузданијих система и њихових елемената. Да би се ово постигло, потребно је приступити разматрању поузданости још у развојној фази, односно у фази пројектовања новог система, а у лабораторији и експлоатацији – анализи поузданости. Неопходно је да систем који се пројектује поседује одређене, унапред задате карактеристике и показатеље поузданости [6–8].

Технички системи представљају скупове елемената и релација између њих и њихових карактеристика, повезаних међусобно у целину на начин погодан за вршење корисног рада [8,9]. То значи, да је за функционисање система, поред квалитета елемената у целини, неопходна одређена веза између њих. Сваки сложени систем обједињује већи или мањи број саставних елемената, па се о његовој поузданости може судити само ако се анализирају и аналитички обухвате поузданости сваког елемента понаособ [6,8]. У савременим машинским конструкцијама постоји велики број случајева када је потребно остварити растављиве везе између појединих елемената тих конструкција. Ове везе онемогућавају или ограничавају кретање између елемената конструкције који су у контакту.

У циљу омогућавања анализе, у теорији поузданости се посебно анализирају начини повезивања елемената система са становишта обликовања шеме стабла отказа, на основу које треба извести аналитичке изразе за израчунавање поузданости система [6,8,9]. При обликовању шеме стабла отказа, посебно треба водити рачуна о технолошком начину међусобног повезивања елемената система ради вршења одређене функције и везама ових елемената у шеми стабла отказа.

Једна од основних метода анализе сигурности система заснива се на бази конструисања шеме стабла отказа. Овде се на почетку дефинише нежељени догађај (енгл. *top event*), а затим се анализира утицај понашања појединих елемената система на његово понашање. Анализа се ослања на дијаграмске описе који симболично описују логичке релације између догађаја [7,9,10]. Нежељени догађаји система од којих се овде полази, откривају се индуктивном анализом [11,12]. Откази система су нежељена стања система који се могу појавити као резултат функционалних отказа појединих елемената система. Анализа почиње квалитативним дефинисањем нежељеног догађаја, а потом се иде уназад кроз конфигурацију система, како би се пронашли откази елемената система и процедуралне грешке које могу довести до нежељеног догађаја. Односи између специфичних догађаја се приказују графички. Догађаји који могу проузроковати нежељени догађај приказују се по редоследу. Пuteви отказа односе се на логичке редоследе догађаја који воде до нежељеног догађаја. Треба прилично времена и искуства да се припреми шема стабла отказа. Обично се почиње са изградом пројекта и монтажом система, а онда се приступа побољшању како квалитативне тако и квантитативне информације у шеми.

Поузданост стезних прибора има највећи утицај на квалитет обрађене површине предмета обраде [13]. Постоје три глава параметра коју утичу на поузданост стезног прибора: величина динамичког оптерећења, распоред елемената у стезном прибору и сила стезања.

У савременим машинским системима постоји велики број елемената између којих постоје одређене функционалне везе, које ограничавају или не дозвољавају релативно кретање између елемената у контакту. Постоји велики број конструкционих решења оваквих веза када се говори о стезним приборима [14–22]. Поузданост великог броја стезних прибора у значајном мери зависи од поузданости ових веза. Откази који могу да настану попуштањем ових веза, могу да доведу до великих материјалних губитака и застоја у производњи.

Позиционирање предмета обраде има значајну улогу у аутоматизацији многих савремених производних система, као што су: подешавање предмета обраде, стезање, отпуштање, контрола тачности мера и аутоматизовано склапање склопова и манипулација. При позиционирању предмета обраде у реалном производном окружењу, неопходно је, пре свега, размотрити: поузданост и тачност позиционирања предмета обраде и време обраде, које би суштински требало да буде мање од времена потребног за подешавање предмета обраде на радном столу машине алатке.

При анализирању поузданости стезних прибора, већина аутора се бави кинематском анализом и анализом дејства сила како би одредили силу стезања неопходну за уравнотежавање силе резања и обртног момента [23–27]. ДеМетер (*DeMeter*) [28] је развио линеарни модел за предвиђање минималног оптерећења које се мора појавити на контактним површинама како би се предмет обраде одржао у условима статичке

равнотеже. Јенг (*Jeng*) и остали [29] су представили алгоритам за претрагу тренутног центра кретања, на основу корелације између силе резања и силе стезања.

Позиционирање предмета обраде у стезном прибору је пресудан фактор за правилно одвијање процеса обраде [13]. Да би се постигло одговарајуће позиционирање предмета обраде, позиционери се користе за одузимање степени слободе кретања предмета обраде и уравнотежавања сила стезања и сила резања, како би се предмет обраде одржао у датој позицији [19]. Методе позиционирања могу се поделити у четири главне категорије [30,31]: 3-2-1 метода позиционирања, позиционирање по равној површини и чепу, позиционирање преко дугог чепа и позиционирање у призми (енгл. *V-block*). За методу позиционирања по равној површини и чепу, равна површина предмета обраде је посматрана као примарна површина позиционирања, а унутрашња цилиндрична површина предмета обраде као секундарна површина. Код методе позиционирања по дугом чепу, унутрашња цилиндрична површина предмета обраде посматрана је као примарна површина позиционирања преко које се предмету обраде одузимају четири степена слободе кретања. Метода позиционирања преко V-блока се користи за позиционирање спољашњих цилиндричних површина предмета обраде, као примарних површина позиционирања.

Тан (*Tan*) и сарадници [32] дали су опис моделирања, анализе и верификације оптималних конфигурација прибора применом поступака уравнотежења сила и методе коначних елемената. Примењени метод позиционирања и стезања је био 3-2-1.

Проблематиком тангенцијално оптерећене везе и могућност повећања њихове поузданости, односно њихове тангенцијалне носивости, бавио се велики број истраживача који су испитивали носивост елемената у контакту са аспекта материјала у контакту, макрогеометрије и микрогеометрије елемената у контакту, у условима статичких и динамичких оптерећења, преко анализе напонско-деформационог стања применом методе коначних елемената и применом различитих експерименталних метода. Величина силе стезања треба да буде довољно велика да одржи стабилност предмета обраде током обраде, али и довољно мала како не би проузроковале деформације предмета обраде.

Тангенцијална оптерећења веза која настају услед дејства спољашњих сила, се, у већини случајева, уравнотежавају силама трења. Силе трења јављају се између површина у контакту и, суштински представљају резултанту производа тангенцијалних напона и елементарних контактних површина. У зонама контакта површина елемената, услед дејства спољашњег оптерећења, настаје сложено напонско и деформационо стање. Поред тога, у поменутих зонама контакта, услед дејства спољашњег оптерећења, долази до одређених померања – попустљивости у правцу и смеру дејства вектора резултантне силе спољашњег оптерећења. Величина тих померања, изражена координатом, зависи од великог броја фактора: макрогеометрије и микрогеометрије контактних површина, механичких карактеристика елемената везе, нивоа и расподеле нормалних и тангенцијалних напона у контакту, као и од многих других фактора. Величина померања елемената у контакту под дејством спољашњег оптерећења је резултат попустљивости зоне контакта елемената за стезање и система за стезање. Ако се разматра, на пример, веза између елемената стезног прибора и предмета обраде, величина померања радног предмета у току процеса извођења обраде резањем, настала као резултат попустљивости зоне контакта елемената за стезање и радног предмета и попустљивости између радног

предмета и елемента за позиционирање, поред осталог, зависи и од величине оптерећења контакта односно силе резања. То може проузроковати грешку обраде и поред тога што је систем, статички или динамички посматрано, на макро нивоу привидно у равнотежи. У случају да се услед померања (попустљивости) у зони контакта прекорачи вредност дозвољене толеранције по одређеној димензији – коти, радни предмет постаје неупотребљив. У овом случају дозвољена толеранција по коти представља ограничење, односно услов који дата веза треба да испуни.

Када је у питању преношење спољашњег оптерећења преко силе трења, поузданост везе најчешће варира у широким границама. Наиме, веома је тешко, у реалним техничким системима, преко сила трења остварити поуздане везе без обезбеђења високих нормалних напона у зони контакта. Поуздана веза захтева висок ниво нормалног оптерећења, што код веза које захтевају често растављање представља озбиљнији проблем.

2.3 Принципи стезања радног предмета у стезном прибору

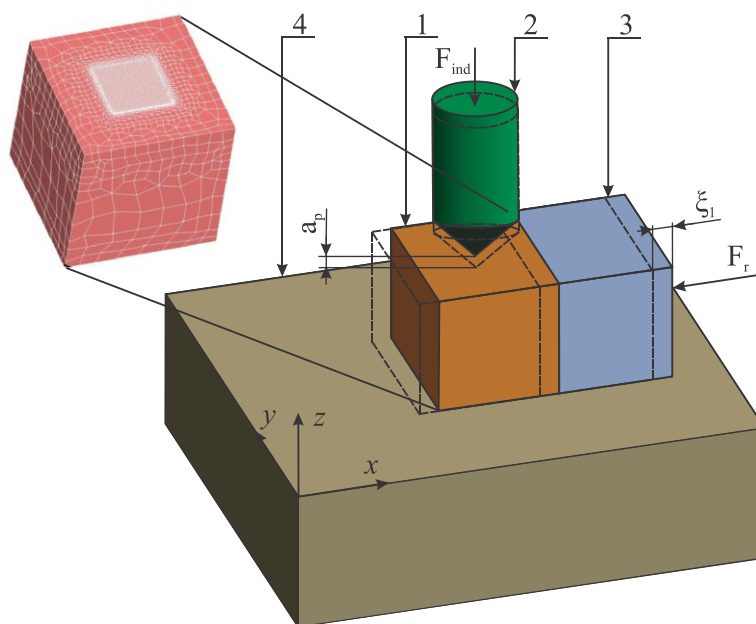
Стезање предмета обраде у стезном прибору се може дефинисати као механизам који одржава предмет обраде у одређеном положају у односу на елементе за позиционирање и отпоре који се јављају током процеса обраде [33]. Предмету обраде базираном у стезном прибору треба одређеним силама стезања обезбедити стабилан контакт на базним површинама. У току процеса обраде, при дејству одређених динамичких оптерећења, правац интензитета и смер сила стезања треба да онемогући померање предмета обраде од базних површина [34]. Пред тога, треба водити рачуна и о расподели стезних елемената у стезном прибору, како би се спречила било каква могућност од колизије са алатом.

Код анализе стабилности стезног прибора значајан број радова анализира дејство сила у стезном прибору, како би се одредила неопходна сила стезања ради уравнотежавања силе резања и обртног момента [23–29,35]. Такође, велики број истраживања је посвећен анализи прслина код кртих и дактилних материјала, које настају на радном предмету услед различитих дејства оптерећења [36–45]. Међутим, постоји и неколико експерименталних истраживања различитих конфигурација стезних прибора анализираних под различитим дејствима оптерећења и прслинама које настају на радном предмету, као што су: радни предмет са иницијалном прслином при дејству напона затезања [46–48], савијање радног предмета у три тачке са косом прслином [49], плоча са косом прслином при дејству напона затезања [50], радни предмет савијен у три тачке са асиметричном прслином [51,52] и оптерећење стезног прибора за танке лимове [53].

2.4 Попустљивост контакта елемената стезног прибора

Попустљивост везе између елемената за стезање и предмета обраде при дејству сила резања има велики утицај на квалитет обраде. Радни предмет се при позиционирању и стезању доводи у контакт са елементима прибора који служе за његово позиционирање и стезање. Контакт ових елемената се, теоретски посматрано, остварује по површинама, линијама и тачкама, односно реалним равним површинама и елементарним површинама формираним око одговарајућих контактних линија и тачака. У току процеса обраде, силе и моменти резања преносе се са резног алата на радни предмет, елементе за позиционирање, елементе за стезање, елементе тела прибора и елементе машине алатке. У поменутом ланцу преноса оптерећења, у највећем броју случајева, са аспекта носивости и попустљивости, најосетљивија је управо веза коју детерминише контакт радног предмета са елементима прибора. Код неких конструкција прибора, значајан удео у укупној попустљивости могу имати и остали елементи прибора који учествују у ланцу преноса оптерећења (померања – попустљивости настале као последица великих угиба, углова увијања и осталих деформација).

Тематика динамичког моделирања попустљивости контакта између елемената за стезање и предмета обраде је посебно актуелна у условима ограничених вредности сила стезања и захтева за повећаном носивошћу везе при тангенцијалним динамичким оптерећењима [14–16,18–22,54]. Тадић и остали [19] су експерименталним и нумеричким истраживањима анализирали тангенцијалну носивост оптерећења и попустљивост између стезних елемената прибора и предмета обраде. Како би се повећао капацитет носивости оптерећења и редуковала попустљивост на контактним површинама, аутори су предложили методу засновану на утискивању стезног елемента у облику конусног утискивача у материјал предмета обраде, користећи при томе површине предмета обраде које нису машински обрађене. Слика 2.1 приказује CAD модел предмета обраде (1), утискивач (2) са примењеном силом F_{ind} која представља силу стезања и са дужином утискивања a_p , потискивач (3) силом потискивања (тангенцијалном силом), F_r , потискује предмет обраде (1). Услед дејства силе, F_r , долази до померања (обележено са ξ_1) предмета обраде (1) у односу на базу ослањања (4) [19].



Слика 2.1 CAD модел предмета обраде, утискивача, потискивача и базе ослањања [19]

Резултати нумеричких анализа и експерименталних истраживања указују на значајан утицај микрогеометрије контактних површина на капацитет носивости оптерећења и на попустљивост система стезни прибор/предмет обраде. Аутори рада [19] су на основу добијених резултата показали да за исте вредности попустљивости контактних површина, конични облик утискивача обезбеђује већу носивост оптерећења у односу на сферични облик.

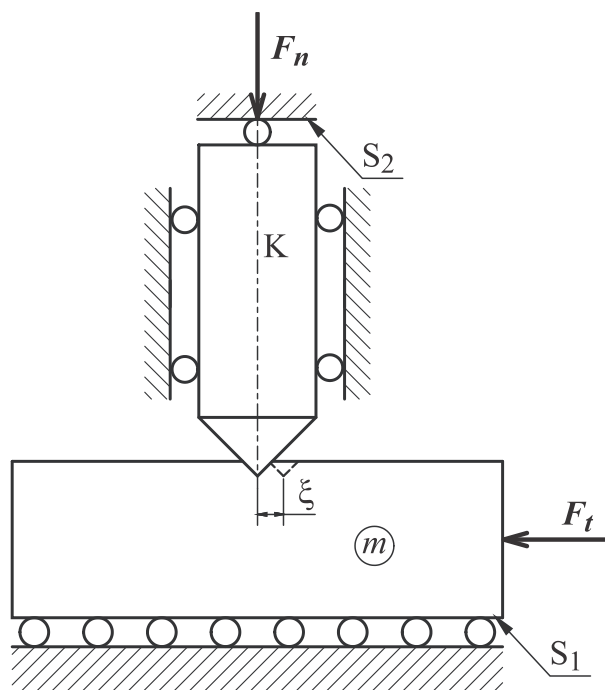
Проблем попустљивости контактних површина између елемената стезног прибора за позиционирање/стежање и предмета обраде у динамичким условима током процеса обраде, истраживали су Тадић и остали [22]. За потребе експерименталних истраживања, аутори рада су развили специјалан уређај који омогућава моделска испитивања елемената за позиционирање/стежање и предмет обраде. Резултати експерименталних истраживања показују да, у одређеним условима, елементи за позиционирање/стежање са већим радијусом обезбеђују знатно мању попустљивост контактних површина.

Тодоровић и остали [21] вршили су упоредну анализу попустљивости два типа стезних елемената у динамичким условима. Један тип елемента за стежање је стандардни елемент са равном површином на врху, док је други стезни елемент специјално дизајниран са кружном резном плочицом на врху. Анализиран је случај стежања предмета обраде силама малих величина, при чему су деформације контактних површина предмета обраде и стезних елемената реда величине висине површинских неравнина. У поређењу са стандардним стезним елементом, специјално дизајнирани стезни елемент са кружном резном плочицом на врху има знатно боље перформансе у погледу тангенцијалне носивости оптерећења и попустљивости контактних површина.

Вукелић и остали [55] су разматрали попустљивост веза између елемената за стежање и предмета обраде у случајевима стежања елемента за стежање с равним челом и специјално дизајнираног елемента за стежање. Након теоријских разматрања, изложени су резултати експерименталних истраживања. Резултати указују на значајне предности специјално

дизајнираног елемента за стезање у односу на стандардни облик елемента за стезање с равним челом.

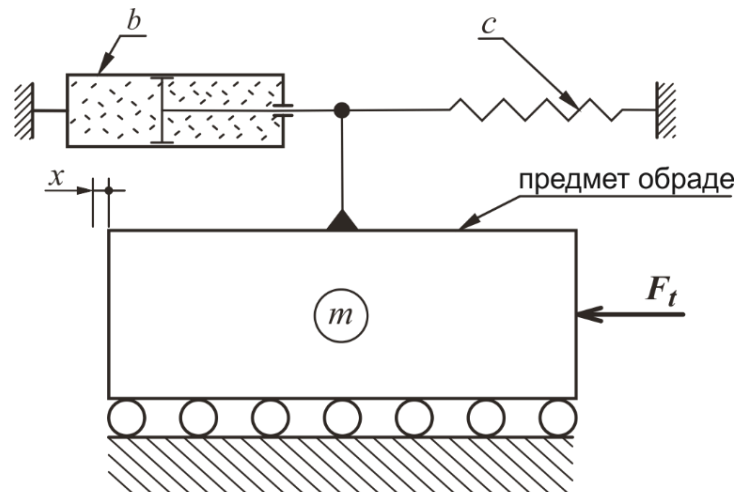
Теоријска и експериментална истраживања попустљивости контактних површина између елемената стезног прибора и предмета обраде у динамичким условима, узимајући у обзир крутост система и коефицијент пригушења су анализирали Тодоровић и остали [20].



Слика 2.2 Шематски приказ померања предмета обраде у односу на стезни елемент под дејством тангенцијалног оптерећења [20]

Теоријски модел понашања контактних површина између елемената стезног прибора К и предмета обраде m у присуству спољашњег нормалног оптерећења, F_n , и тангенцијалног оптерећења, F_t ргi динамичким условима, као и релативно померање стезних елемената ξ одређени су коришћењем Лангранжове диференцијалне једначине кретања. Слика 2.2 приказује општи случај контакта стезног елемента и предмета обраде, док слика 2.3 приказује динамички модел који је коришћен за моделирање контакта стезног елемента и предмета обраде у динамичким условима [20]

Луи (*Liu*) и остали [54] су формулисали мултимодалну функцију у којој су дефинисана геометријска ограничења везана за предмет обраде. На бази ограничења генетски алгоритам претражује простор могућих решења и дефинише оптималну позицију силе стезања за призматичне радне предмете.



Слика 2.3 Шематски приказ динамичког модела контактних површина између стезног елемента и предмета обраде [20]

Лио (Liu) и Ху (Hu) [18] су развили методологију базирану на методи коначних елемената чији је циљ детектовање попустљивости и крутости контактних парова елемената прибора-предмет обраде. Њихов модел, такође, теоријски описује вибрације предмета обраде током процеса обраде.

Асанте (Asante) [15] је презентовао методологију која комбинује еластичност контакта са методом коначних елемената у циљу предикције контактне оптерећења и расподеле притисних напона на местима контакта предмета обраде и елемената прибора. Асанте (Asante) [14] је испитивао ефекте попустљивости прибора и услова процеса обраде (режиме резања) на стабилност предмета обраде. У једноставној студији, формулисао је матрицу крутости прибора, која представља минимална померања тачака контакта предмета обраде са елементима прибора, као и велика померања радног предмета под утицајем сила резања.

Чари (Chari) и сарадници [16] су описали методологију за моделирање геометријских одступања под утицајем елемента за позиционирање. Померања настала под дејством сила стезања и сила резања детерминисана су методом коначних елемената.

ДеМетер (DeMeter) и остали [56] су представили линеарни модел одређивања силе стезања у систему стезни прибор/предмет обраде који разматра статичко деформацију система, као и попустљивост. Модел израчунава минимална потребна претходна оптерећења неопходна како би се спречило проклизавање предмета обраде током процеса обраде.

Сиебеналер (Siebenaler) и Мелкоте (Melkote) [57] су, користећи методу коначних елемената и експериментална истраживања, разматрали утицај попустљивости елемената стезног прибора на деформацију предмета обраде. Утврђено је да у систему стезни прибор/предмет обраде, у 98% случајева попустљивост јавља на врховима контактних површина система.

Рахгу (Raghu) и Мелкоте (Melkote) [58] су истраживали утицај редоследа примене силе стезања на предмет обраде анализирајући могуће појаве попустљивости на контактним

површинама система, као и геометријске грешке обраде. Грешке обраде су одређене на основу померања карактеристичних тачака на површини предмета обраде.

2.5 Теорија вијка

Теорија вијка (енгл. *screw theory*) описује однос између сила које се примењују на круто тело и кретања које то тело произведе услед дејства сила. Једноставније речено, теорија вијка описује динамику чврстих тела. Теорија вијка се најчешће користи за одређивање: минималног број контактних површина (између позиционера и стезача), дозвољених кретања током подешавања стезног прибора, реакција сила на контактним површинама и успостављање равнотеже сила стезања и резања.

Применом теорије вијка, извршена је анализа стабилности пројектованих стезних прибора у радовима [59,60]. Чоу (*Chou*) и остали [59] су, ослањајући се на теорију вијка и механику, развили математичку теорију за аутоматску конфигурацију стезног прибора за предмете обраде призматичног облика. Аутори представљају два дела у теорији: анализу и синтезу. Анализом је одређена позиција предмета обраде, стабилност стезних елемената и укупна ограничења, док синтеза стезних прибора одређује тачке позиционирања и стезања на површинама радног предмета и силу стезања.

Рој (*Roy*) и Лио (*Liao*) [60] су разматрали позицију елемената за позиционирање и стезање у циљу развоја система за аутоматизовано пројектовање прибора уз анализу стабилности на основу проширене теорије вијка.

2.6 Механичка обрада микрорезањем

Како је у овој докторској дисертацији разматрана претходна припрема контакта применом поступка микрорезања, то ће у овом поглављу бити дат краћи преглед литературних извора који су разматрали ову проблематику.

Механичка обрада микрорезањем је један од најраспрострањенијих и широко примењених процеса у савременој пракси. Међутим, основна знања о самој физици феномена микро резања [61–63], још увек нису довољно истражена. Практично, следећи ефекти микрорезања захтевају детаљнију анализу: алат се не може сматрати оштрим, јер ивица радијуса алата тежи да буде приближно једнака величини необрађене дебљине струготине [63–65], минимална дебљина струготине која може бити уклоњена са радног предмета производи ефекат испрекидане струготине [64–67], микроструктура материјала има јак утицај на смањење силе резања и чини их да варирају у зависности од оријентације зрна у материјалу [68,69].

Многи модели су развијени да опишу процес уклањања струготине. Један од њих је модел линија клизања (енгл. *slip-line field*) који су најпре истраживали Ли (*Lee*) и Шафер (*Shaffer*)

[70]. Користећи *slip-line field* модел, развијени су многи прорачуни за различите облике алата као што су: оштар [71–78], похабан [78,79], округао [80–90] и заобљен [91,92].

Неколико аутора је истраживало ефекат претходне припреме ивице резног алата на процес обраде резањем [64,80,82,83,92,93]. Утицај резне ивице током микрорезања на појаву деформације и напона у материјалу истраживали су Јин (*Jin*) и Алтинас (*Altintas*) [94]. Деформација материјала у процесу резања може се поделити на три карактеристичне зоне: примарна смичућа зона, секундарна смичућа зона и терцијална смичућа зона. Дебљина примарне смичуће зоне утиче на ивицу резног алата. Материјал је посматран као круто пластично тело са константним напоном смицања и за предмет обраде и за резни алат.

Претходна разматрања наводе на закључак да је поступак микрорезања са теоријског и практичног аспекта јако сложен процес. Истраживања у овој докторској дисертацији нису имала за циљ да дају допринос у истраживањима у области микрорезања, већ да овај поступак искористе као поступак за претходну припрему контакта.

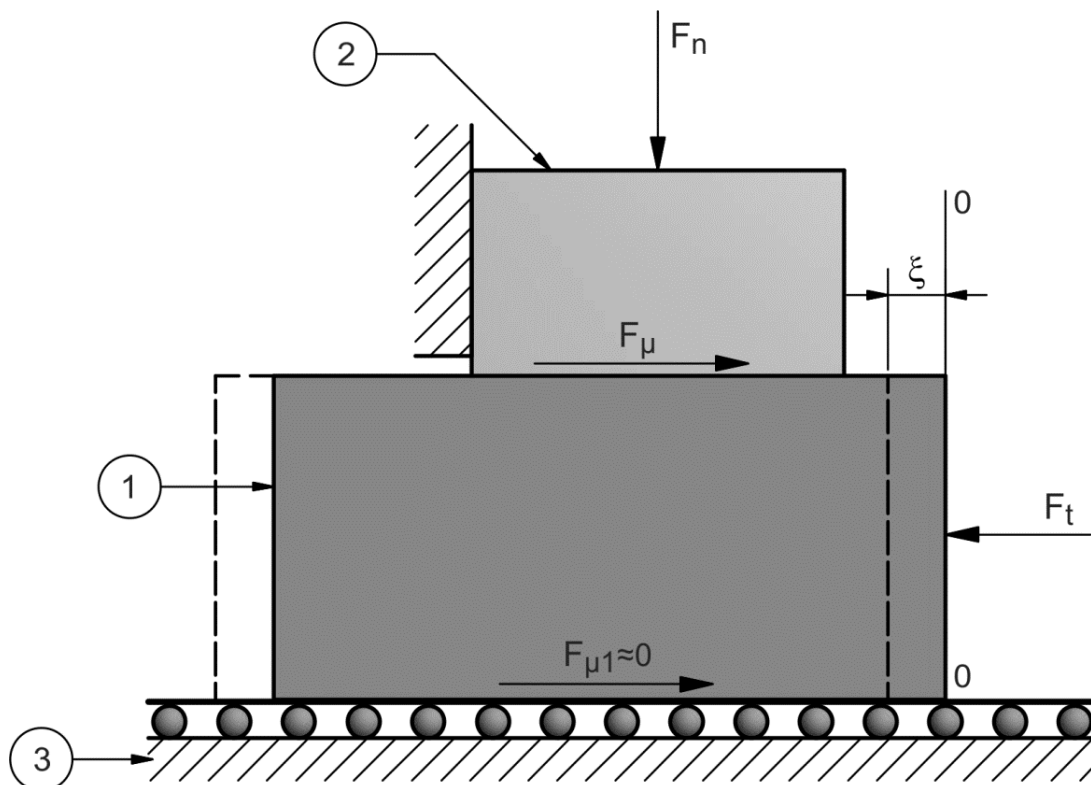
2.7 Закључна разматрања

Код великог броја веза елемената у контакту, које се срећу у техничкој пракси, најкритичније за очување везе је спољашње тангенцијално оптерећење. У највећем броју случајева тангенцијално оптерећење се уравнотежава силама трења које делују између контактних елемената. С обзиром на то да је при контакту челичних материјала, вредност коефицијента трења релативно мале вредности, то наводи на закључак да је потребна овезбедити велике вредности нормалног оптерећења контактних елемената.

За разлику од истраживања која су наведена у прегледу литературе, у овој докторској дисертацији се разматра моћност повећања носивости и поузданости тангенцијално оптерећених веза претходном припремом контакта применом поступка микрорезања. Да би се извео поступак претходне припреме контакта, предлаже се употреба специјално дизајнираног стезача. На тај начин је могуће остварити веће вредности тангенцијалне носивости контакта при мањим вредностима нормалног оптерећења везе, што је нумеричком (FEM) анализом и експерименталним истраживањима и потврђено.

3 Теоријске основе носивости тангенцијално оптерећених веза

Тангенцијално оптерећене везе су веома присутне у индустријској пракси. Код великог броја ових веза спољашње тангенцијално оптерећење се уравнотежава силама трења које делују између контактних елемената. Слика 3.1 приказује теоријски пример тангенцијално оптерећене везе.



Слика 3.1 Теоријски пример тангенцијално оптерећене везе

У датом примеру (слика 3.1) посматра се контакт елемената 1 и 2 у присуству спољашњег нормалног оптерећења, F_n , и тангенцијалног оптерећења, F_t , при чему се „занемарује“ сила трења између подлоге 3 и контактеног елемента 1, $F_{\mu 1}$. Наиме, сматра се да је сила трења, $F_{\mu 1}$,

знатно мања од силе трења, F_{μ} , што је практично могуће остварити. У ситуацији када се контактни елемент 1 котрља по подлози 3, услед малих вредности коефицијента трења котрљања у односу на коефицијенте трења клизања, сила трења, $F_{\mu 1}$, може се занемарити. На овај начин, проблем се поједностављује и своди на отпорну силу трења, F_{μ} . Величина силе трења, F_{μ} , зависи од нивоа нормалног оптерећења, F_n , и великог броја параметара везаних за механичке, триболошке, геометријске и термичке карактеристике контактних елемената.

При одређеним карактеристикама контактних елемената (механичким, триболошким, геометријским и термичким), сила трења зависи само од нивоа нормалног оптерећења, F_n . С обзиром на познату релацију:

$$F_{\mu} = \mu \cdot F_n, \quad (3.1)$$

очигледно је да ће за одређене карактеристике контакта, веће вредности нормалног оптерећења, F_n , остварити сразмерно веће вредности силе трења, F_{μ} . Вредност коефицијента трења зависи од великог броја фактора: материјала од којих су израђени елементи у контакту, топографије контактне површине, стања подмазаности и др. При контакту челичних материјала, вредности коефицијента трења, μ , су релативно мале. Прелиминарним мерењима на трибометру, који ради на принципу стрме равни и који је детаљније описан у [95,96], утврђено је да коефицијент трења за контактни пар типа РК и Р (за стезни елемент са равном контактном површином који се користи као референтни током експерименталних истраживања – слика 5.7) износи $\mu \approx 0,2$. То значи да у случају разматраног теоријског модела контакта (слика 3.1), као и за степен сигурности $k=2$, успостављање равнотеже сила је могуће при вредности:

$$F_n \approx k \frac{F_t}{\mu} \approx 10 \cdot F_t \quad (3.2)$$

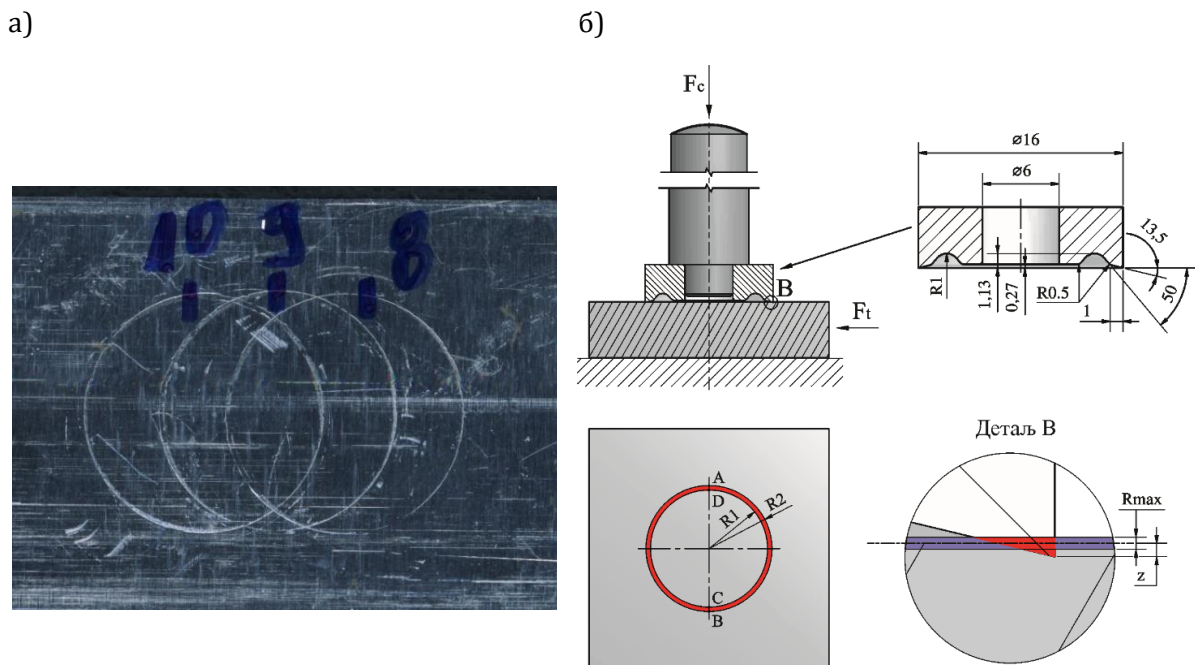
Однос сила

$$\frac{F_n}{F_t} \approx 10 \quad (3.3)$$

је за многе индустријске проблеме неприхватљиво велика вредност, посебно када је реч о проблематици базирања и стезања танкозидних компоненти приликом процеса извођења машинске обраде.

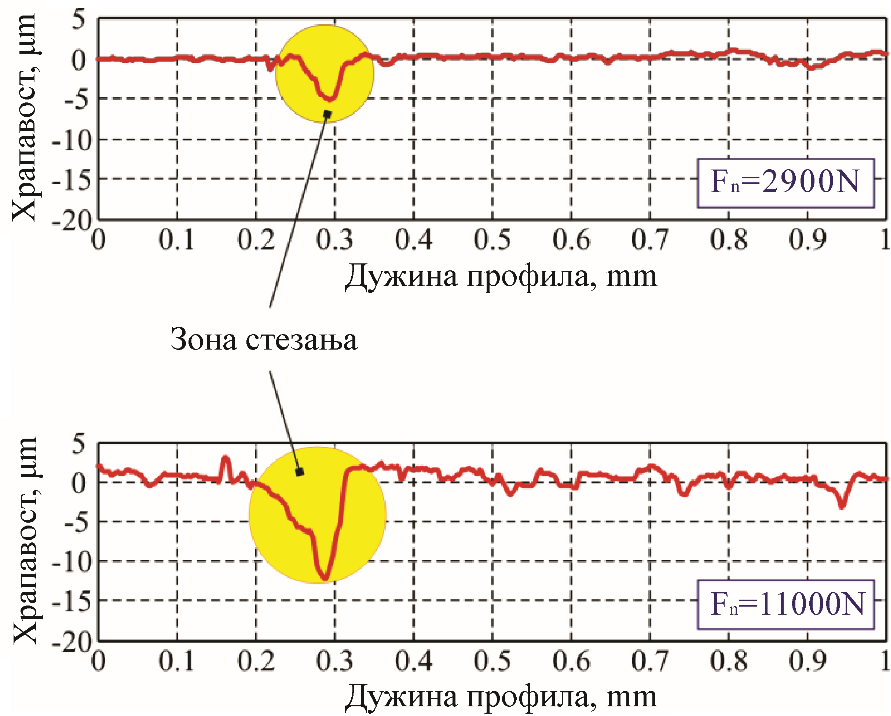
Веома је битно нагласити да услед дејства тангенцијалног оптерећења, F_t , приликом успостављања равнотеже долази до померања контактне површине елемента 1 (слика 3.1) за вредност, ξ , у односу на његов почетни положај 0–0. Разлози леже у деформацијама микронеравнина које настају при дејству тангенцијалног оптерећења. Вредност померања, ξ , при којој долази до успостављања равнотеже сила је веома битан критеријум. Генерално се може рећи да у проблемима базирања и стезања увек треба тежити условима равнотеже који се могу остварити при што мањим вредностима односа $\frac{F_n}{F_t} \approx 10$ и што мањим вредностима померања, ξ .

У истраживањима [55] се предлаже локална деформација зоне контакта применом специјално дизајнираног стезног елемента (слика 3.2). Локалне деформације остварене су специјално дизајнираним контактним елементом (слика 3.2.б). Слика 3.3 даје зависност остварене дубине утискивања и ширине трагова утискивања у зависности од величине силе утискивања/стежања, F_c [55]. Резултати ових истраживања указују да ширина и дубина трагова утискивања добијених приликом стежања предмета специјално дизајнираним стезачем зависи од вредности силе стежања, F_c . Рецимо, за силе стежања, F_c , од 2900 N и 11000 N, након растављања контакта, у доњем елементу остају трагови дубине 5 μm и 12 μm респективно.



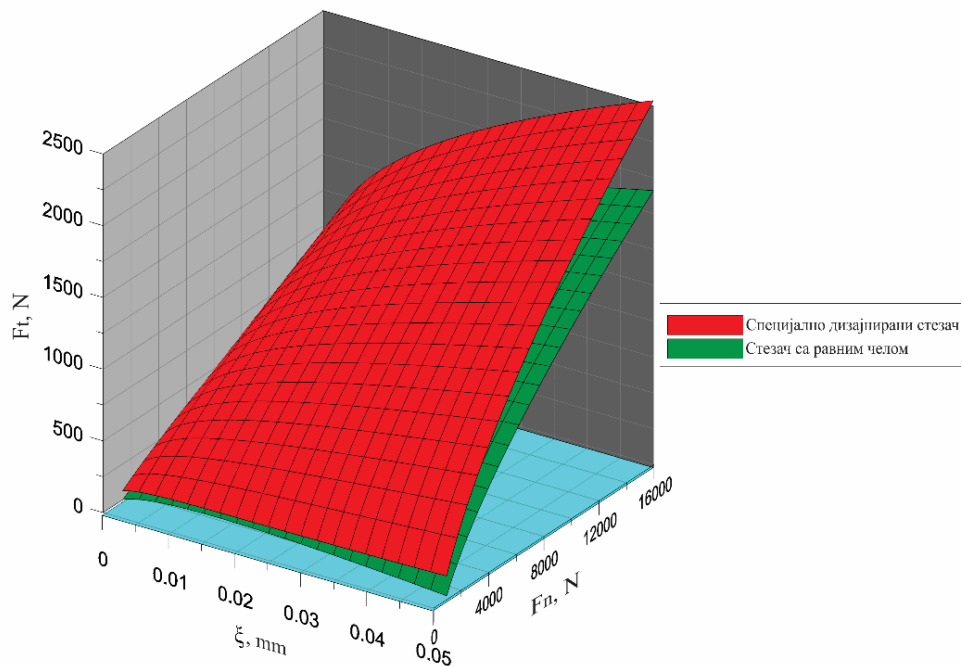
Слика 3.2 Трагови утискивања, а) фотографски приказ површине и б) специјално дизајниран стезни елемент [55]

Циљ истраживања приказаних у [55] је повећање тангенцијалне носивости контакта. Полази се од претпоставке да ће мале локалне деформације у зони контакта (слика 3.3) у значајној мери смањити однос $\frac{F_n}{F_t}$, односно повећати носивост контакта и смањити попустљивост контакта у односу на класични тип контакта (слика 3.1). Потребно је напоменути и чињеницу да мале локалне деформације реда величине стотог дела милиметра неће имати значајније негативне ефекте са аспекта естетике контактних елемената.



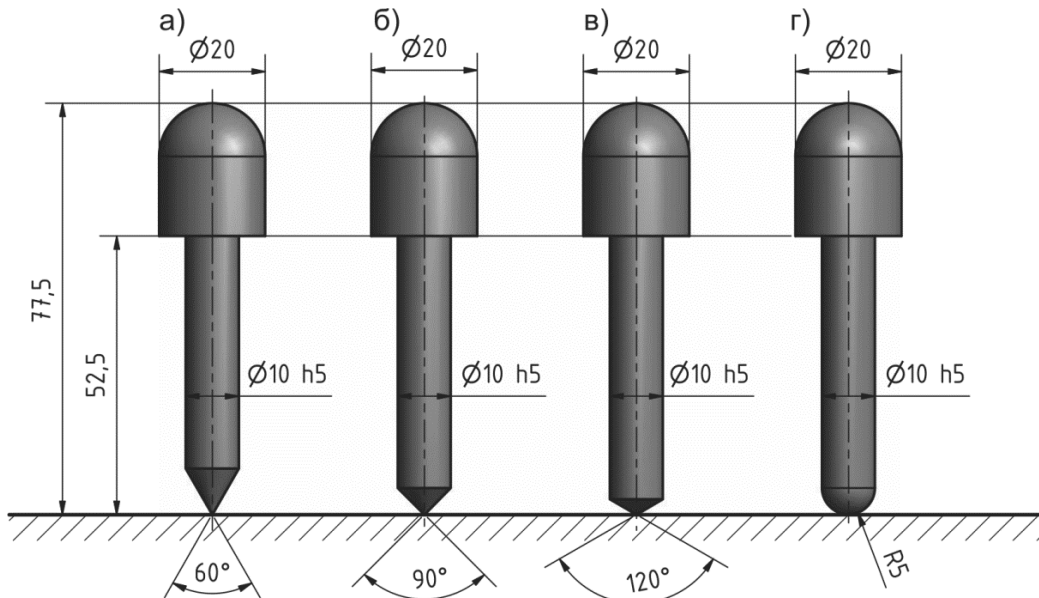
Слика 3.3 Примери ширина и дубина трагова утискивања добијени приликом стезања предмета специјално дизајнираним стезачем [55]

На основу истраживања датим у литератури [55], предност специјално дизајнираног контактнoг елемента (слика 3.2.6) у односу на класичну варијанту контактнoг елемента (елемент 2 – слика 3.1) изражена је и на нивоу нижих и на нивоу виших оптерећења, што се јасно уочава са 3D дијаграма (слика 3.4).

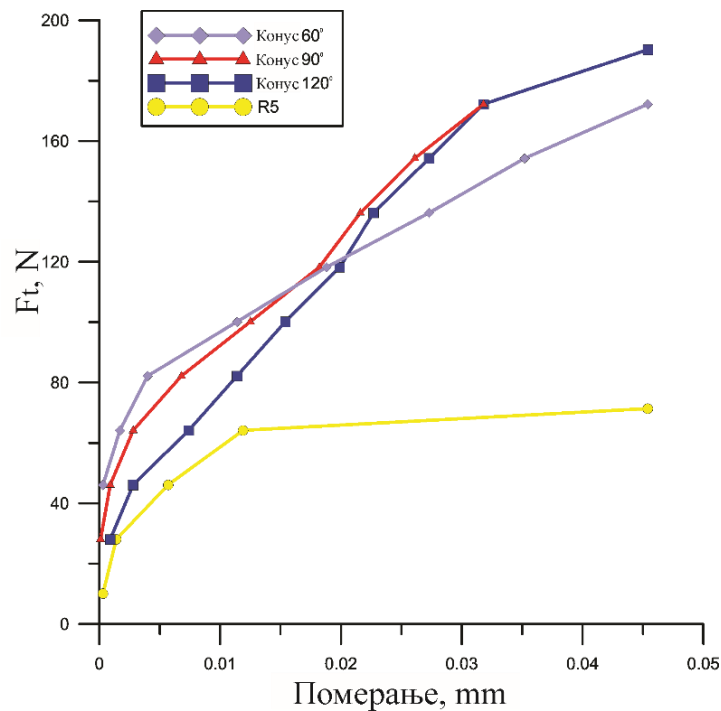


Слика 3.4 Дијаграмске зависности тангенцијалне силе, F_t , од померања у зони контакта, ξ , и силе стезања, F_c , при стезању равним стезачем и специјално дизајнираним стезачем [55]

Према резултатима публикованим у литератури [19], испитивана је тангенцијална носивост стезача са различитим облицима завршетака елемената за стезање (слика 3.5). Слика 3.6 приказује зависност носивости контакта, F_t , од померања у зони контакта, ξ , за случај стезања силом $F_n=400\text{ N}$ са стезачима са различитим облицима завршетака елемената за стезање. Са приказаног дијаграма (слика 3.6) се јасно може уочити утицај локалног деформисања зоне контакта у смислу значајног повећања носивости контакта [19].



Слика 3.5 Геометрија елемената за стезање, а) конусни $\alpha=60^\circ$, б) конусни $\alpha=90^\circ$, в) конусни $\alpha=120^\circ$ и г) сферни $R=5\text{ mm}$ [19]



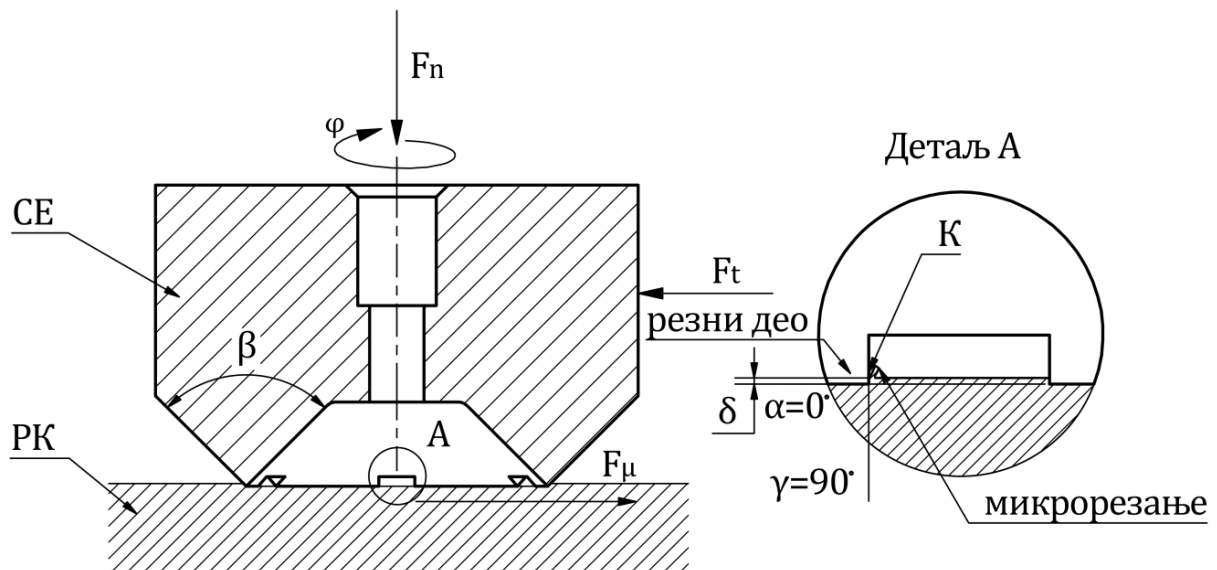
Слика 3.6 Зависност носивости контакта, F_t , од померања у зони контакта, ξ , за различите облике врха стезача при стезању силом $F_n=400\text{ N}$ [19]

На основу резултата публикованих у оквиру истраживања [19] неоспорно се намеће закључак да локалне деформације зоне контакта значајно доприносе подизању нивоа носивости контакта, односно смањењу померања у зони контакта. Оптимизацијом избора геометрије контакта стезача и ослонаца, метода се практично може применити у великом броју операција машинске обраде као и у многим системима уравнотежења тангенцијалног оптерећења. Мале локалне деформације у зонама врхова неравнина значајно доприносе повећању тангенцијалне носивости и могу се ефикасно применити у условима стезања по равним површинама.

Аутор ове дисертације предлаже и додатно обртно кретање стезача у процесу стезања. Идеја се базира на претпоставци да обртно кретање стезача ствара услове неопходне за развој процеса микрорезања. Тиме би било могуће да се одређене дубине трагова стезања постижу при знатно нижим нивоима сила стезања, односно, деформације предмета обраде услед стезања биле би значајно мање при истој тангенцијалној носивости контакта.

4 Теоријске основе подизања нивоа носивности и поузданости тангенцијално оптерећених веза претходном припремом контакта

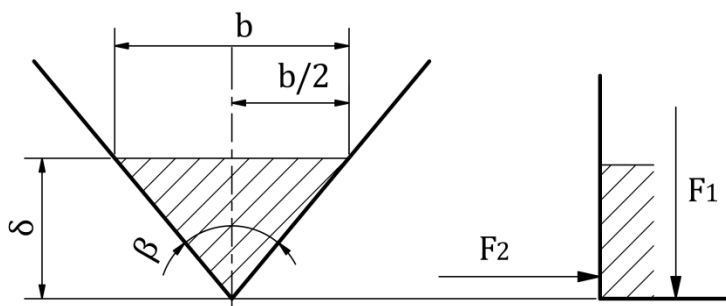
У циљу повећања тангенцијалне носивости контакта, као и повећања поузданости контакта аутор ове дисертације предлаже стезање коме ће да претходи поступак претходне припреме контакта. Претходна припрема контакта би се изводила применом микрорезања. Један стезни елемент је стезач специјалне геометрије који при продирању у неравнине површине другог стезног елемента врши и ротацију, која ствара услове неопходне за процес микрорезања. Претпоставља се да ће трансляторно и обртно кретање специјално дизајнираног стезача обезбедити продирање стезача у неравнине површине другог стезног елемента при знатно мањим вредностима нормалне силе, односно силе стезања. Слика 4.1 илуструје предложени поступак.



Слика 4.1 Идејни приказ стезних елемената у условима микрорезања

Горњи стезни елемент (СЕ) при одређеној вредности нормалне силе, F_n , ротира и стеже доњи стезни елемент са равном контактном површином (РК). Горњи стезни елемент је дизајниран у облику кружног клина угла, β , и усеченим каналима по обиму који омогућавају формирање више резних клинова са грудним углом $\gamma=90^\circ$ степени и леђним углом $\alpha=0^\circ$. Приликом продирања горњег стезног елемента у тачки К, испред сваке резне ивице (Детаљ А – слика 4.1) доћи ће до истискивања материјала. Тај истиснути део материјала фактички представља дубину микро резања, δ . При томе, попречни пресек микроструготине (слика 4.2 – шрафирана зона) ће износити:

$$A = \delta^2 \cdot \operatorname{tg} \beta \quad (4.1)$$



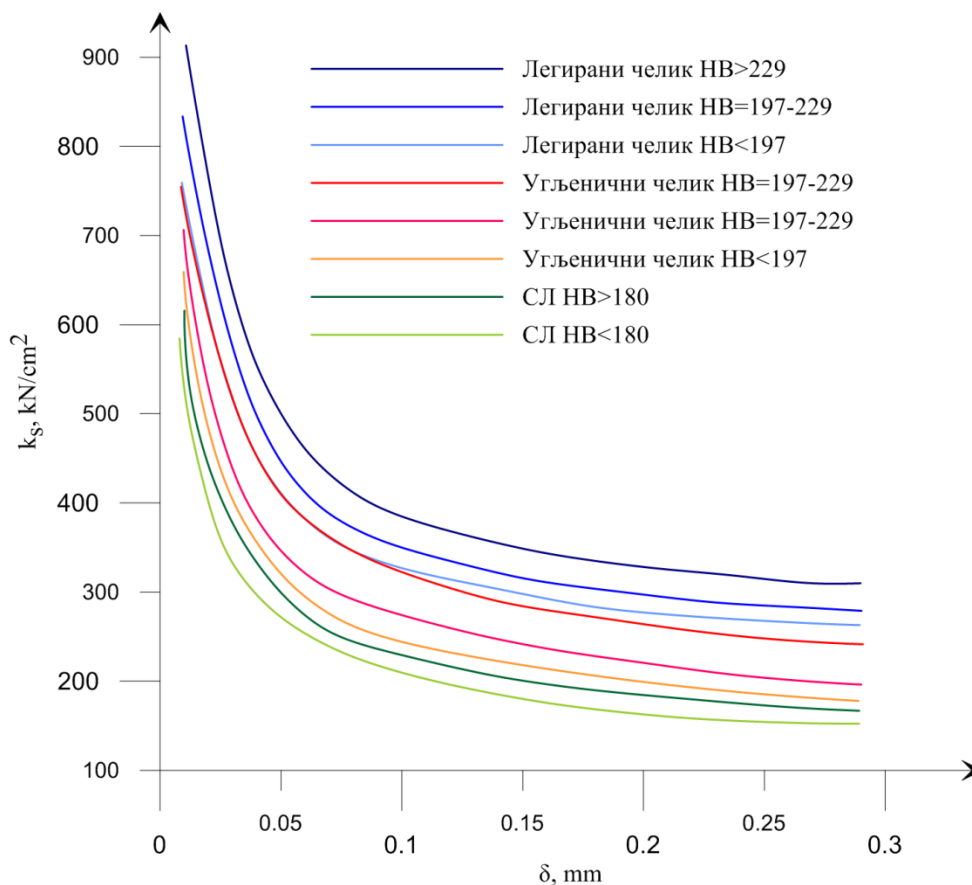
Слика 4.2 Пресек струготине са приказаним компонентама силе резања F_1 и F_2 током поступка претходне припреме контакта

Главни отпор резања, F_1 , може се прорачунати према изразу из теорије резања:

$$F_1 = A \cdot k_s = \delta^2 \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot k_s \quad (4.2)$$

где је k_s – специфични отпор резања који зависи од механичких карактеристика предмета који се стеже, односно предмета обраде у који стезач локално продира. Вредности овог отпора могу се наћи у литератури која разматра ову проблематику.

Слика 4.3 даје дијаграме специфичног отпора резања у функцији дубине резања [97]. На основу израза (4.2) и дијаграма специфичног отпора резања у функцији дубине резања, могуће је одредити вредност главног отпора резања за различите пресеке струготине и различите материјале предмета обраде који се стежу стезачима овог типа.



Слика 4.3 Дијаграми специфичног отпора резања у функцији дубине резања [95]

Вредност укупног отпора, F_u , на n резних сегмената кружног клина може се одредити помоћу израза:

$$F_u = A \cdot k_s \cdot n = \delta^2 \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot k_s \cdot n \quad (4.3)$$

Експериментални подаци са дијаграма специфичног отпора резања у функцији дубине резања (слика 4.3) за случај угљеничног челика тврдоће 229 HB могу се статистички обрадити методом регресионе анализе. Дате вредности специфичног отпора резања у функцији дубине резања могу се апроксимирати регресионом једначином облика:

$$k_s = C_1 \cdot \delta^{C_2} \quad (4.4)$$

где су C_1 и C_2 непознати коефицијенти. Применом регресионе анализе израчунате су вредности непознатих коефицијента C_1 и C_2 , као и припадајући коефицијент корелације R (Табела 4.1).

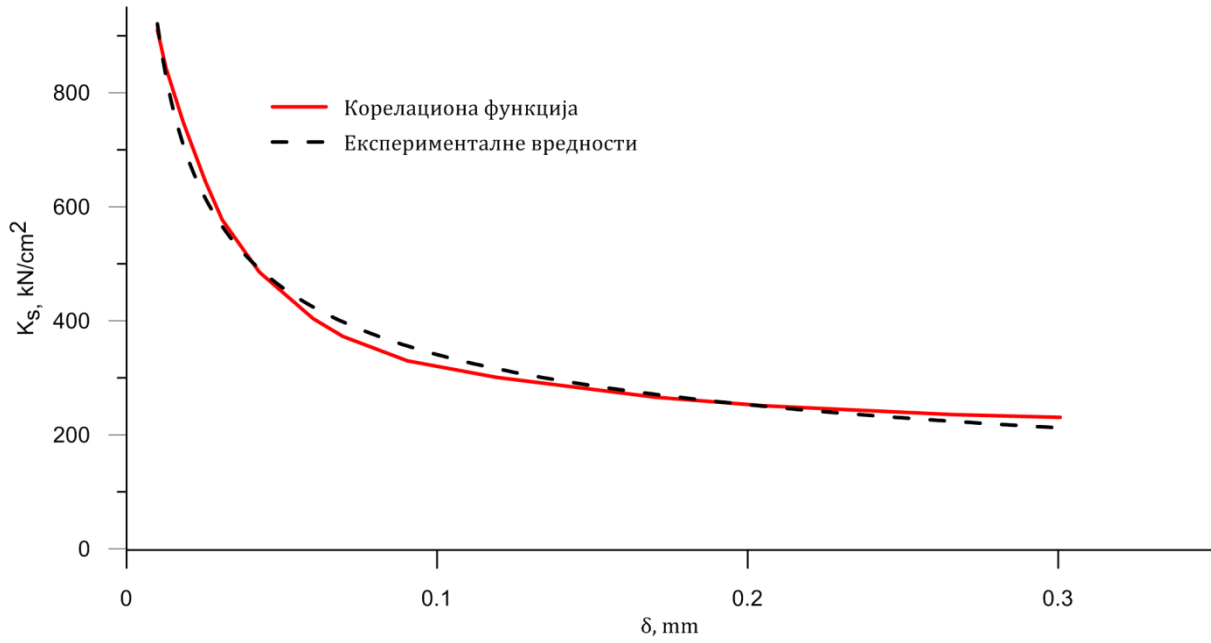
Табела 4.1 Израчунате вредности коефицијента C_1 и C_2 и коефицијената корелације, R

C_1	C_2	$R, -$
126,495734	-0,4303033	0,9897

Заменом функције специфичног отпора резања (4.4) у израз за прорачун укупног отпора резања, F_u , (4.3) долази се до израза облика:

$$F_u = A \cdot k_s \cdot n = \delta^2 \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot C_1 \cdot \delta^{C_2} \cdot n \quad (4.5)$$

или преко дијаграма – слика 4.4.



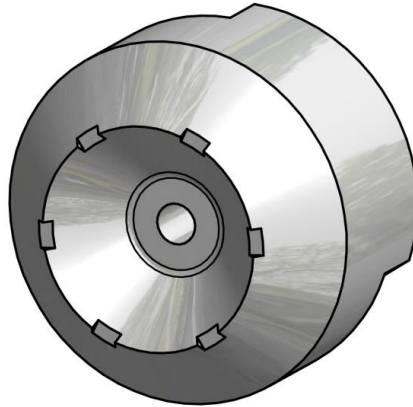
Слика 4.4 Крива специфичног отпора резања за случај резања угљеничног челика тврдоће 229 НВ

Отпор продирања, F_2 , по једном сечиву кружног клина може се одредити применом методе коначних елемената – МКЕ. Отпор резања, F_2 , се може добити као однос нормалне силе, F_n , и броја резних сегмената кружног клина, n , односно:

$$F_2 = \frac{F_n}{n} \quad (4.6)$$

Слика 4.1 даје приказ стезног елемента који услед дејства нормалног оптерећења продира до одређене дубине у материјал елемента са равном контактном површином. Процес продирања стезног елемента (СЕ) у елемент са равном контактном површином (ПК) симулиран је применом МКЕ. Анализа применом МКЕ је урађена у софтверском пакету Simufact forming.

Слика 4.5 приказује САД модел стезног елемента, док слика 4.6 даје мрежу коначних елемената стезног елемента са равном контактном површином (ПК).



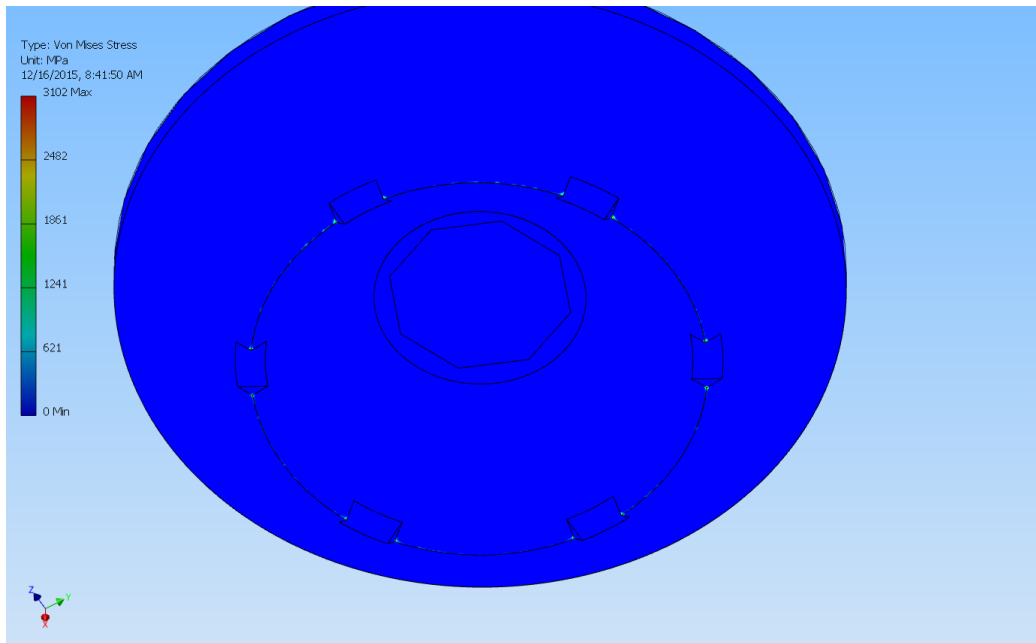
Слика 4.5 CAD модел стезног елемента



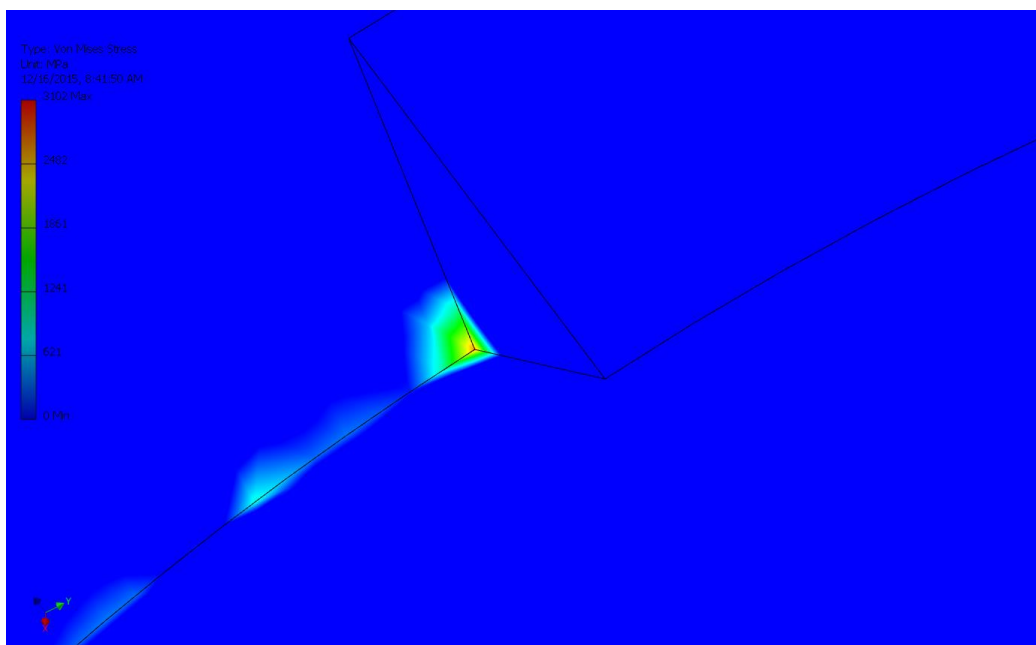
Слика 4.6 Мрежа коначних елемената стезног елемента са равном контактном површином

Стезни елемент са равном контактном површином је моделиран мрежом коначних елемената која има укупно 53786 коначних елемената тетраедарског облика. Приликом извођења нумеричких прорачуна горњи стезни елемент (слика 4.5) је посматран као круто тело, што има јаких основа с обзиром на значајно већу тврдоћу стезача у односу на стезни елемент са равном контактном површином. Симулиране су различите вредности нормалног оптерећења, F_n , и за те вредности одређене дубине продирања стезача у материјал стезног елемента са равном контактном површином.

Слика 4.7 даје расподелу Von Mises-ових напона на резним сегментима стезача добијену помоћу анализе примене МКЕ, а слика 4.8 даје приказ детаља ове расподеле који се односи на врх резног клина стезача. Симулација је изведена при следећим условима: нормално оптерећење $F_n=400\text{ N}$, број резних сегмената $n=6$ и угао врха резног клина $\beta=60^\circ$.



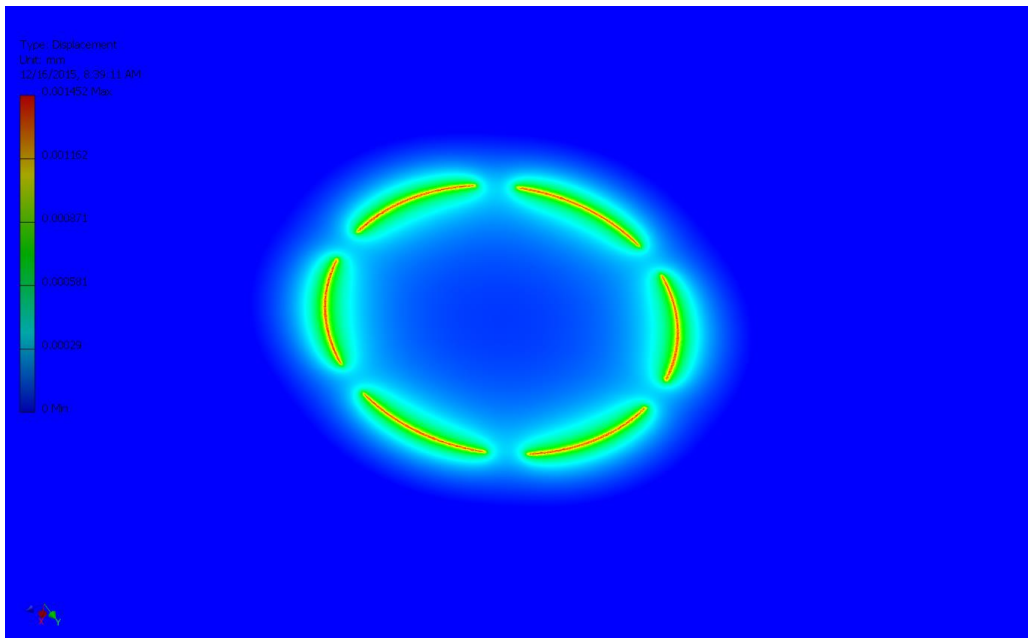
Слика 4.7 Расподела Von Mises-ових напона на резним сегментима стезача



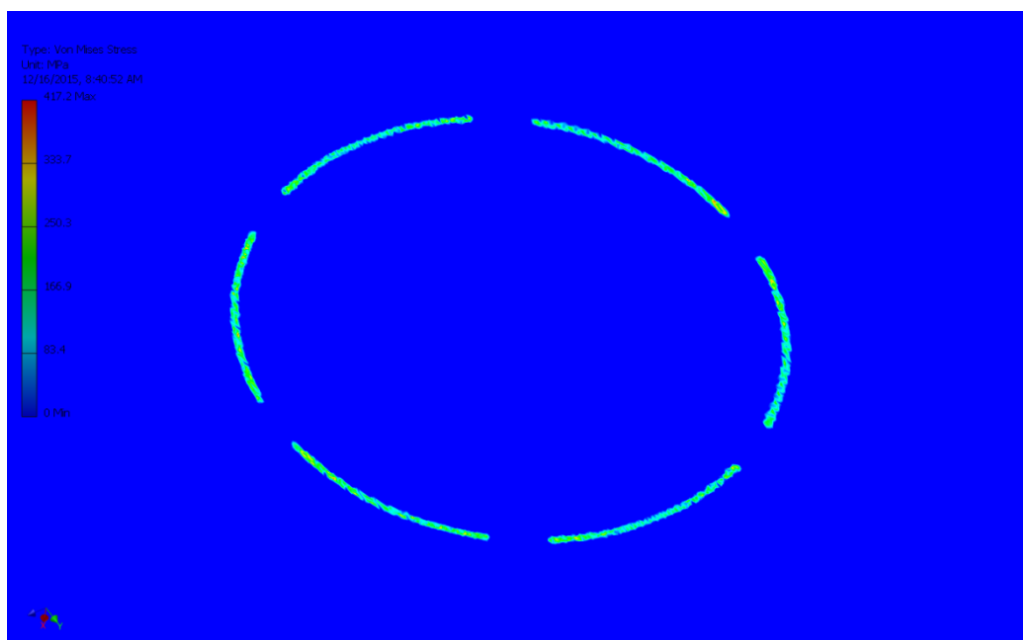
Слика 4.8 Детаљ расподеле Von Mises-ових напона на врху резног клина стезача

Из приказаних расподела Von Mises-ових напона (слика 4.7 и слика 4.8) може се приметити да су вредности ових напона највише на самим врховима резног клина специјално дизајнираних стезача, што је било и очекивано.

Слика 4.9 и слика 4.10 дају расподеле померања и Von Mises-ових напона на стезном елементу са равном контактном површином, настале услед утискивања кружног резног клина специјално дизајнираног стезача.



Слика 4.9 Расподела померања по резним ивицама стезача

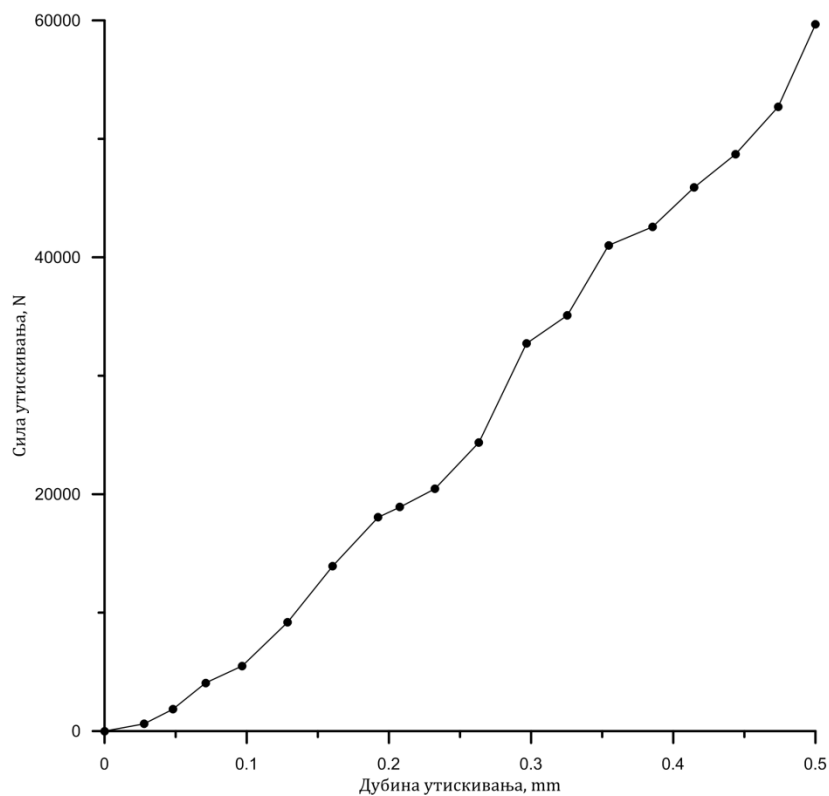


Слика 4.10 Расподела Von Mises-ових напона по резним ивицама стезача

Табела 4.2 приказује вредности дубина утискивања током анализе применом МКЕ, као и потребне силе утискивања да би се оствариле задате вредности дубине утискивања. Слика 4.11 графички приказује зависност силе утискивања од дубине продирања стезача на основу резултата добијених применом МКЕ.

Табела 4.2 Симулиране дубина утискивања и вредности силе утискивања

Дубина утискивања, <i>mm</i>	Сила утискивања, <i>N</i>
0,0277778	605,667
0,0479798	1840,95
0,0710678	4071,68
0,0968471	5497,86
0,128654	9179,45
0,160461	13942,9
0,192442	18053,8
0,207788	18910,4
0,232341	20454,8
0,263346	24368,8
0,296766	32723,4
0,325483	35102,7
0,354507	41014,7
0,385415	42572,7
0,414608	45893,1
0,443733	48699,4
0,473715	52695,9
0,5	59657,3



Слика 4.11 Зависност силе утискивања од дубине продирања стезача

Дате вредности силе утискивања у зависности од дубине продирања (Табела 4.2) могу се апроксимирати регресионом једначином облика:

$$\delta = C_1 + F_n^{C_2} \quad (4.7)$$

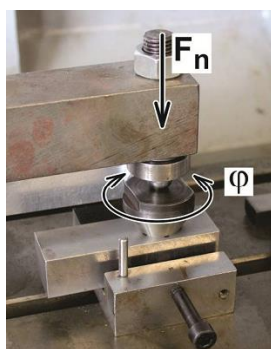
где су C_1 и C_2 непознати коефицијенти. Применом регресионе анализе израчунате су вредности непознатих коефицијента C_1 и C_2 као и припадајући коефицијент корелације R (Табела 4.3).

Табела 4.3 Израчунате вредности коефицијента C_1 и C_2 и коефицијената корелације R

C_1	C_2	$R, -$
253,049	6,75913	0,90343

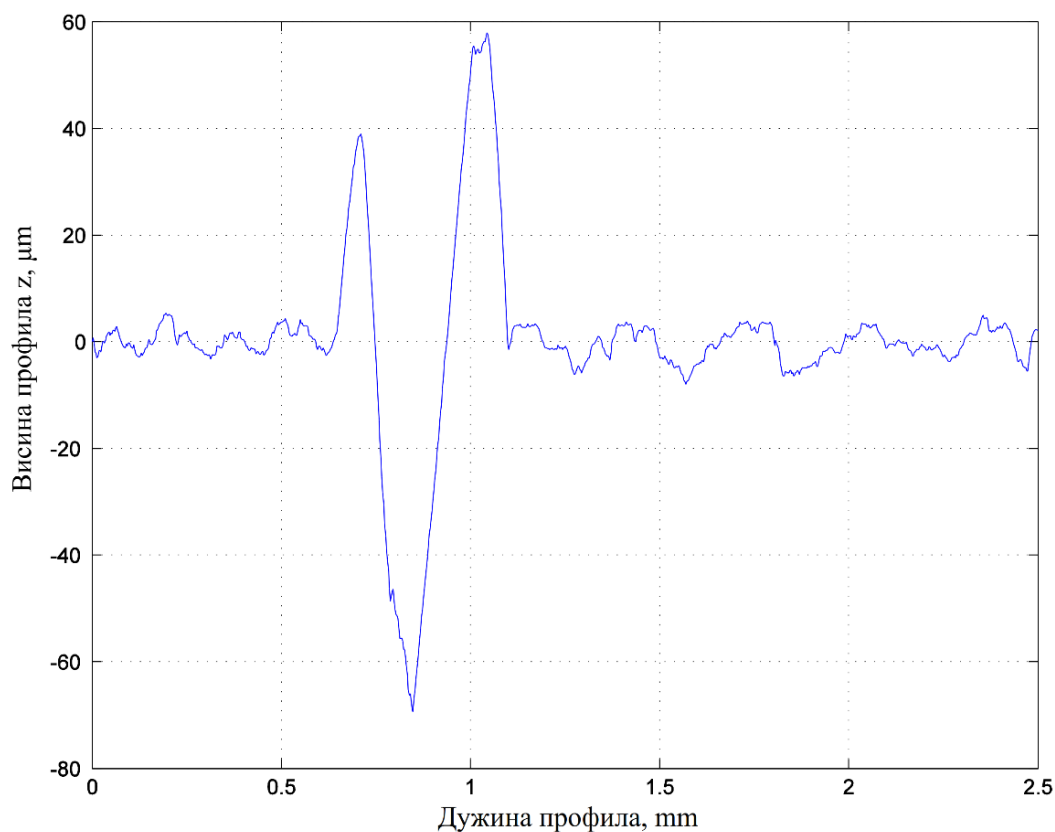
Добијени коефицијент корелације, R , за изабрану базну функцију важи за интервал дубина продирања мањи од $0,04 \text{ mm}$. Применом изабране корелационе функције може се за познату вредност нормалног оптерећења одредити дубина продирања стезача у условима статичког оптерећења. Тако се, на пример, за вредност нормалног оптерећења од $F_n=643 \text{ N}$ добија дубина продирања $\delta = 0,0341 \text{ mm}$. Поменута вредност је изабрана обзиром да је то била највећа вредност нормалне силе која је коришћена приликом експерименталних истраживања.

У циљу процене предности ефеката предложене методе стезања која подразумева претходну припрему контакта, изведен је прелиминарни експеримент (слика 4.12). Током експеримента симулиран је процес стезања нормалном силом $F_n=643 \text{ N}$ уз обртање стезача за угао $\varphi = \pm 180^\circ$.



Слика 4.12 Прелиминарни експеримент изведен силом стезања $F_n=643 \text{ N}$ уз обртање стезача за угао $\varphi = \pm 180^\circ$

Слика 4.13 приказује траг профила утискивања на стезном елементу са равном контактном површином насталим услед утискивања кружног резног клина специјално дизајнираног стезача и након поступка претходне припреме контакта.

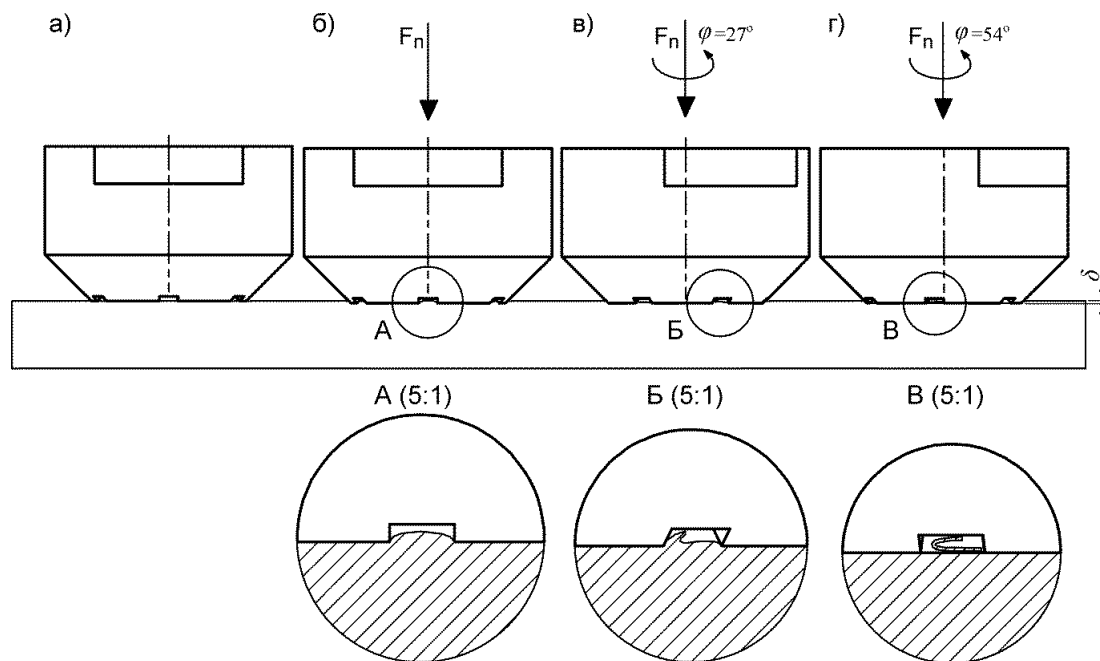


Слика 4.13 Топографија контактне површине настала током поступка претходне припреме контакта – прелиминарни експеримент

Са датог дијаграма (слика 4.13) може се приметити да остварена дубина утискивања стезача приближно износи $\delta \approx 0,07 \text{ mm}$.

Током претходног излагања је напоменуто, да је на основу резултата анализе МКЕ и претходно дате регресионе функције (4.7) израчуната дубина утискивања специјалног дизајнираног стезног елемента од $\delta = 0,0341 \text{ mm}$, која одговара статичким условима испитивања, то јест стезању силом $F_n = 643 \text{ N}$, без обртања стезача. Ова чињеница неоспорно наводи на закључак да је до већег продирање стезача дошло управо због ефеката обртања стезача за угао $\varphi = \pm 180^\circ$. Обртањем стезача у присуству нормалног оптерећења и постојањем резних клинова на специјално дизајнираном стезачу створени су предуслови неопходни за остварење процеса микро резања. Код класичног процеса резања нормално оптерећење, отпор продирања делује на врло малој површини резног клина, што резном клину омогућава дубље продирање у материјал предмета обраде и при релативно ниским вредностима нормалног оптерећења. У овом случају, процес резања је специфичан. Сечиво се састоји од шест сегмената укупне дужине приближно 100 mm . Грудни угао сечива је $\gamma = 90^\circ$, а леђни угао $\alpha = 0^\circ$. При таквој геометрији сечива, могу се остварити мали трагови утискивања, при дејству нормалног оптерећења. При истом нормалном оптерећењу ти трагови се могу продубити обртањем стезача, што претходни резултати управо показују.

Слика 4.14 даје шематски су приказане фазе микро резања и формирања струготине током предложене методе претходне припреме контакта.



Слика 4.14 Процес микрорезања и фазе стварања струготине

Услед дејства нормалног оптерећења (слика 4.14.б – детаљ А) долази до истискивања материјала у зони која раздваја два суседна сечива. До истискивања материјала у наведеној зони долази зато што слободна зона између два суседна сечива није оптерећена, па материјал из оптерећених зона суседних сечива може слободно да тече у ову зону. Поред тога, долази до еластичне деформације материјала у зони испод сечива, док је слободна зона мање изложена овој врсти оптерећења. Приликом обртања стезача материјал који се нашао у овим слободним зонама фактички представља зону коју реже сваки од постојећих шест резних сегмената. Процес се континуално наставља током читавог периода обртања стезача, зато што приликом обртања стезача долази до растерећења сваког елементарног делића материјала када се он нађе у зони између два суседна сечива. Дакле, материјал континуално тече, што ствара неопходне услове за остваривање процеса микро резања у условима константне силе продирања тј. силе стезања, што је приказано на детаљима Б и В (слика 4.14.в и слика 4.14.г).

Дубина продирања специјално дизајнираног стезача у материјал стезног елемента са равном контактном површином зависи од великог броја параметара, што се може уопштено описати функцијом облика:

$$\delta = f(F_n, M_k, G_k, \varphi) \quad (4.8)$$

где су:

- F_n , нормално оптерећење,
- M_k , параметри који зависе од механичких карактеристика специјално дизајнираног стезача и стезног елемента са равном контактном површином,

- G_k , параметри који зависе од геометријских карактеристика стезача, тј. резних сегмената стезача и
- φ , угао обртања стезача.

На основу извршених анализа, може се закључити да је обртањем специјално дизајнираног стезача предложене геометрије, у присуству нормалног оптерећења могуће остварити знатно веће дубине утискивања у односу на до сада позната решења. Већи трагови утискивања стезача у материјал стезног елемента са равном контактном површином сигурно ће довести до значајно веће тангенцијалне носивости и веће поузданости веза оптерећених тангенцијалним динамичким силама. За разлику од до сада обављених истраживања [19, 55], предложена метода омогућава да се већи трагови утискивања и већа тангенцијална носивост остваре при значајно мањим силама стезања. Тиме би однос нормалне силе и тангенцијалне силе имао значајно мање вредности, што може имати крајње позитивне ефекте са аспекта индустријске примене ове методе стезања. Посебно у операцијама стезања танкозидних компоненти које се могу значајно деформисати при стезању већим силама стезања

5 Пројектовање система за испитивање поузданости тангенцијално оптерећених веза претходном припремом контакта

Током претходних разматрања, већ је напоменуто да у савременим машинским системима постоји велики број елемената између којих постоје одређене функционалне везе, које ограничавају или не дозвољавају релативно кретање између елемената у контакту. Постоји велики број конструкционих решења ових веза. Поузданост великог броја машинских система у значајном мери зависи од поузданости ових веза. Откази који могу да настану попуштањем ових веза, могу да доведу до великих материјалних губитака, застоја у производњи, до угрожавања људских живота или до угрожавања животне средине.

Сложеност постојећих конструкционих решења веза елемената у контакту доводи до закључка да не постоји универзално конструкционо решење које би могло да покрије све потенцијалне захтеве. Истраживања спроведена у овој докторској дисертацији су једним делом била усмерена на развој уређаја за испитивање поузданости тангенцијално оптерећених веза различитих облика контактних елемената.

5.1 Основни захтеви

Основни захтеви који су постављени приликом развоја специјалног уређаја за испитивање су:

- **Спровођење моделских испитивања**, што је подразумевало минимизацију нежељених утицаја на испитиване контактне парове. Другим речима, било је потребно обезбедити стабилну конструкцију за задавање вредности нормалног

оптерећења контактне зоне, док би тангенцијално оптерећење било управно на нормално оптерећење.

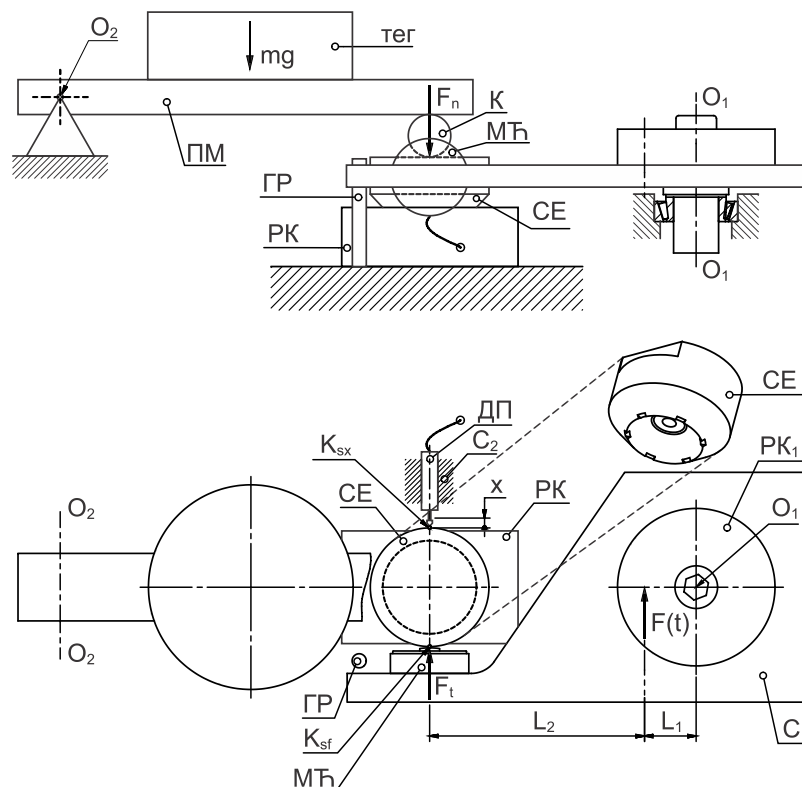
- **Спровођење испитивања у динамичким условима** при чему је било потребно обезбедити промену вредности тангенцијалног оптерећења у одређеним границама и
- **Спровођење претходне припреме контакта** без потребе за растављањем везе контактних елемената током и након претходне припреме контакта.

5.2 Идејно решење

Слика 5.1 даје принципијелну шему уређаја који је развијен у циљу задовољења претходно поменутих захтева. Основна идеја током развоја поменутог уређаја је остваривање могућности за испитивање контактне зоне ког чине:

- елемент са равном контактном површином (РК) и
- лако изменљиви стезни елемент (СЕ) који може бити различите геометрије и који ће бити лако изменљив.

Тип контакта између стезног елемента и предмета обраде зависи од геометрије стезног елемента (СЕ).



Слика 5.1 Шематски приказ развијеног система за испитивање поузданости тангенцијално оптерећених веза претходном припремом контакта

Преко стезног елемента (СЕ) и куглице (К) врши се оптерећење контакта. Нормално оптерећење контакта врши се преко полужног механизма (ПМ) и тега масе m . Тангенцијално оптерећење контакта, F_t , тј. део силе резања, $F(t)$, остварује се преко мерне ћелије (МЋ) која је смештена на носачу (C_1) на којем је причвршћен узорак који се обрађује (PK_1). Носач (C_1) је обртан око тачке O_1 тј. осе O_1-O_1 . У зависности од тачке дејства силе резања, $F(t)$, тј. величине односа растојања L_1 и L_2 део силе резања, $F(t)$, преноси се преко мерне ћелије (МЋ) на стезни елемент (СЕ) у тачки K_{sf} . Померање стезног елемента (СЕ) региструје се преко сензора померања (ДП) који је причвршћен у носачу (C_2). Приликом померања стезног елемента (СЕ) у односу на елемент са равном контактном површином (РК) куглица (К) котрља по стезном елементу (СЕ) чиме је минимизиран утицај трења између полуге за оптерећење (ПМ) и стезног елемента (СЕ). С обзиром на значајно мање вредности коефицијента трења котрљања у односу на коефицијент трења клизања, произилази да укупна грешка мерења тангенцијалне силе не превазилази 1%. При том, треба нагласити да се при конструкцији уређаја водило рачуна да се ова грешка минимизира.

Развијени уређај представља веома битан предуслов за комплекснија истраживања у области анализе носивости тангенцијално оптерећених веза. Основне предности које пружа развијени уређај огледају се у следеће:

- Оптерећење контакта врши се управо реалном силом која настаје у процесу резања. Сила резања може се остварити обрадом глодањем или обрадом бушењем на узорку (PK_1) који је израђен од жељеног материјала. Такође се и параметри режима резања и алати са којима се изводи процес обраде резањем могу изабрати према потребама испитивања.
- Узорак стезног елемента (СЕ) може бити било којих карактеристика у смислу геометрије, микрогеометрије и материјала. Исто то важи и за елемент са равном контактном површином (РК).

Контактни парови су једноставног облика и ниске цене коштања, што представља још један битан елемент који је разматран током развоја уређаја за испитивање, посебно ако се узме у обзир огроман простор могућих варијација параметара током експерименталних истраживања. Обрада се може изводити са или без примене средства за хлађење и подмазивање.

Као основну предност развијеног уређаја треба истаћи чињеницу да он омогућава дубљу динамичку анализу конкретног типа контактних елемената који су готово идеално тангенцијално оптерећени, при чему се елиминишу остали могући утицаји. То омогућава поређење одређених типова контактних елемената, њихову оптимизацију и отвара пут ка изналажењу поузданијих решења поменутих елемената.

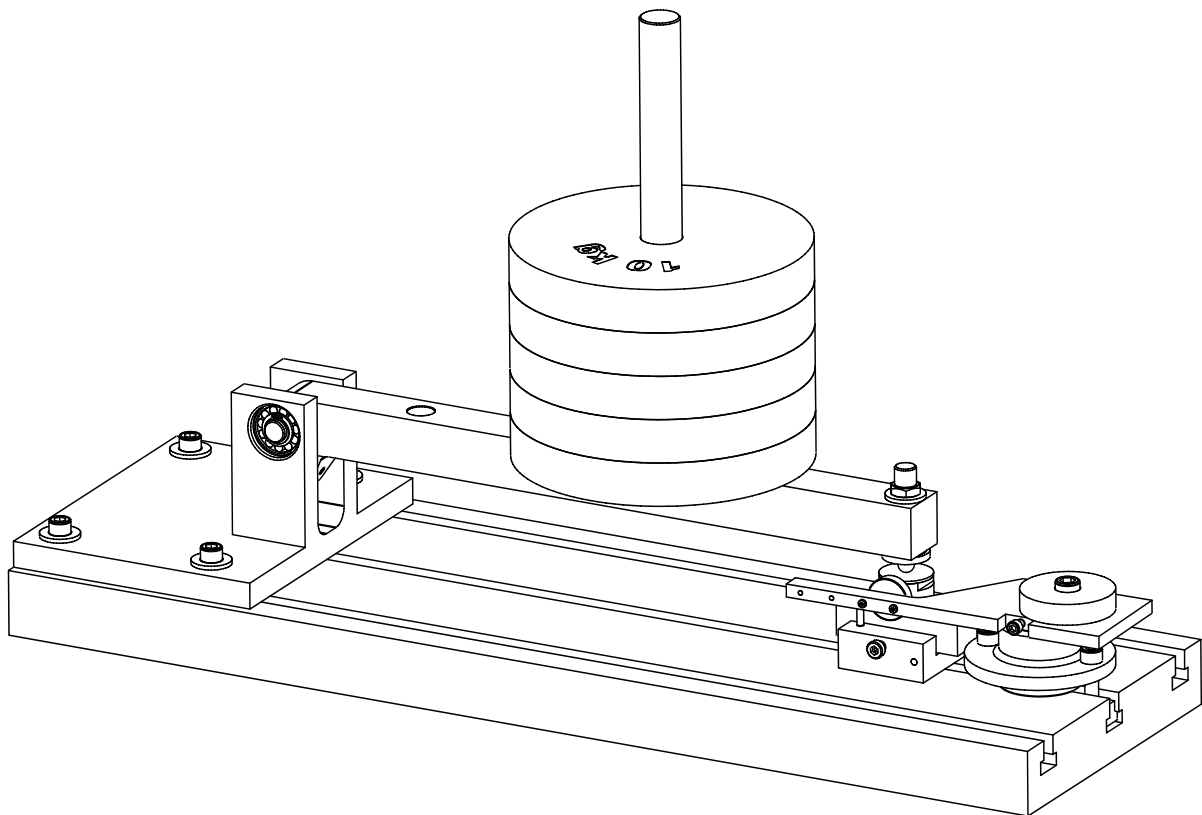
Систем за испитивање поузданости тангенцијално оптерећених веза претходном припремом контакта је пројектован у програму за 3D моделирање Autodesk Inventor 2015 (слика 5.2).

Најзначајнији елемент развијеног система је означен изменљиви стезни елемент. Изабрана су 4 типа геометријских облика овог стезног елемента:

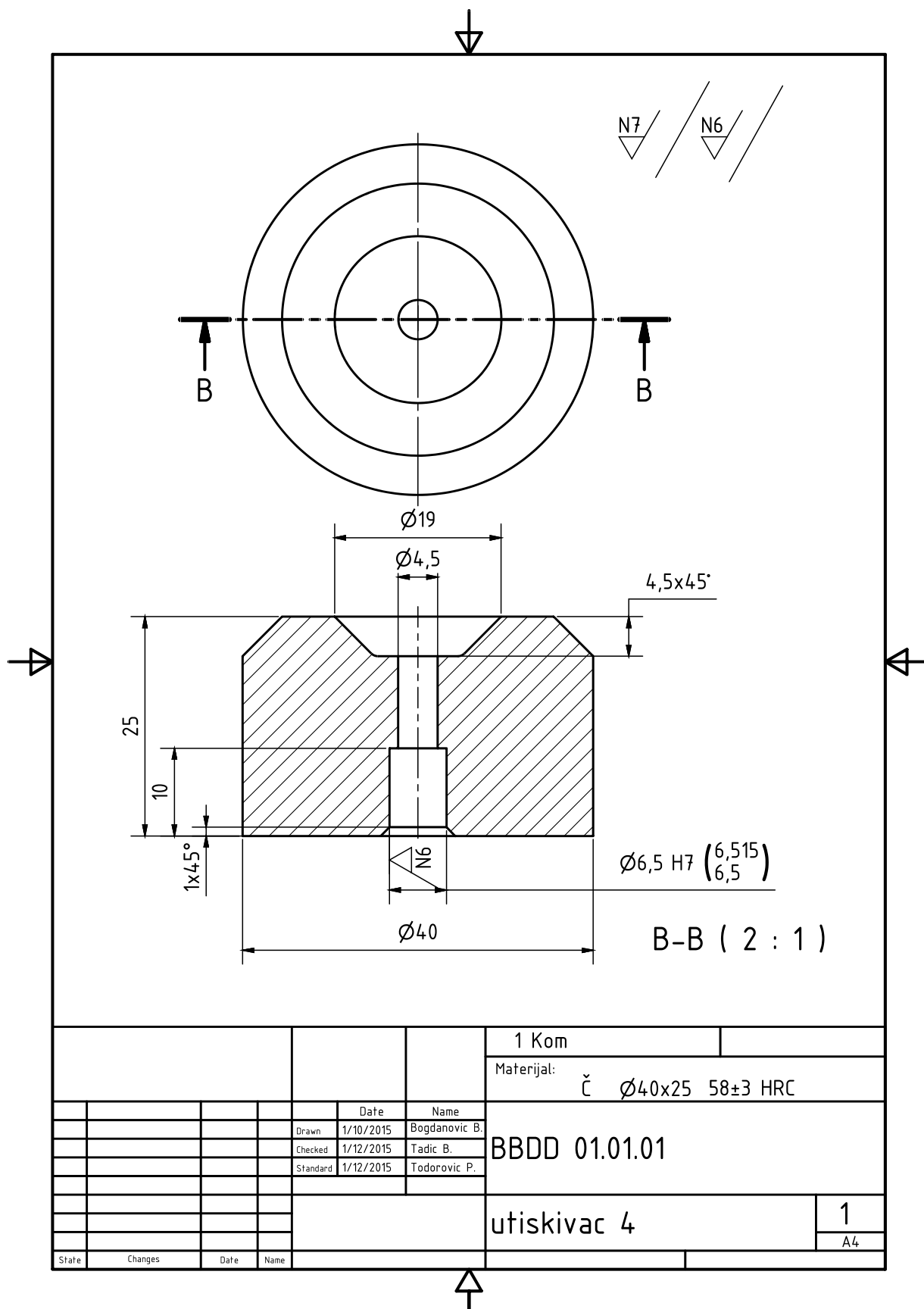
- измењиви стезни елемент са равном стезном површином, у даљем тексту означен са Р (слика 5.3). Овај стезни елемент је означен као референтни, односно стезни елемент о односу на кога ће се вршити поређење тангенцијалне носивости и
- измењиви стезни елементи са кружном резном ивицом са углом резања од 120° , 90° и 60° (слика 5.4). У даљем тексту ови стезни елементи су означени са РИ-120, РИ-90 и РИ-60.

Измењиви стезни елементи са кружном резном ивицом у горњем делу имају површину котирану са $ok32$ за прихват стандардног машинског кључа, како би се омогућило једноставно закретање ових стезних елемената око своје осе. На тај начин, је након остваривања контакта, је могуће извршити претходну припрему контакта.

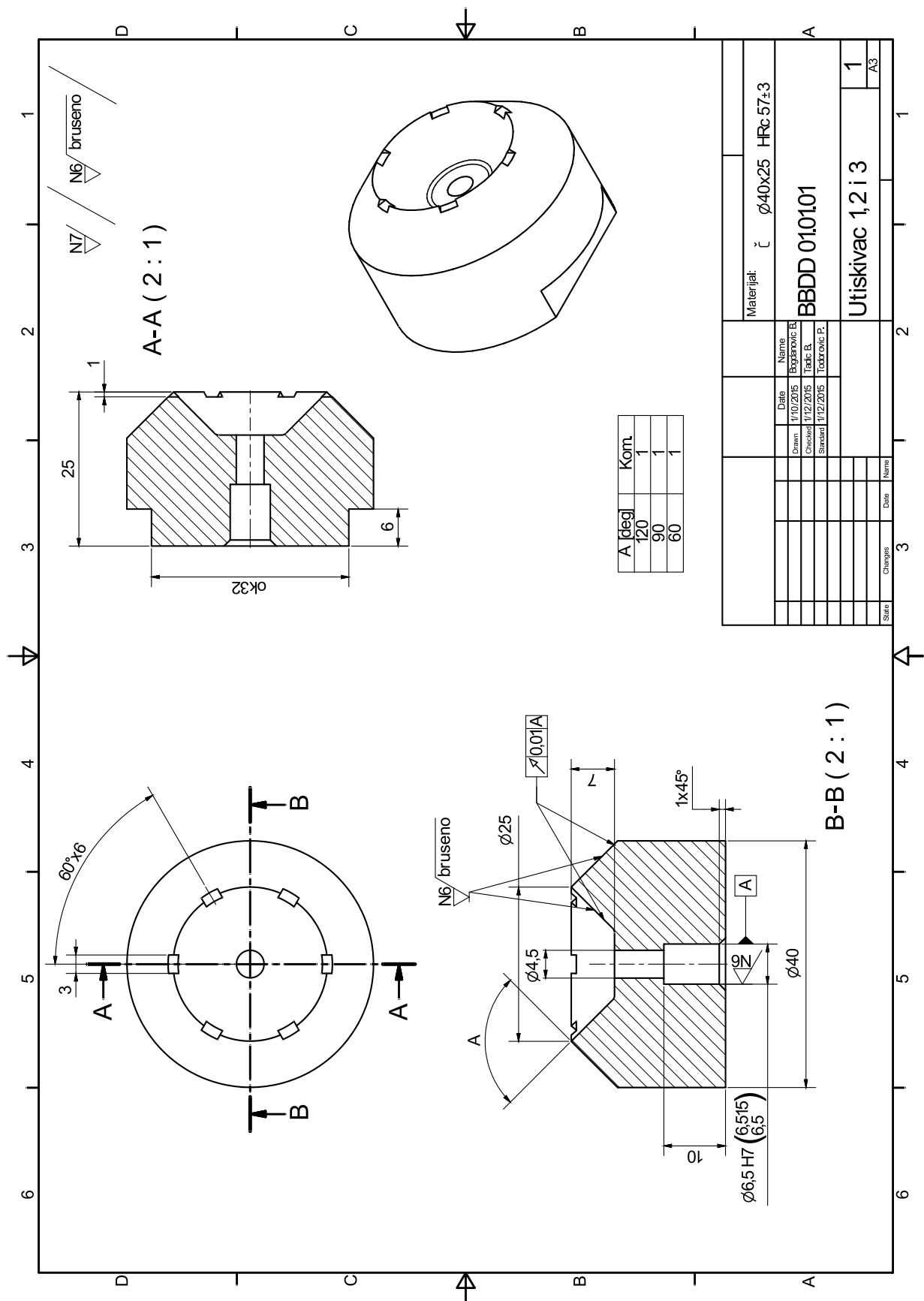
Детаљнији опис поменутог система за испитивање дат је у литератури [20–22,98,99]. У дисертацији је извршена надоградња поменутог мерног система новим стезним елементима, чиме је створена могућност извођења претходне припреме контакта.



Слика 5.2 3D модел развијеног система за испитивање поузданости тангенцијално оптерећених веза претходном припремом контакта



Слика 5.3 Технички цртеж измењивог стезног елемента са равном стезном површином, односно стезни елемент типа P



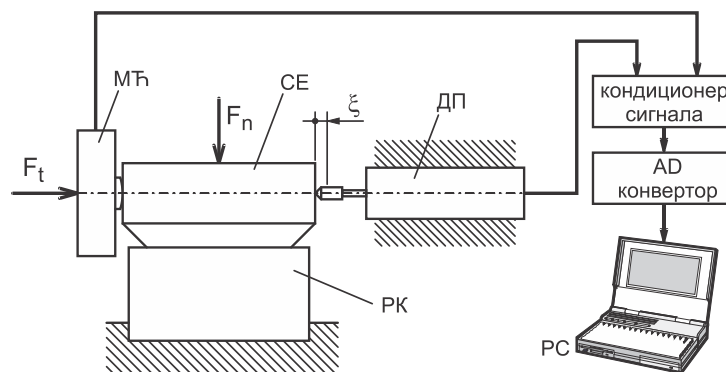
Слика 5.4 Технички цртеж измењивих стезних елемената са кружном резовом ивицом и углом резања од 120°, 90° и 60°, односно стезни елементи типа РИ-120, РИ-90 и РИ-60

Остатак техничке документације развијеног система за испитивање поузданости тангенцијално оптерећених веза претходном припремом контакта није приказан с обзиром на њен обим.

5.3 Мерна опрема система

С обзиром да се нормално оптерећење, F_n , задаје као статичко оптерећење преко тегова познате масе, вредности нормалног оптерећења су познате. Од мерних величина, било је потребно мерити: тангенцијалну силу, F_t , као и релативно померање контактних елемената једног у односу на други, ξ . Развијено конструктивно решење система за испитивање је подразумевало да елемент са равном контактном површином (РК) буде непокретан, односно фиксиран за фундамент. Услед дејства тангенцијалне силе, F_t , на изменљиви стезни елемент (СЕ) долази до његовог померања дуж правца дејства тангенцијалне силе.

У циљу задовољења захтева који су били постављени током пројектовања система за испитивање поузданости тангенцијално оптерећених веза претходном припремом контакта било је потребно развити одговарајући мерни систем (слика 5.5).



Слика 5.5 Мерни систем за мерење тангенцијално оптерећених веза претходном припремом контакта

Мерни систем се састоји од:

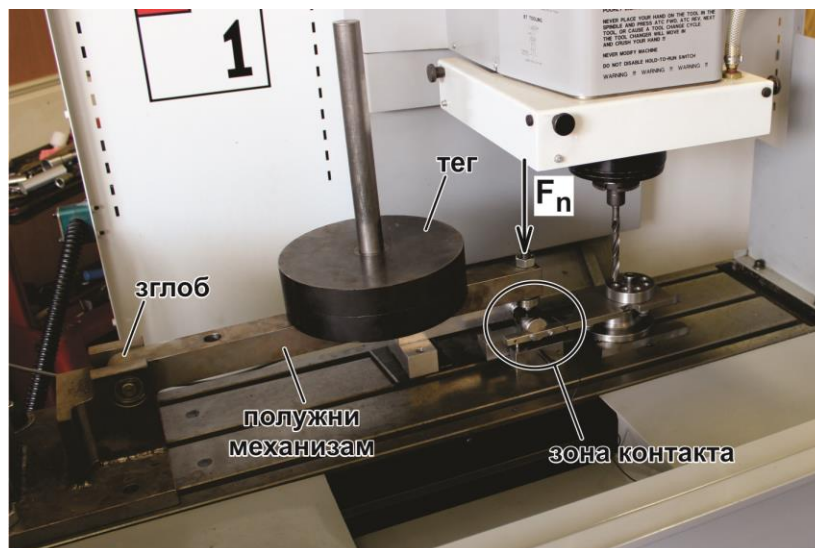
- мерне ћелије (приказане као (МТ) – слика 5.5), произвођача Measurement Specialties, типа FC2311-0000-0250, са мерним опсегом до 1100 N, за мерење тангенцијалне силе, F_t ,
- индуктивног давача померања, произвођач НВМ, тип W1T, (приказаног као (ДП) – слика 5.5), мерног опсега $\pm 1 \text{ mm}$, са одступањем осетљивости од номиналне осетљивости мањом од $\pm 1\%$,
- двоканалног НВМ-овог кондиционера сигнала KWS 3073 – мерног моста који врши обраду сигнала са мерне ћелије и давача померања,
- симултаног 8 – каналног АД конвертора Measurement Computing PMD-1608FS који врши дискретизацију сигнала са мерне ћелије и давача померања и

- Рачунара (РС-а) који управља АД конвертором и чува резултате мерења у облику погодном за даљу обраду.

Током избора компоненти за мерну опрему, посебна пажња је била посвећена избору давача померања, јер се очекивало да ће релативна померања контактних елемената једног у односу на други бити мала. Изабран је индуктивни давач померања, малог мерног опсега, који је пружао могућност мерења померања мањих од $1 \mu m$. Пре почетка мерења, извршена је калибрација давача померања на алатном микроскопу УИМ-21.

5.4 Реализација система за испитивање поузданости тангенцијално оптерећених веза претходном припремом контакта

Након усвојеног идејног решења, пројектовања и израде техничке документације, приступило се изради система за испитивање поузданости тангенцијално оптерећених веза претходном припремом контакта који је постављен на радни сто CNC глодалице Haas Toolroom Mill TM-1 (слика 5.6) [100]. Са поменуте слике се види да тег преко полужног механизма обезбеђује нормално оптерећење зоне контакта, F_n .

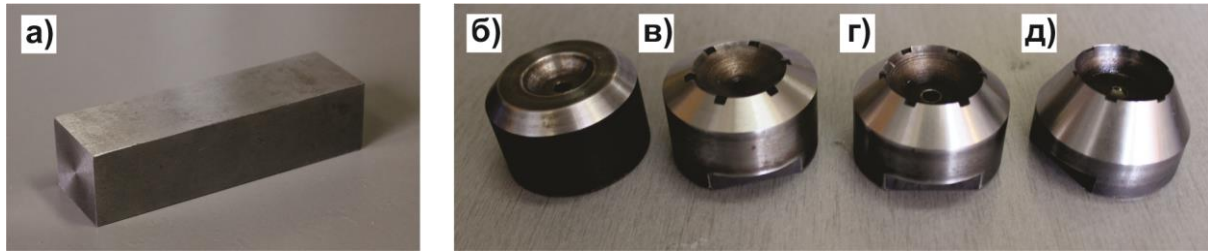


Слика 5.6 Постављање система за испитивање поузданости тангенцијално оптерећених веза претходном припремом контакта

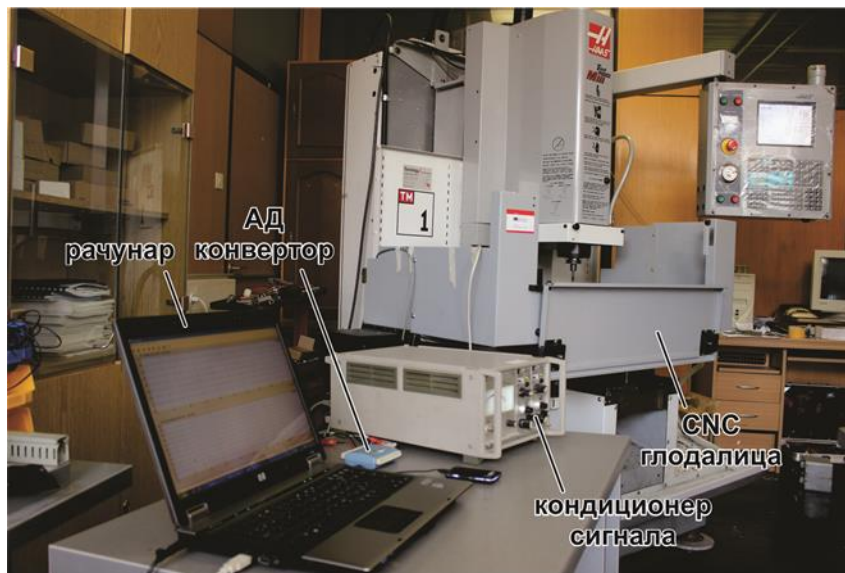
Слика 5.7 приказује изглед стезних елемената. Стезни елементи са равном контактном површином (РК), призматичног облика димензија $25 mm \times 35 mm \times 50 mm$ израђени су од челика негарантованог састава глодањем; храповост $Ra \approx 1,5 \mu m$.

Изменљиви стезни елементи типа Р, РИ-120, РИ-90 и РИ-60 су израђени од челика С60, након чега је извршено каљење до очекиване тврдоће $57 HRC \pm 3 HRC$. Резна ивица на стезним елементима типа РИ-120, РИ-90 и РИ-60 је добијена брушењем.

Слика 5.8 приказује део формираног мерног система.



Слика 5.7 Стезни елементи, а) елемент са равном контактном површином РК, б) стезни елемент типа Р, в) стезни елементи типа РИ-120, г) стезни елементи типа РИ-90 и д) стезни елементи типа РИ-60



Слика 5.8 Део мерног система за испитивање поузданости тангенцијално оптерећених веза претходном припремом контакта

Развијени мерни систем за испитивање поузданости тангенцијално оптерећених веза претходном припремом контакта је детаљније описан у литературном изводу [22], док је део резултата експерименталних испитивања спроведених на овом мерном систему дат у [21,22].

5.5 Провера геометријске тачности израде изменљивих стезних елемената

У претходним излагањима је већ напоменуто да је током израде система за испитивање поузданости тангенцијално оптерећених веза претходном припремом контакта посебна пажња посвећена изменљивим стезним елементима (слика 5.7.б-д). С обзиром на сложеност геометрије изменљивих стезних елемената типа RI-120, RI-90 и RI-60 извршена је проверка геометријске тачности израде ових стезних елемената. Провера геометријске

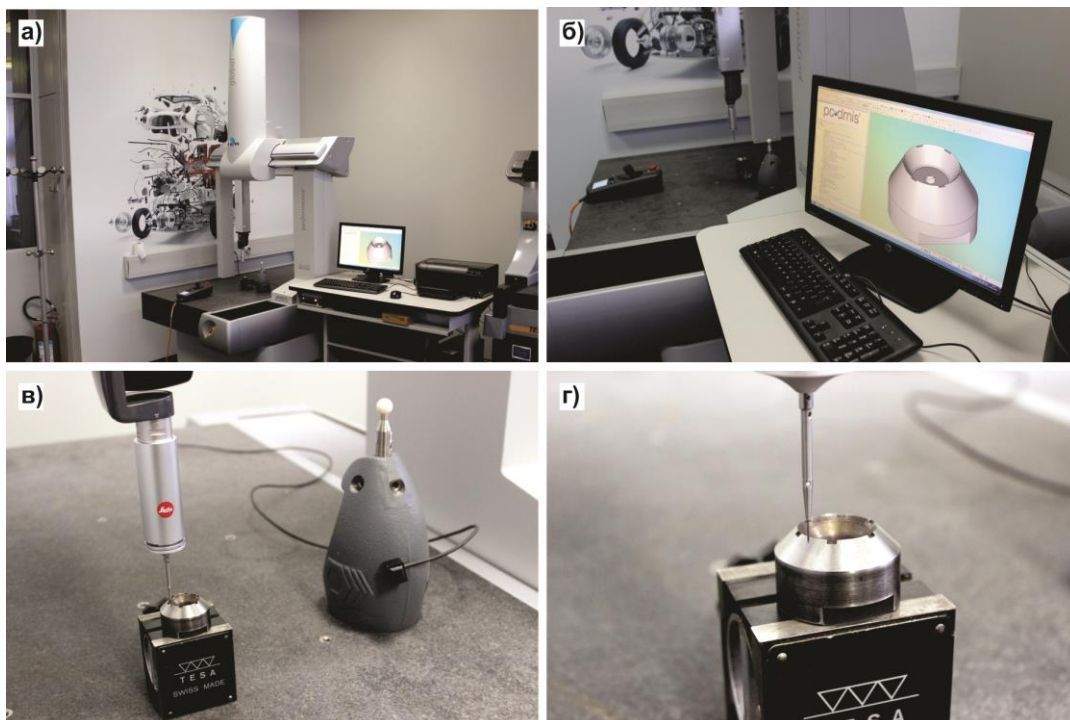
тачности је извршена на координатној мерној машини (енгл. Computer Measurement Machine – CMM) DEA Global Performance 07 10 07 (слика 5.9.а).

Основне карактеристике мерне машине су:

- Дозвољена грешка мерења: $e=1,4+L/333 \mu m$, где је e – грешка мерења, L – референтна дужина мерења при температури просторије од 16 °C до 24 °C.
- Радна запремина мерне машине: 700x1000x700 mm.
- Брзи ход: 800 mm/min.
- Брзина мерења: 5 mm/min.
- Активна температурна компензација елемената мерне машине као и дела који се мери.

Приликом мерења коришћен је софтвер PC-DMIS који је намењен за CAD инспекцију, програмирање стратегије мерења на основу CAD модела као и контролу саме мерне машине (слика 5.9.б).

PC-DMIS је софтвер који омогућава интеграцију конструисања, производње и контроле квалитета у метролошки систем. Његовим коришћењем је могуће лако прикупљање и анализа димензионих података који потичу из свих производних операција. Прикупљени подаци се брзо конвертују у смислене информације на основу којих се могу спровести корективне активности у циљу унапређења производног процеса. PC-DMIS је у употреби последњих 30 година и користи се на великом броју мерних уређаја (координатне мерне машине, мерне руке, алатне машине, профил пројектори, 3D скенери...).



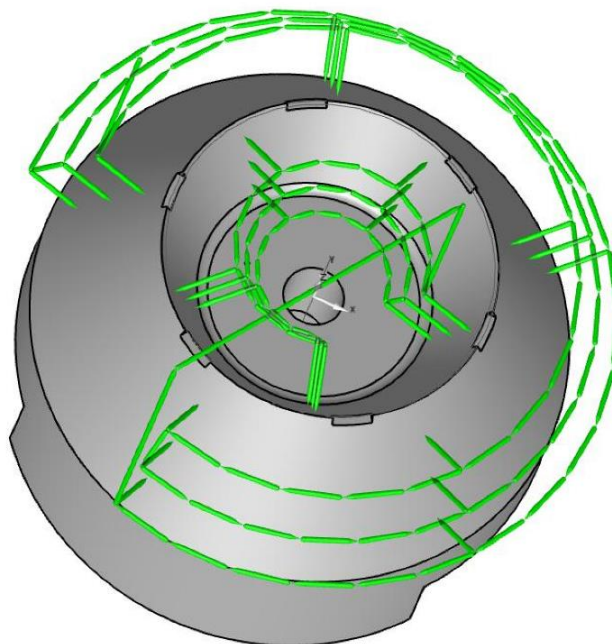
Слика 5.9 Провера геометријске тачности израде изменљивих стезних елемената: а) CMM DEA Global Performance, б) мерни софтвер PCDMIS, в) мерни пипак и керамичка сфера за калибрацију и г) поступак мерења

Пре почетка мерења врши се калибрација мерног пипка (одређивање тачног пречника и положаја) координатне мерне машине помоћу калибрационе керамичке мерне сфере (слика 5.9.в). На носачу калибрационе сфере налази се температурни сензор који мери температуру и даје информацију мерном софтверу о потребној величини температурске компензације. Коришћен је Leitz LSP-X1h 3-осни аналогни сензор за скенирање са мерним пипком о облику сфере пречника 1 mm израђеним од рубина (слика 5.9.г).

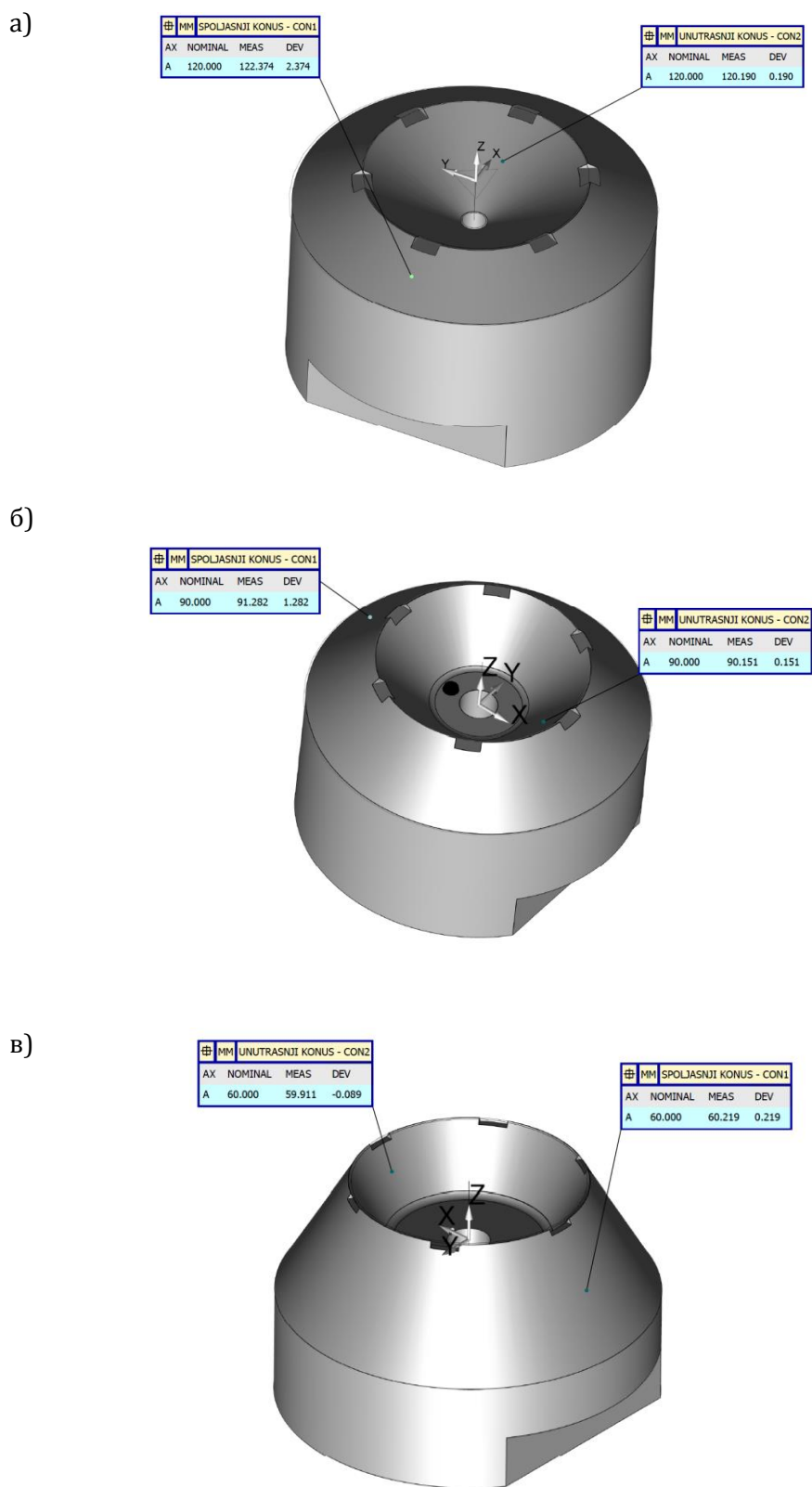
Основне карактеристике Leitz LSP-X1h сензора су:

- Сензор подржава мерење тачака као и мерење континуалним контактним скенирањем.
- Резолуција мерења самог сензора је $0,1\ \mu\text{m}$, а радни ход је $\pm 2\text{ mm}$ по свакој оси мерења.
- Максимална тежина мерног пипка је 20 g .
- Максимална дужина мерног пипка је 50 mm .

Мерење конуса ја вршено по стратегији приказаној на слици 5.10, где су путање мерног пипка приказане испрекиданим линијама. Конуси су мерени у 3 нивоа, на сваком нивоу је измерено по 5 тачака, што значи да је по конусу измерено укупно 15 тачака. На основу CAD модела дефинисана је номинална вредност конуса и положај мерних тачака, на основу измерених вредности софтвер конструише конусе методом најмањих квадратних одступања. Разлика између номиналне и измерене вредности представља одступања приказана на слици 5.11.



Слика 5.10 Стратегија мерења углова конуса



Слика 5.11 Резултати мерења геометријске тачности израде изменљивих стезних елемената типа, а) РИ-120, б) РИ-90 и в) РИ-60

Резултати мерења геометријске тачности израде показују да (слика 5.11):

- за стезни елемент типа РИ-120 угаоно одступање износи $120^{\pm 2,374}_{-0,190}$,
- за стезни елемент РИ-90 угаоно одступање износи $90^{\pm 1,282}_{-0,151}$ и
- за стезни елемент РИ-60 износи $60^{\pm 0,089}_{-0,219}$.

5.6 Поступак претходне припреме контакта

Претходна припрема контакта је спроведена непосредно пре испитивања изменљивих стезних елемената типа РИ-120, РИ-90 и РИ-60 (слика 5.12).

Поступак претходне припреме контакта се спроводи на следећи начин:

- успостави се контакт елемента са равном контактном површином (РК) и жељеног стезног елемената са резном ивицом (формира се контактни пар).
- преко куглице и полужног механизма са теговима оптерети се формиран контакти пар тако да нормална сила, F_n , делује дуж осе симетрије стезног елемената са резном ивицом (слика 5.12.а).
- елемент са резном ивицом се закреће око осе симетрије у једну, па у другу страну за угао φ (слика 5.12.а).



Слика 5.12 Поступак претходне припреме контакта, а) формирање контакта и претходна припрема и б) детаљ зоне контакта након спроведене претходне припреме контакта

Угао закретања током експерименталних истраживања је у свим случајевима био $\varphi = \pm 180^\circ$. На тај начин је у зони контакта извршено микрорезање што се и види кроз појаву ситних опиљака – струготине (слика 5.12.б). Експериментална истраживања су спроведена без нарушавања претходно формираних односа елемената у контакту.

6 План и програм експерименталних истраживања

У циљу верификације постављених хипотеза, за испитивање поузданости тангенцијално оптерећених веза претходном припремом контакта било је неопходно испланирати обимна експериментална истраживања. Било је потребно извршити поређење тангенцијалне носивости контактеног пара којег чини елемент са равном контактном површином (РК) и измењиви стезни елемент типа (Р) са контактним паровима којег чине елемент са равном контактном површином (РК) и измењиви стезни елементи типа РИ-120, РИ-90 и РИ-60.

Програм експерименталних истраживања је спроведен кроз 5 група експерименталних истраживања (Табела 6.1). За сваку групу експерименталних истраживања, изузев групе 1, било је предвиђено да се уради претходна припрема контакта. Поступак претходне припреме контакта је подразумевао оптерећење формираног контактеног пара нормалном силом, F_n , након чега је измењиви стезни елемент са резовом ивицом заокретан за угао $\varphi = \pm 180^\circ$. Поступак претходне припреме контакта детаљније је описан у поглављу 5.6.

Нормално оптерећење, F_n , контактеног пара одређено је масом полужног механизма и масом тегова који су на полужни механизам постављени (слика 5.1 и слика 5.6). Маса тегова којима је било предвиђено да се обезбеде нормална оптерећења контактних парова износиле су: 100 kg, 80 kg, 60 kg, 40 kg, 20 kg и 10 kg. Узимајући у обзир геометрију и масу полужног механизма, положај тегова у односу на тачку ослањања полуге и место деловања нормалног оптерећења, F_n , контактеног пара у односу на тачку ослањања полуге, израчунате су вредности нормалног оптерећења, F_n (Табела 6.2).

За вредност масе тегова од 0 kg нормално оптерећење, F_n , је резултат дејства масе полужног механизма. Полужни механизам се састоји из полуге масе 4,5 kg и осовине за прихват тегова масе 2,9 kg.

Тангенцијално оптерећење контактеног пара, F_t , представља отпорни момент резања током обраде бушењем сведен на крак дејства силе, F_t . Поступак тангенцијалног оптерећења испитиваног контактеног пара детаљно је описан у поглављу 5.2 – слика 5.1. Бушење узорка (РК₁) је урађено завојном бургијом $\phi 12$. Број обртаја је износио $n = 600 \text{ min}^{-1}$. Варирање реалних вредности тангенцијалне силе, F_t , остварено је променом радних режима

помоћног кретања. Изабране су следеће вредности брзина помоћног кретања $f = 20, 40, 60, 80$ и 100 mm/min . При томе је очекивано да ће нижим вредностима брзина помоћног кретања одговарати нижи ново тангенцијалног оптерећење контактнег пара, F_t . Операцији бушења, током које су мерени наведени параметри, претходила је операција забушивања.

Табела 6.1 Програм експерименталних истраживања

Група експер.	Веза елемената	Претходна припрема	F_n, N	$f, \text{mm/min}$
1.	Контактни пар елемената типа РК и R Референтни контакт	Нема	643,0	20, 40, 60, 80 и 100
			523,2	20, 40, 60, 80 и 100
			403,4	20, 40, 60, 80 и 100
			283,6	20, 40, 60, 80 и 100
			163,8	20, 40, 60, 80 и 100
			103,9	20, 40, 60, 80 и 100
			44,0	20, 40, 60, 80 и 100
2.	Контактни пар елемената типа РК и РИ-120	Закретање елемента са резном ивицом за угао $\varphi = \pm 180^\circ$ при $F_n = 643,0 N$	643,0	20, 40, 60, 80 и 100
			523,2	20, 40, 60, 80 и 100
			403,4	20, 40, 60, 80 и 100
			283,6	20, 40, 60, 80 и 100
			163,8	20, 40, 60, 80 и 100
			103,9	20, 40, 60, 80 и 100
			44,0	20, 40, 60, 80 и 100
3.	Контактни пар елемената типа РК и РИ-90	Закретање елемента са резном ивицом за угао $\varphi = \pm 180^\circ$ при $F_n = 643,0 N$	643,0	20, 40, 60, 80 и 100
			523,2	20, 40, 60, 80 и 100
			403,4	20, 40, 60, 80 и 100
			283,6	20, 40, 60, 80 и 100
			163,8	20, 40, 60, 80 и 100
			103,9	20, 40, 60, 80 и 100
			44,0	20, 40, 60, 80 и 100
4.	Контактни пар елемената типа РК и РИ-60	Закретање елемента са резном ивицом за угао $\varphi = \pm 180^\circ$ при $F_n = 643,0 N$	643,0	20, 40, 60, 80 и 100
			523,2	20, 40, 60, 80 и 100
			403,4	20, 40, 60, 80 и 100
			283,6	20, 40, 60, 80 и 100
			163,8	20, 40, 60, 80 и 100
			103,9	20, 40, 60, 80 и 100
			44,0	20, 40, 60, 80 и 100
5.	Контактни пар елемената типа РК и РИ-120	Закретање елемента са резном ивицом за угао $\varphi = \pm 180^\circ$ при $F_n = 283,6 N$	283,6	20, 40, 60, 80 и 100
			163,8	20, 40, 60, 80 и 100
			103,9	20, 40, 60, 80 и 100
			44,0	20, 40, 60, 80 и 100

Табела 6.2 Изабране вредности нормалног оптерећење F_n контактнoг пара

Редни број	Маса тегова, <i>kg</i>	Нормално оптерећење F_n , <i>N</i>
1	100	643,0
2	80	523,2
3	60	403,4
4	40	283,6
5	20	163,8
6	10	103,9
7	0	44,0

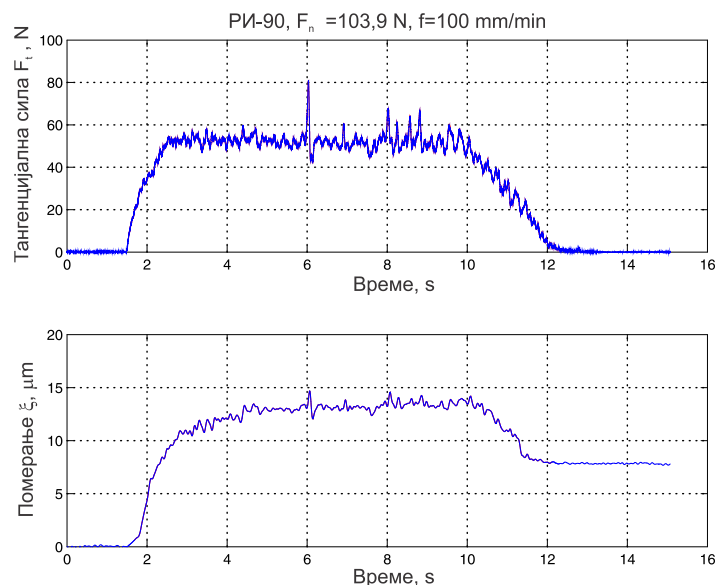
У свим описаним појединачним режимима испитивања поузданости тангенцијално оптерећених веза претходном припремом контакта помоћу мерне инструментације описане у поглављу 5.3, вршено је снимање вредности тангенцијалне силе, F_t , и померања, ξ , у тангенцијалном правцу. Детаљан приказ резултата експерименталних истраживања приказан је у поглављу 7.

7 Резултати експерименталних истраживања

У овом поглављу су приказани резултати експерименталних истраживања која су спроведена према плану и програму истраживања описаним у поглављу 6.

7.1 Мерење тангенцијалне силе и померања у тангенцијалном правцу

При сваком режиму испитивања помоћу мерне инструментације описане у поглављу 5.3, вршено је мерење вредности тангенцијалне силе, F_t , и померања, ξ , у тангенцијалном правцу. Слика 7.1 приказује типичан дијаграм промене тангенцијалне силе, F_t , и померања, ξ , у тангенцијалном правцу током једног експеримента; за пример изменљивог контактнoг елемента типа РИ-90, при нормалној сили $F_n = 103,9 \text{ N}$ и при вредности брзине помоћног кретања $f = 100 \text{ mm/min}$.

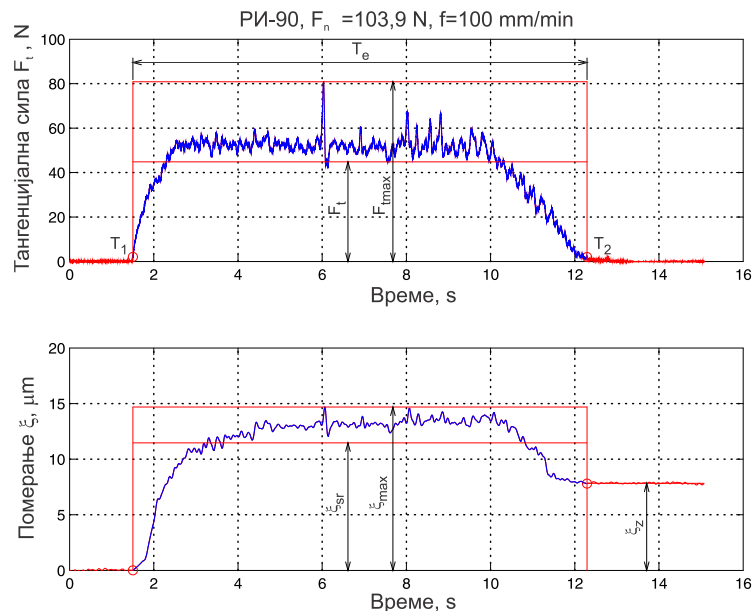


Слика 7.1 Пример промене тангенцијалне силе, F_t , и померања, ξ , у тангенцијалном правцу

Током операције бушења, са дијаграма се јасно уочавају три зоне (слика 7.1). У првој зони ($\approx 1,7\text{ s} - 2,5\text{ s}$) завојна бургија улази у материјал до дубине која одговара висини врха бургије. У овој зони отпорни момент резања, односно мерено преко тангенцијалне силе, расте од нулте вредности до вредности која је надаље променљива али око неке средње вредности. Другу зону ($\approx 2,5\text{ s} - 10,0\text{ s}$) карактерише, условно речено, константна вредност тангенцијалне силе и она настаје као последица продирања бургије у материјал узорка РК₁ (слика 5.1). У трећој зони врх завојне бургије излази из материјала што се види и кроз опадање вредности тангенцијалне силе ($\approx 10,0\text{ s} - 12,5\text{ s}$).

7.2 Дефинисање параметара који ће бити предмет анализе

Како би се промене измерених вредности тангенцијалне силе, F_t , и померања у тангенцијалном правцу, ξ , као и других параметара, могле поредити, било је неопходно да се дефинише време трајања сваког појединачног експеримента, T_e , односно временски интервал од интереса, у коме ће се ови параметри разматрати (слика 7.2).



Слика 7.2 Разматрани параметри у назначеној зони од интереса

Да би се одредило време трајања сваког појединачног експеримента, било је потребно одредити почетни, T_1 , и крајњи тренутак, T_2 , (слика 7.2). Почетни тренутак, T_1 , је дефинисан тренутком када је $F_t \geq 2\text{ N}$, док је крајњи тренутак, T_2 , одређен условом да је $F_t \leq 2\text{ N}$. Време трајања експеримента у секундама је дато изразом:

$$T_e = T_2 - T_1 \quad (7.1)$$

У разматраној зони, која је одређена временом, T_e , дефинисани су следећи параметри (слика 7.2):

- средња вредност тангенцијалне силе, F_t ,
- максимална вредност тангенцијалне силе, F_{tmax} ,
- средња вредност померања у зони контакта испитиваног контактеног пара, ξ_{sr} ,
- максимална вредност померања, ξ_{max} и
- померање које остаје након престанка дејства тангенцијалне силе – заостало померање, ξ_z .

Нормално оптерећење, F_n , је статичко и одређено је тежином полужног механизма и тежином тегова који су на полужни механизам постављени (Табела 6.2).

Попустљивост у зони контакта, као још један значајан параметар који је праћен, дефинише се као реципрочна вредност крутости разматраног контактеног пара. Средња попустљивост контакта, s , $\mu m/N$ може да се прикаже преко односа средњег померања, ξ_{sr} , и средње вредности тангенцијалне силе, F_t , односно:

$$s = \frac{\xi_{sr}}{F_t} \quad (7.2)$$

За обраду резултата мерења, односно за одређивање претходно описаних параметара коришћен је програмски пакет Matlab.

7.3 Приказ резултата експерименталних истраживања

Резултати добијени током обраде експерименталних података за сваки појединачни експеримент дефинисан планом и програмом експерименталних истраживања датим у глави 6, су приказани табеларно, у циљу боље прегледности. Свака група експеримената је приказана појединачном табелом.

Табела 7.1, Табела 7.2, Табела 7.3, Табела 7.4 и Табела 7.5 приказују вредности анализираних параметара из 1., 2., 3., 4. и 5. групе експеримената, респективно.

Вредности у табелама које су означене са „/“ указују на експерименте у којима је дошло до раскида везе испитиваних контактних парова. До раскида везе испитиваних контактних парова долазило је обично при нижим вредностима нормалног оптерећења, F_n , односно у случајевима када контактни парови нису могли да уравнотеже дату вредност тангенцијалне силе, F_t .

Табела 7.1 Резултати експерименталних истраживања за контактни пар елемената типа РК и Р – референтни контакт; 1. група експеримената

F_n, N	$f, mm/min$	T_e, s	F_t, N	F_{tmax}, N	$\xi_{sr}, \mu m$	$\xi_{max}, \mu m$	$\xi_z, \mu m$	$s, \mu m/N$
643,0	20	62,33	10,75	17,79	0,27	0,51	0,10	0,025
643,0	40	28,38	18,34	31,53	0,60	0,92	0,38	0,033
643,0	60	19,11	25,34	37,06	0,67	0,99	0,27	0,026
643,0	80	14,32	31,96	44,59	1,42	2,01	1,13	0,044
643,0	100	11,57	38,35	50,48	1,72	2,26	1,29	0,045
523,2	20	62,15	11,14	19,43	0,34	0,64	0,13	0,031
523,2	40	28,71	18,09	28,00	0,54	0,81	0,28	0,030
523,2	60	18,99	24,95	35,56	3,20	3,98	3,31	0,128
523,2	80	15,71	32,86	58,64	11,86	15,54	14,69	0,361
523,2	100	11,98	42,37	67,91	110,98	143,35	142,61	2,619
403,4	20	56,99	13,64	27,43	4,02	5,72	4,63	0,295
403,4	40	28,48	21,92	40,64	87,96	108,10	107,24	4,013
403,4	60	19,11	29,12	45,24	139,86	175,62	174,79	4,803
403,4	80	15,50	32,74	50,24	222,42	274,20	273,50	6,794
403,4	100	11,98	45,27	90,39	488,13	776,36	757,80	10,783
283,6	20	57,41	13,31	29,88	5,67	7,21	6,79	0,426
283,6	40	28,38	21,94	40,46	37,59	48,40	47,76	1,713
283,6	60	19,06	28,79	44,52	184,42	260,16	259,54	6,406
283,6	80	14,36	36,20	56,60	609,18	726,67	726,33	16,828
283,6	100	/	/	/	/	/	/	/
163,8	20	57,00	12,75	31,48	460,11	688,16	668,02	36,087
163,8	40	/	/	/	/	/	/	/
163,8	60	/	/	/	/	/	/	/
163,8	80	/	/	/	/	/	/	/
163,8	100	/	/	/	/	/	/	/
103,9	20	/	/	/	/	/	/	/
103,9	40	/	/	/	/	/	/	/
103,9	60	/	/	/	/	/	/	/
103,9	80	/	/	/	/	/	/	/
103,9	100	/	/	/	/	/	/	/
44,0	20	/	/	/	/	/	/	/
44,0	40	/	/	/	/	/	/	/
44,0	60	/	/	/	/	/	/	/
44,0	80	/	/	/	/	/	/	/
44,0	100	/	/	/	/	/	/	/

Табела 7.2 Резултати експерименталних истраживања за контактни пар елемената типа РК и РИ-120; припрема контакта изведена закретањем елемента са резном ивицом за угао $\varphi = \pm 180^\circ$ при $F_n = 643,0 \text{ N}$; 2. група експеримената

$F_n, \text{ N}$	$f, \text{ mm/min}$	$T_e, \text{ s}$	$F_b, \text{ N}$	$F_{tmax}, \text{ N}$	$\xi_{sr}, \mu\text{m}$	$\xi_{max}, \mu\text{m}$	$\xi_z, \mu\text{m}$	$s, \mu\text{m/N}$
643,0	20	57,82	13,55	25,90	0,17	0,43	0,05	0,017
643,0	40	28,80	22,04	48,19	0,21	0,51	0,00	0,011
643,0	60	19,83	29,15	48,96	0,32	0,60	0,00	0,012
643,0	80	14,32	35,25	53,44	0,41	0,75	0,04	0,014
643,0	100	11,95	42,84	82,06	0,55	0,93	0,04	0,011
523,2	20	59,57	14,07	44,89	0,21	0,59	0,10	0,013
523,2	40	31,33	20,94	68,54	0,31	0,78	0,07	0,011
523,2	60	20,53	28,59	46,71	0,36	0,70	0,02	0,015
523,2	80	15,95	35,75	87,72	1,00	1,76	0,60	0,020
523,2	100	13,61	43,99	97,37	1,63	3,45	2,01	0,035
403,4	20	64,25	11,71	22,89	0,21	0,51	0,04	0,022
403,4	40	31,84	21,87	42,48	0,41	0,75	0,17	0,018
403,4	60	22,89	25,94	45,93	0,38	0,70	0,07	0,015
403,4	80	17,20	32,66	61,46	0,51	0,95	0,03	0,015
403,4	100	12,31	44,10	91,67	1,16	2,38	0,65	0,026
283,6	20	65,15	11,94	35,81	0,36	0,76	0,28	0,021
283,6	40	29,91	22,94	45,91	0,55	0,93	0,22	0,020
283,6	60	19,66	29,55	54,34	0,72	1,22	0,34	0,022
283,6	80	16,46	34,13	67,22	0,72	1,21	0,18	0,018
283,6	100	12,21	41,21	117,76	1,20	2,88	0,84	0,024
163,8	20	62,72	12,66	35,59	0,14	0,55	0,01	0,015
163,8	40	32,51	21,39	54,79	0,31	1,00	0,07	0,018
163,8	60	19,70	29,25	43,85	0,76	1,19	0,29	0,027
163,8	80	15,65	34,43	54,53	1,08	1,74	0,47	0,032
163,8	100	13,37	40,46	94,59	1,95	4,57	1,17	0,048
103,9	20	61,18	12,42	35,55	0,21	0,82	0,07	0,023
103,9	40	31,59	21,96	51,67	0,68	1,35	0,23	0,026
103,9	60	20,13	30,49	59,62	1,78	4,12	1,19	0,069
103,9	80	15,47	36,43	55,05	2,16	3,68	1,20	0,067
103,9	100	12,25	46,06	67,57	4,31	7,84	1,96	0,116
44,0	20	61,49	12,09	35,64	0,91	14,59	0,63	0,409
44,0	40	/	/	/	/	/	/	/
44,0	60	/	/	/	/	/	/	/
44,0	80	/	/	/	/	/	/	/
44,0	100	/	/	/	/	/	/	/

Табела 7.3 Резултати експерименталних истраживања за контактни пар елемената типа РК и РИ-90; припрема контакта изведена закретањем елемента са резном ивицом за угао $\varphi = \pm 180^\circ$ при $F_n = 643,0 \text{ N}$; 3. група експеримената

$F_n, \text{ N}$	$f, \text{ mm/min}$	$T_e, \text{ s}$	$F_t, \text{ N}$	$F_{tmax}, \text{ N}$	$\xi_{sr}, \mu\text{m}$	$\xi_{max}, \mu\text{m}$	$\xi_z, \mu\text{m}$	$s, \mu\text{m/N}$
643,0	20	61,33	13,48	35,37	0,26	0,57	0,03	0,016
643,0	40	28,97	23,54	47,30	0,41	0,79	0,02	0,017
643,0	60	19,77	29,88	47,50	0,51	0,87	0,03	0,018
643,0	80	15,34	34,75	58,64	0,67	1,10	0,06	0,019
643,0	100	12,41	44,28	81,42	0,85	1,58	0,02	0,019
523,2	20	60,67	13,07	32,54	0,28	0,62	0,01	0,019
523,2	40	31,08	21,11	49,47	0,41	0,94	0,03	0,019
523,2	60	18,97	29,80	49,41	0,57	1,05	0,03	0,021
523,2	80	14,31	36,43	58,18	0,77	1,35	0,00	0,023
523,2	100	11,89	43,63	72,12	0,98	1,70	0,03	0,024
403,4	20	61,07	12,28	30,78	0,31	0,70	0,06	0,023
403,4	40	30,79	21,22	51,53	0,46	1,23	0,02	0,024
403,4	60	20,92	27,55	49,08	0,60	1,29	0,01	0,026
403,4	80	15,67	34,16	62,74	0,83	1,54	0,01	0,025
403,4	100	12,81	41,55	89,72	0,97	2,32	0,05	0,026
283,6	20	62,15	12,15	19,20	0,28	0,58	0,03	0,030
283,6	40	31,15	21,01	56,57	0,61	1,64	0,06	0,029
283,6	60	20,73	27,70	51,56	1,00	1,83	0,28	0,035
283,6	80	15,16	36,67	78,54	1,57	3,48	0,62	0,044
283,6	100	12,91	41,74	78,22	2,42	4,07	1,53	0,052
163,8	20	60,77	11,74	33,63	0,61	1,47	0,37	0,044
163,8	40	31,23	21,31	45,92	2,32	5,14	1,81	0,112
163,8	60	19,45	30,36	56,24	6,03	11,02	6,18	0,196
163,8	80	14,44	38,09	74,18	7,22	11,85	6,10	0,160
163,8	100	11,75	45,46	75,97	8,82	11,67	7,05	0,154
103,9	20	58,22	11,53	20,62	0,50	1,05	0,08	0,051
103,9	40	30,03	21,15	56,58	4,52	9,39	4,57	0,166
103,9	60	20,69	27,33	50,25	7,35	10,50	6,19	0,209
103,9	80	14,24	39,12	79,07	10,21	14,47	8,33	0,183
103,9	100	12,29	44,81	80,85	11,47	14,69	7,83	0,182
44,0	20	55,26	12,09	18,06	5,51	6,97	4,48	0,386
44,0	40	30,07	21,93	45,84	11,88	16,83	10,01	0,367
44,0	60	19,12	30,53	50,65	14,08	20,00	8,96	0,395
44,0	80	/	/	/	/	/	/	/
44,0	100	/	/	/	/	/	/	/

Табела 7.4 Резултати експерименталних истраживања за контактни пар елемената типа РК и РИ-60; припрема контакта изведена закретањем елемента са резном ивицом за угао $\varphi = \pm 180^\circ$ при $F_n = 643,0 \text{ N}$; 4. група експеримената

$F_n, \text{ N}$	$f, \text{ mm/min}$	$T_e, \text{ s}$	$F_t, \text{ N}$	$F_{tmax}, \text{ N}$	$\xi_{sr}, \mu\text{m}$	$\xi_{max}, \mu\text{m}$	$\xi_z, \mu\text{m}$	$s, \mu\text{m/N}$
643,0	20	63,71	13,05	36,31	0,47	0,96	0,40	0,026
643,0	40	29,84	23,79	45,69	1,02	1,72	0,02	0,038
643,0	60	19,43	31,08	51,60	1,20	1,87	0,45	0,036
643,0	80	14,58	37,43	56,52	1,36	1,90	0,80	0,034
643,0	100	13,10	43,88	67,39	1,42	1,92	0,65	0,028
523,2	20	61,52	11,67	24,24	0,53	1,67	0,05	0,069
523,2	40	31,25	21,16	43,26	0,91	1,77	0,45	0,041
523,2	60	20,75	28,51	52,50	0,72	1,46	0,12	0,028
523,2	80	15,75	35,15	73,67	1,12	2,05	0,77	0,028
523,2	100	12,46	43,73	101,02	1,65	3,34	1,09	0,033
403,4	20	61,36	11,89	27,59	0,49	1,10	0,29	0,040
403,4	40	28,52	23,13	58,33	1,18	1,86	0,80	0,032
403,4	60	19,41	31,18	68,10	1,25	2,47	0,52	0,036
403,4	80	15,76	34,08	58,13	1,38	2,15	0,68	0,037
403,4	100	12,64	41,50	73,30	1,47	2,35	0,57	0,032
283,6	20	62,45	11,62	28,64	0,65	1,64	0,35	0,057
283,6	40	31,19	21,16	58,18	0,98	2,04	0,49	0,035
283,6	60	20,53	27,76	48,58	1,32	2,35	0,67	0,048
283,6	80	15,76	33,49	70,50	1,64	3,07	0,61	0,044
283,6	100	12,71	40,24	73,36	2,17	3,62	1,32	0,049
163,8	20	61,77	12,23	29,21	1,57	2,59	1,38	0,089
163,8	40	30,96	21,48	51,87	3,30	7,06	2,87	0,136
163,8	60	21,12	28,41	50,98	7,72	13,75	6,71	0,270
163,8	80	15,57	35,94	58,99	9,55	14,17	5,93	0,240
163,8	100	12,61	40,44	72,92	12,19	19,67	8,19	0,270
103,9	20	61,73	12,28	37,46	6,78	13,49	7,74	0,360
103,9	40	31,14	21,09	48,88	7,96	16,67	6,87	0,341
103,9	60	21,59	27,21	45,63	11,06	16,30	9,90	0,357
103,9	80	15,70	33,42	54,73	12,76	17,92	9,64	0,327
103,9	100	11,42	39,66	56,71	9,12	14,26	4,17	0,251
44,0	20	60,37	10,54	31,08	8,76	17,62	8,80	0,567
44,0	40	30,72	17,26	39,66	10,14	27,91	6,43	0,704
44,0	60	19,28	27,75	56,77	24,35	81,37	5,99	1,433
44,0	80	/	/	/	/	/	/	/
44,0	100	/	/	/	/	/	/	/

Табела 7.5 Резултати експерименталних истраживања за контактни пар елемената типа РК и РИ-120; припрема контакта изведена закретањем елемента са резном ивицом за угао $\varphi = \pm 180^\circ$ при $F_n = 283,6 \text{ N}$; 5. група експеримената

$F_n, \text{ N}$	$f, \text{ mm/min}$	$T_e, \text{ s}$	$F_t, \text{ N}$	$F_{tmax}, \text{ N}$	$\xi_{sr}, \mu\text{m}$	$\xi_{max}, \mu\text{m}$	$\xi_z, \mu\text{m}$	$s, \mu\text{m/N}$
283,6	20	56,52	11,67	31,72	0,17	0,45	0,02	0,014
283,6	40	31,16	17,84	37,64	0,30	0,72	0,01	0,019
283,6	60	20,47	27,82	58,93	0,38	1,15	0,03	0,020
283,6	80	15,38	32,57	61,18	0,43	1,29	0,01	0,021
283,6	100	12,36	38,69	68,20	0,51	1,33	0,03	0,020
163,8	20	60,54	10,89	46,75	0,09	0,68	0,02	0,015
163,8	40	30,20	18,04	41,74	0,23	0,72	0,01	0,017
163,8	60	20,51	28,14	60,67	0,53	1,78	0,01	0,029
163,8	80	15,39	38,09	74,23	1,43	2,64	0,65	0,036
163,8	100	12,74	47,97	105,95	1,63	5,41	0,69	0,051
103,9	20	55,94	12,39	24,72	0,43	0,45	0,03	0,010
103,9	40	30,71	28,21	69,55	0,72	14,65	0,04	0,211
103,9	60	21,01	33,34	68,53	2,41	11,43	1,65	0,167
103,9	80	15,68	35,35	57,92	1,30	3,38	0,03	0,058
103,9	100	/	/	/	/	/	/	/
44,0	20	/	/	/	/	/	/	/
44,0	40	/	/	/	/	/	/	/
44,0	60	/	/	/	/	/	/	/
44,0	80	/	/	/	/	/	/	/
44,0	100	/	/	/	/	/	/	/

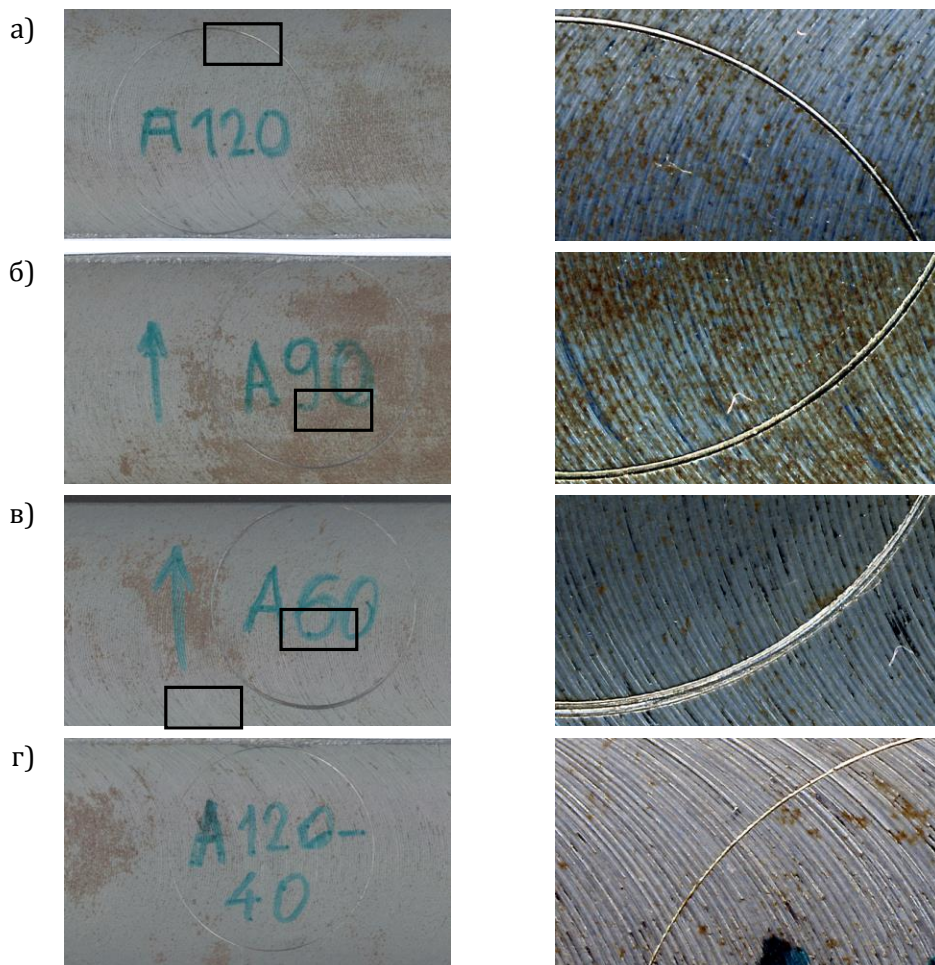
7.4 Квантификација нивоа претходне припреме контакта

Поступак претходне припреме контакта описан је у поглављу 5.6. Експериментална истраживања спроведена су без нарушавања међусобног односа елемената у контакту.

Након спроведене сваке појединачне групе експерименталних истраживања, које су описане у поглављу 6, извршено је растављање везе контактних елемената (слика 7.3) и снимање параметара топографије контактних површина у циљу квантификације нивоа претходне припреме контакта. На поменутој слици се јасно може видети траг добијен током поступка претходне припреме контакта. Скенирање површина елемента са равном контактном површином (РК) извршено је после сваке појединачне групе обављених експеримената 2., 3., 4. и 5., којој је претходила претходна припрема контактне површине (слика 7.4).

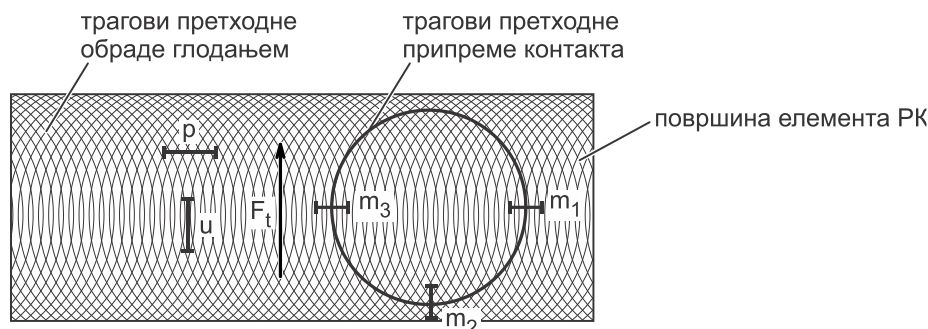


Слика 7.3 Фотографски приказ растављеног контактнoг пара након спроведених експерименталних истраживања



Слика 7.4 Скениране површине елемента са равном контактном површином РК, лево – траг претходне припреме контакта, десно – детаљ претходне припреме контакта: а) 2. група експеримената, б) 3. група експеримената, в) 4. група експеримената и г) 5. група експеримената

Снимање топографије површине елемента са равном контактном површином (РК) извршено је на Rank Taylor Hobson (UK) Talysurf 6 профиломеру. Дужина снимљеног профила у циљу идентификације иницијалне (почетне) топографије елемента са равном контактном површином (РК) је износила $L = 4,0 \text{ mm}$, при чему сваки снимак профила има 1150 тачака. Изабрана су два мерна правца, уздужно и попречно у односу на трагове претходне обраде глодањем површине елемента са равном контактном површином (РК) (слика 7.5 – трагови означени са u и p). У зони у околини трага претходно припремљене контактне површине вршено је мерење на три мерна места (слика 7.5– трагови означени са m_1 , m_2 и m_3), на дужини од $L = 2,5 \text{ mm}$, при чему сваки снимак профила има 1000 тачака.



Слика 7.5 Приказ мерних места на којима су мерени параметри храпавости на површини елемента са равном контактном површином РК

Табела 7.6 показује измерене параметре топографије иницијалних површина елемента са равном контактном површином (РК), као и параметре топографије површине ових елемената након претходне припреме контактне површине и извршених експерименталних истраживања. Разматрани су следећи параметри: средње аритметичко одступање од средње линије профила, Ra , максимална висина неравнина, Rp , максимална дубина неравнина, Rv , и максимална висина профила, Rz [101,102].

Потребно је напоменути да вредности средњег аритметичког одступања профила од средње линије профила, Ra , мерено на мерним местима m_1 , m_2 и m_3 (слика 7.5) нису релевантне за разматрање, с обзиром да претходна припрема контакта значајније мења профил топографије. Вредности ових параметара су обележене са * - Табела 7.6.

У последњој колони (Табела 7.6) су дате средње вредности максималне висине профила, \bar{Rz} , за мерна места m_1 , m_2 и m_3 . Може се закључити да средња вредност максималне висине профила износи $36,70 \mu\text{m}$, $80,49 \mu\text{m}$ и $106,72 \mu\text{m}$ за стезни елемент типа РИ-120, РИ-90 и РИ-60, респективно, при истом углу закретања $\varphi = \pm 180^\circ$ и нормалном оптерећењу $F_n = 643,0 \text{ N}$ током претходне припреме контакта. Исто тако, за стезни елемент типа РИ-120, средња вредност максималне висине профила \bar{Rz} износи $22,88 \mu\text{m}$ и $36,70 \mu\text{m}$ за претходну припрему контакта са углом закретања од $\varphi = \pm 180^\circ$ и нормалном оптерећењем F_n од $283,6 \text{ N}$ и $643,0 \text{ N}$ редом.

Табела 7.6 Параметри топографије површина елемента са равном контактном површином (РК)

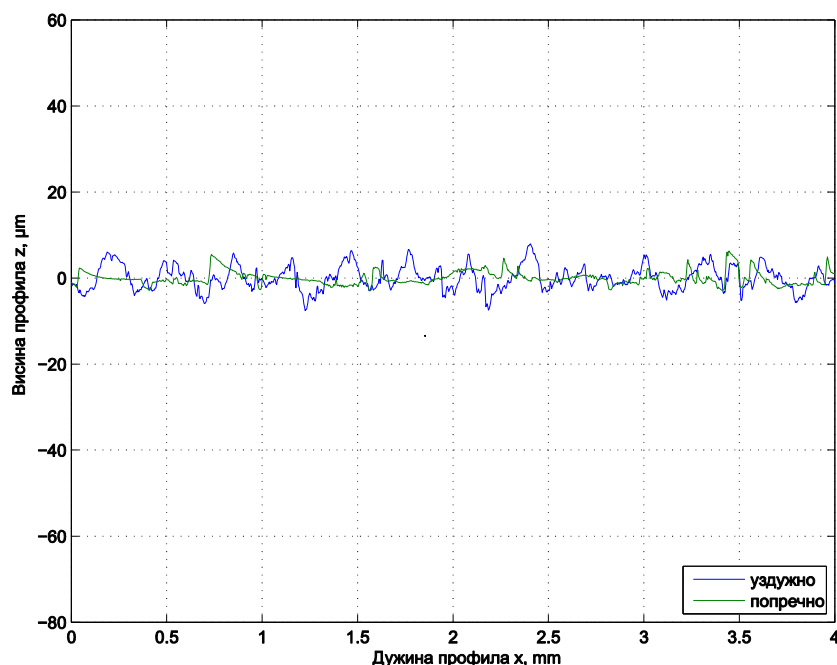
Група експер.	Вега елемената и припрема контакта	Мерно место	L, mm	$Ra, \mu m$	$Rp, \mu m$	$Rv, \mu m$	$Rz, \mu m$	$\bar{Rz}, \mu m$
2.	Контактни пар елемената типа РК и РИ-120; Закретање елемента са резном ивицом $\varphi = \pm 180^\circ$ при $F_n = 643,0 N$	m_1	2,50	3,47*	18,09	22,03	40,12	36,70
		m_2	2,50	3,41*	15,91	16,10	32,01	
		m_3	2,50	2,72*	15,02	22,96	37,98	
		u	4,00	1,87	5,50	6,10	11,60	/
		p	4,00	1,52	5,60	5,20	10,80	/
3.	Контактни пар елемената типа РК и РИ-90; Закретање елемента са резном ивицом $\varphi = \pm 180^\circ$ при $F_n = 643,0 N$	m_1	2,50	4,90*	42,13	46,47	88,60	80,49
		m_2	2,50	4,33*	26,93	35,07	62,00	
		m_3	2,50	5,75*	37,64	53,24	90,88	
		u	4,00	2,09	6,62	9,78	16,40	/
		p	4,00	0,99	7,58	5,42	13,00	/
4.	Контактни пар елемената типа РК и РИ-60; Закретање елемента са резном ивицом $\varphi = \pm 180^\circ$ при $F_n = 643,0 N$	m_1	2,50	5,14*	26,05	51,63	77,68	106,72
		m_2	2,50	8,18*	57,95	69,36	127,31	
		m_3	2,50	7,35*	61,36	53,81	115,17	
		u	4,00	2,28	7,93	7,58	15,51	/
		p	4,00	1,15	6,28	2,97	9,25	/
5.	Контактни пар елемената типа РК и РИ-120; Закретање елемента са резном ивицом $\varphi = \pm 180^\circ$ при $F_n = 283,6 N$	m_1	2,50	3,02*	14,60	14,10	28,70	22,88
		m_2	2,50	2,61*	6,60	7,10	13,70	
		m_3	2,50	2,79*	15,89	10,36	26,25	
		u	4,00	2,15	7,00	5,60	12,60	/
		p	4,00	1,82	5,60	4,50	10,10	/

НАПОМЕНА: * Вредности параметара Ra нису релевантне услед локалне промене профила настале после претходне припреме контакта

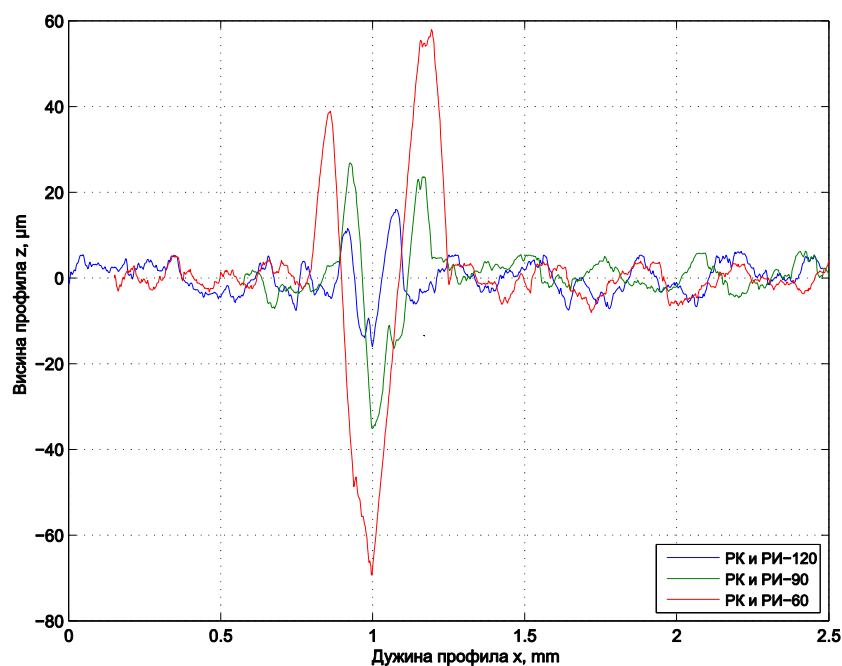
Средња вредност средњег аритметичког одступање од средње линије профила, Ra , иницијалних површина елемента са равном контактном површином (РК) израчунато за уздужни односно попречни мерни правац (према вредностима Ra – Табела 7.6) износи $Ra_u = 2,10 \mu m$, односно, $Ra_p = 1,37 \mu m$, респективно. Упоредни приказ иницијалног профила површине елемента са равном контактном површином (РК) показује да је висина неравнина профила мерено уздужно већа у поређењу са висином неравнина измереном у попречним мерним правцем (слика 7.6).

Слика 7.7 упоредно приказује профиле површина елемента са равном контактном површином (РК), за случај контактних парова елемената типа РК и РИ-120, РК и РИ-90 и РК и РИ-60, након реализације експеримента и за случај припреме контакта $\varphi = \pm 180^\circ$ при

$F_n = 643,0 \text{ N}$. Профили су поравнати тако да је најнижа тачка профила постављена на дужини профила од 1 mm чиме је омогућено лакше поређење ових профила. Анализом профила који су приказани може се закључити да највиша максимална висина профила, Rz , одговара претходној припреми изведеној са стезним елементом са резном ивицом од 60° (РИ-60), док најмања максимална висина профила, Rz , одговара претходној припреми изведеној са стезним елементом са резном ивицом од 120° (РИ-120).

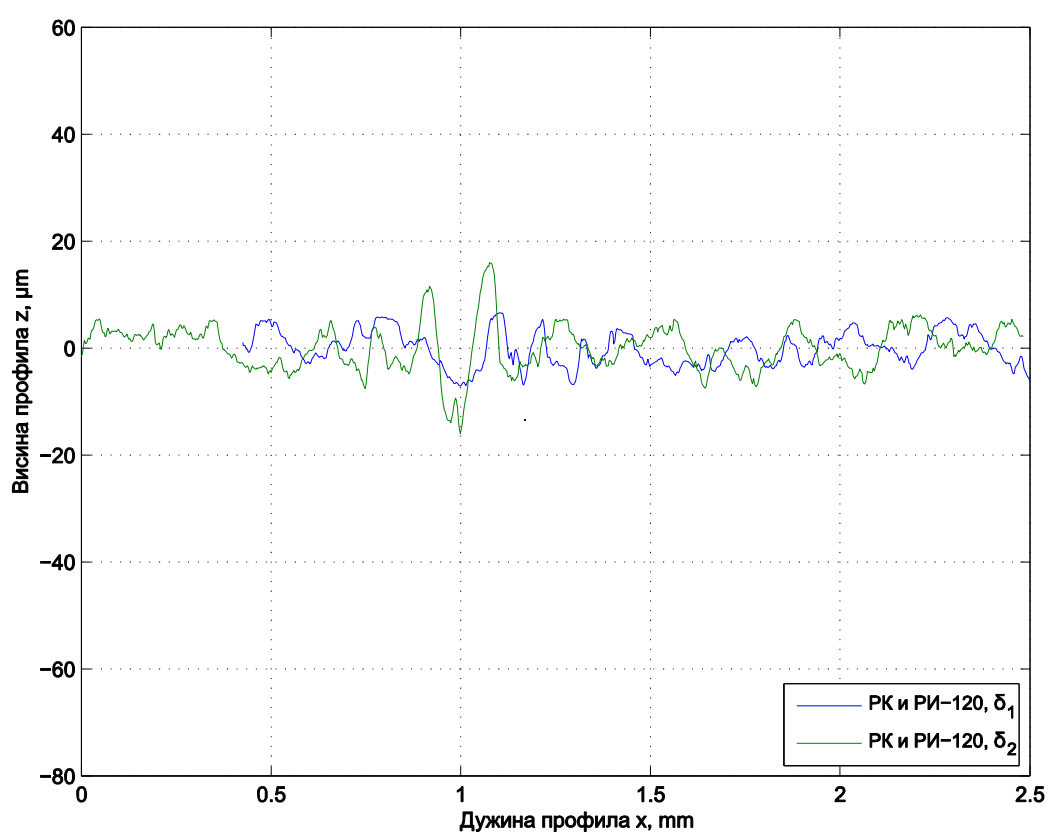


Слика 7.6 Упоредни приказ иницијалног профила површине елемента са равном контактном површином (РК)



Слика 7.7 Упоредни приказ профила површина елемента са равном контактном површином РК након реализације експеримента (припрема контакта $\varphi = \pm 180^\circ$ при $F_n = 643,0 \text{ N}$)

Ако се, са друге стране, упореде профили површина елемента са равном контактном површином (РК) за случај контактних парова елемената типа РК и РИ-120 након реализације експеримента и за случај припреме контакта са стезним елементом са резном ивицом од 120° (РИ-120), $\varphi = \pm 180^\circ$ при $F_n = 283,6 \text{ N}$ (δ_1) и $F_n = 643,0 \text{ N}$ (δ_2) (слика 7.8) може се закључити да је претходна припрема контакта је довела до промене профила у зони контакта (микрорезања). Ова промена профила је врло блиска вредности максималне висине профила, Rz , иницијалне површине елемента са равном контактном површином (РК). Другим речима, претходна припрема контакта је готово незнатно променила топографију иницијалне површине (слика 7.8 – зона топографије на дужини профила у околини 1 mm). Ова тврдња се, пре свега, односи на услове претходне припреме $\varphi = \pm 180^\circ$ при $F_n = 283,6 \text{ N}$.



Слика 7.8 Упоредни приказ профила површина елемента са равном контактном површином РК након реализације експеримента; припрема контакта са РИ-120, $\varphi = \pm 180^\circ$ при $F_n = 283,6 \text{ N}$ (δ_1) и $F_n = 643,0 \text{ N}$ (δ_2)

Упоредни дијаграми профила површина елемента са равном контактном површином (РК) (слика 7.6, слика 7.7 и слика 7.8) су дати са истим опсегом висине профила од $-80 \mu\text{m}$ до $60 \mu\text{m}$ како би се боље стекао увид у међусобне односе профила разматраних површина.

8 Статистичка обрада резултата експерименталних истраживања

Природа промене многих појава указује на њихову разноврсну међусобну повезаност. Проучавање међусобне повезаности појава доприноси откривању суштине и законитости појава. Значајан прилог том проучавању даје статистика [103].

У литератури постоје многобројне дефиниције статистике. Према Вукадиновићу [104] статистику можемо дефинисати као методу квантитативног истраживања појава. Једна од најшире прихваћених дефиниција је она која каже да је статистика наука о прикупљању, организовању, представљању, анализирању и објашњењу података који представљају улазне податке процеса одлучивања [105].

Статистичко истраживање веза међу појавама врши се мултиваријационом анализом која се дели на регресиону и корелациону анализу. Предмет регресионе анализе је откривање форме корелационе везе, односно форме слагања варијација појава. Предмет корелационе анализе је откривање карактера и степена, односно чврстине квантитативног слагања варијација појава. Једна и друга анализа се међусобно допуњују [103].

Често је у пракси потребно наћи функционалну везу између две или више променљивих. Први корак у одређивању ове везе је прикупљање различитих вредности променљивих, које зависе једна од друге. На основу прикупљених вредности променљивих, што се најчешће ради путем експеримента, и њиховог приказа у координатном систему, може се визуелно наслутити крива која ће апроксимирати зависност поменутих променљивих [104].

Најчешће коришћене апроксимативне криве су [104]: права линија, парабола или квадратна крива, кубна парабола, парабола n -тог реда, хипербола, експоненцијална крива, геометријска крива, модификована експоненцијална крива, логистичка крива, и др.

Повезаност између обележја (променљивих) постоји ако пораст једног обележја прати пораст другог и обратно, али, исто тако, ако при порасту једног обележја друго опада, и обрнуто. У првом случају можемо да кажемо да је смер повезаности позитиван, а у другом да је негативан. Повезаност између обележја може се разликовати и по јачини повезаности [104]. Најјача или најужа веза између обележја је функционална веза, односно таква веза у којој свакој вредности једног обележја одговара тачно одређена вредност другог обележја.

Лабавија веза између обележја, која је подложна већим или мањим одступањима, назива се корелативном или стохастичком везом.

Када се проучавају узајамне везе статистичких обележја или појава, утврђује се облик и смер повезаности, као и јачина повезаности. Скуп статистичких метода којима се то постиже назива се теорија корелације, а основни показатељи корелационих веза су једначине регресије и коефицијент корелације [104]. Линије регресије се прилагођавају датим вредностима променљивих које се испитују, а коефицијент корелације показује у којој је мери стварна дисперзија података приближна регресионој линији.

У овој докторској дисертацији вршена је статистичка обрада резултата експерименталних истраживања поузданости тангенцијално оптерећених веза претходном припремом контакта за различите типове контактних елемената. Резултати су приказани у поглављу 7.3 (Табела 7.1 - Табела 7.5). Претходном анализом утврђено је да се функционална зависност параметара, који ће у наредним поглављима бити анализирани, може добро апроксимирати геометријском кривом (потенцијални тренд) облика:

$$y = ax^b, \quad (8.1)$$

где су x и y променљиве добијене експерименталним путем, односно параметри који се разматрају, док су a и b непознати коефицијенти које је потребно одредити.

За израчунавање непознатих коефицијената a и b коришћена је функција `fminsearch` у оквиру програмског пакета Matlab. Рад функције `fminsearch` заснива се на алгоритму Simplex претраживања методом Nelder-Mead-a [106] (енгл. Multidimensional unconstrained nonlinear minimisation). Потребно је претпоставити облик функционалне зависности параметара који се анализирају, у овом случају то је израз (8.1), и дати полазни вектор непознатих коефицијената a и b . Извршењем функције `fminsearch` се итеративним поступком минимизира сума квадрата одступања аналитичких од експерименталних вредности и, за задату толеранцију грешке одређиваних коефицијената, долази се до непознатих коефицијената a и b . За рачунање коефицијента корелације коришћена је функција `corrcoef` [107].

Статистичком анализом која ће бити дата у овом поглављу разматраће се следеће зависности:

- Зависност односа средње вредности тангенцијалне силе и нормалне силе, F_t/F_n , у функцији средње вредности померања у зони контакта, ξ_{sr} . У циљу поређења резултата реализације сваке појединачне групе експеримената (Табела 6.1), а с обзиром на то да је током реализације експеримента варирана вредност нормалне силе, уведен је однос, F_t/F_n . На тај начин је било могуће приказати све резултате за испитиване контактне елементе на једном дијаграму. Поменути однос F_t/F_n се наметнуо јер је физички близак коефицијенту трења, уз напомену да је овде реч о испитивањима у динамичким условима испитивања.
- Промена попустљивости контакта, s , у функцији односа, F_t/F_n . Попустљивост контакта, као реципрочна вредност крутости, је јако битан параметар који указује на природу оствареног контакта за разматрани контактни пар.

Претходно поменути параметри су разматрани за случај:

- различитих типова испитиваних контактних елемената, односно за контактни пар елемената типа РК и Р, РК и РИ-60, РК и РИ-90 и РК и РИ-120 и
- контактних парова типа РК и Р и типа РК и РИ-120 за различите дубине претходне припреме контактне површине δ_1 и δ_2 .

Следи приказ резултата статистичке анализе разматраних параметара добијених током експерименталних истраживања.

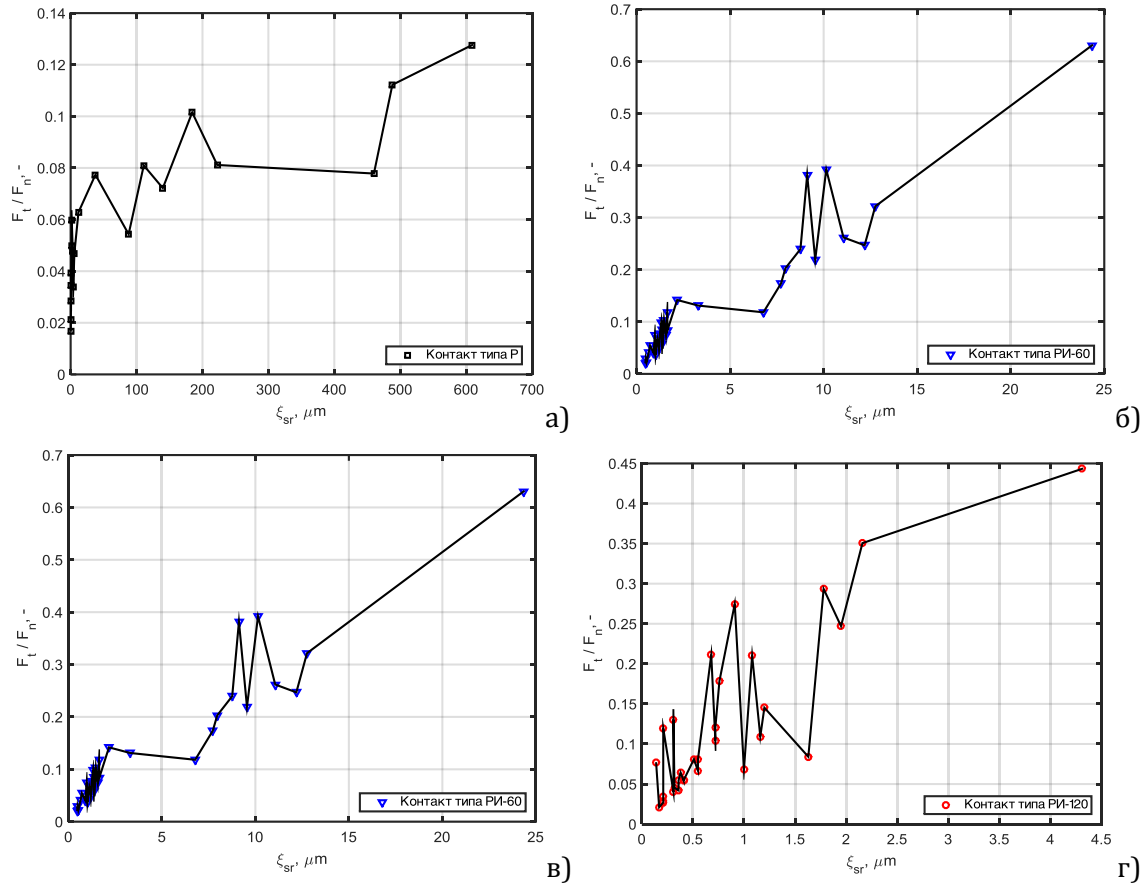
8.1 Зависност односа F_t/F_n у функцији средњег померања ξ_{sr}

Слика 8.1 приказује средње вредности односа тангенцијалне силе и нормалне силе, F_t/F_n , од средњег вредности померања у зони контакта, ξ_{sr} . Приказане су реалне вредности добијене током експерименталних испитивања за све испитиване типове контактних парова.

Зависност односа F_t/F_n , у функцији средњег померања, ξ_{sr} , може бити апроксимирана регресионом једначином облика:

$$\frac{F_t}{F_n} = C_{t/n} \cdot \xi_{sr}^{N_{t/n}}, \quad (8.2)$$

где су $C_{t/n}$ и $N_{t/n}$ непознати коефицијенти за дате услове испитивања. Применом регресионе анализе израчунате су вредности непознатих коефицијента $C_{t/n}$ и $N_{t/n}$, као и припадајућих коефицијената корелације R (Табела 8.1).

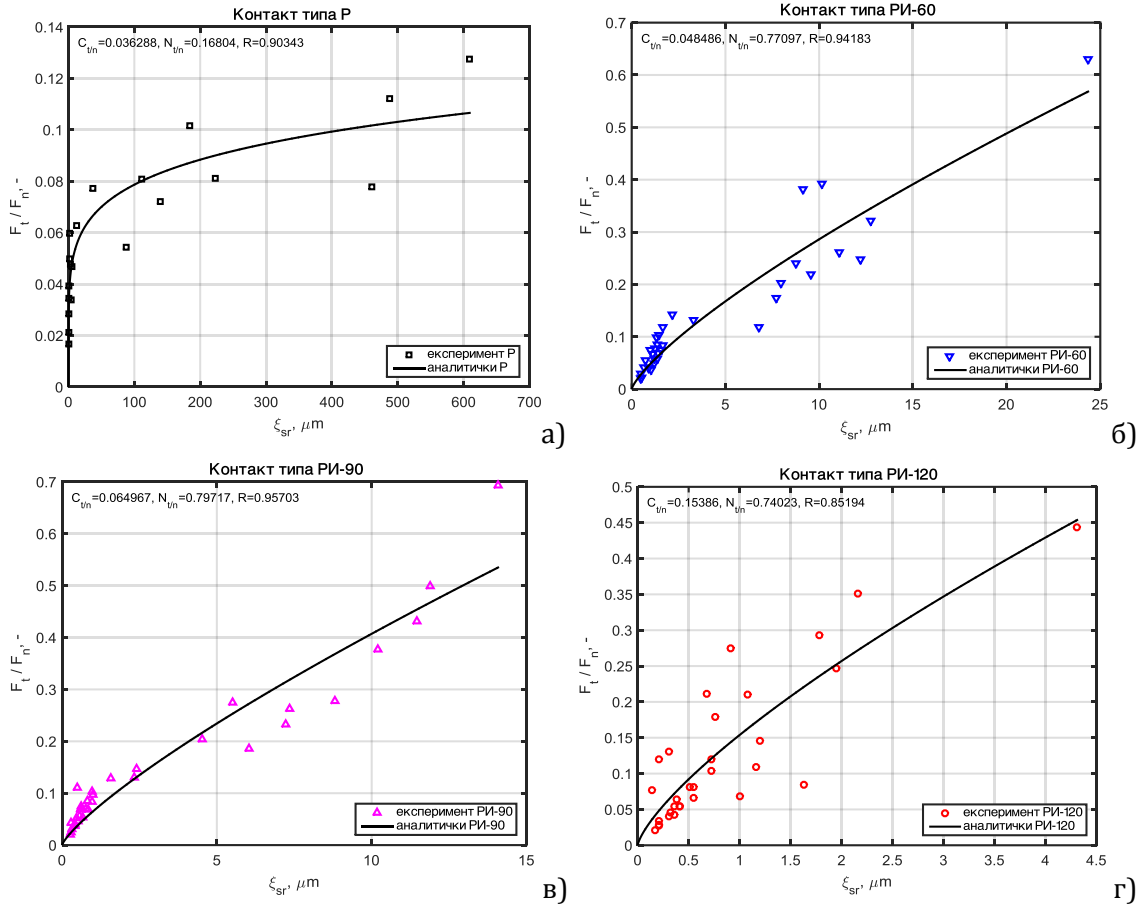


Слика 8.1 Дијаграми зависност односа F_t/F_n у функцији средњег померања ξ_{sr} добијени током експерименталних испитивања за: а) контактни пар елемената типа РК и R, б) контактни пар елемената типа РК и РИ-60, в) контактни пар елемената типа РК и РИ-90 и г) контактни пар елемената типа РК и РИ-120

Табела 8.1 Израчунате вредности коефицијента $C_{t/n}$ и $N_{t/n}$ и коефицијената корелације R

Тип контакта	$C_{t/n}$	$N_{t/n}$	$R, -$
РК и R	0,036288	0,16804	0,90343
РК и РИ-60	0,048486	0,77097	0,94183
РК и РИ-90	0,064967	0,79717	0,95703
РК и РИ-120	0,15386	0,74023	0,85194

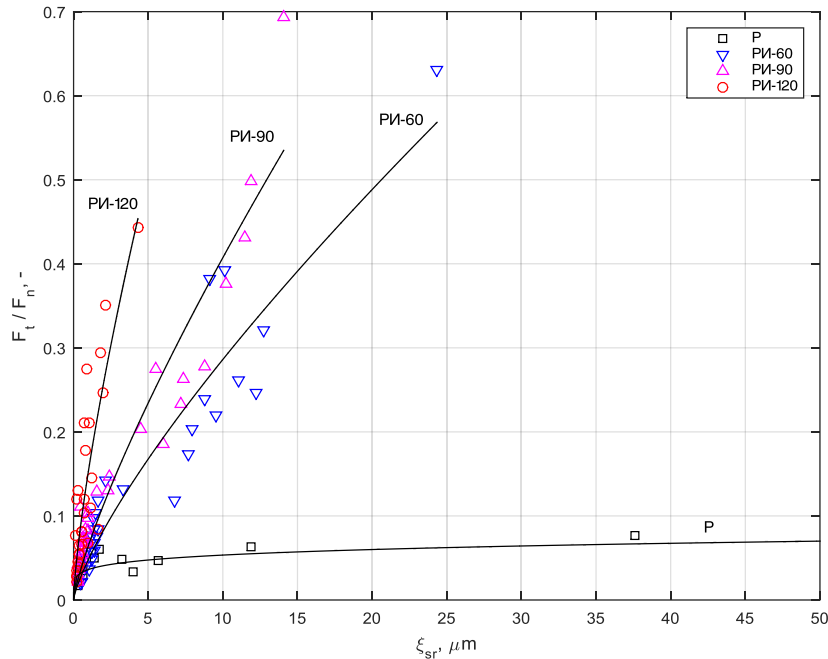
Слика 8.2 показује експериментални и аналитички облик зависности односа F_t/F_n од средњег померања ξ_{sr} за испитиване типове контактних парова. Криве приказане на овим дијаграмима су добијене помоћу једначине (8.2) и израчунатих вредности коефицијента $C_{t/n}$ и $N_{t/n}$ (Табела 8.1).



Слика 8.2 Експериментални и аналитички облици зависности односа F_t/F_n од средњег померања ξ_{sr} за: а) контактни пар елемената типа РК и R, б) контактни пар елемената типа РК и РИ-60, в) контактни пар елемената типа РК и РИ-90 и г) контактни пар елемената типа РК и РИ-120

Ако поменуте облике зависности прикажемо на једном дијаграму (слика 8.3), добија се могућност поређења тренда промене односа F_t/F_n у функцији средњег померања ξ_{sr} за испитиване типове контактних парова.

Анализом приказаних резултата (слика 8.3) може се закључити да контактни пар елемената типа РК и R има најмању максималну вредност односа $F_t/F_n \approx 0,07$ у поређењу са другим испитиваним типовима контактних парова. При томе, контактни пар елемената типа РК и P има и највеће вредности средњег померања, чак и преко $600 \mu m$ (слика 8.2.а).



Слика 8.3 Упоредни приказ дијаграма зависност односа F_t/F_n у функцији од средњег померања, ξ_{sr} , за испитиване типове контактних парова

Битно је приметити да контактни парови типа РК и РИ-60, РК и РИ-90 и РК и РИ-120 имају знатно веће максималне вредности односа F_t/F_n и он приближно износи 0,47 – 0,57 (слика 8.3). То значи контактни парови овог типа, односно контактни парови код којих је извршена претходна припрема контакта, имају знатно већу моћ ношења тангенцијалног оптерећења у поређењу са контактним паром елемената типа РК и P. Поред тога контактни парови типа РК и РИ-60, РК и РИ-90 и РК и РИ-120 имају знатно мање вредности средњих померања при којима долази до раскида везе елемената у контакту, и то $\xi_{sr} < 25 \mu m$, $\xi_{sr} < 15 \mu m$ и $\xi_{sr} < 5 \mu m$, респективно. Другим речима, када померања у зони контакта превазиђу ове вредности, долази до раскидања контакта поменутих контактних елемената.

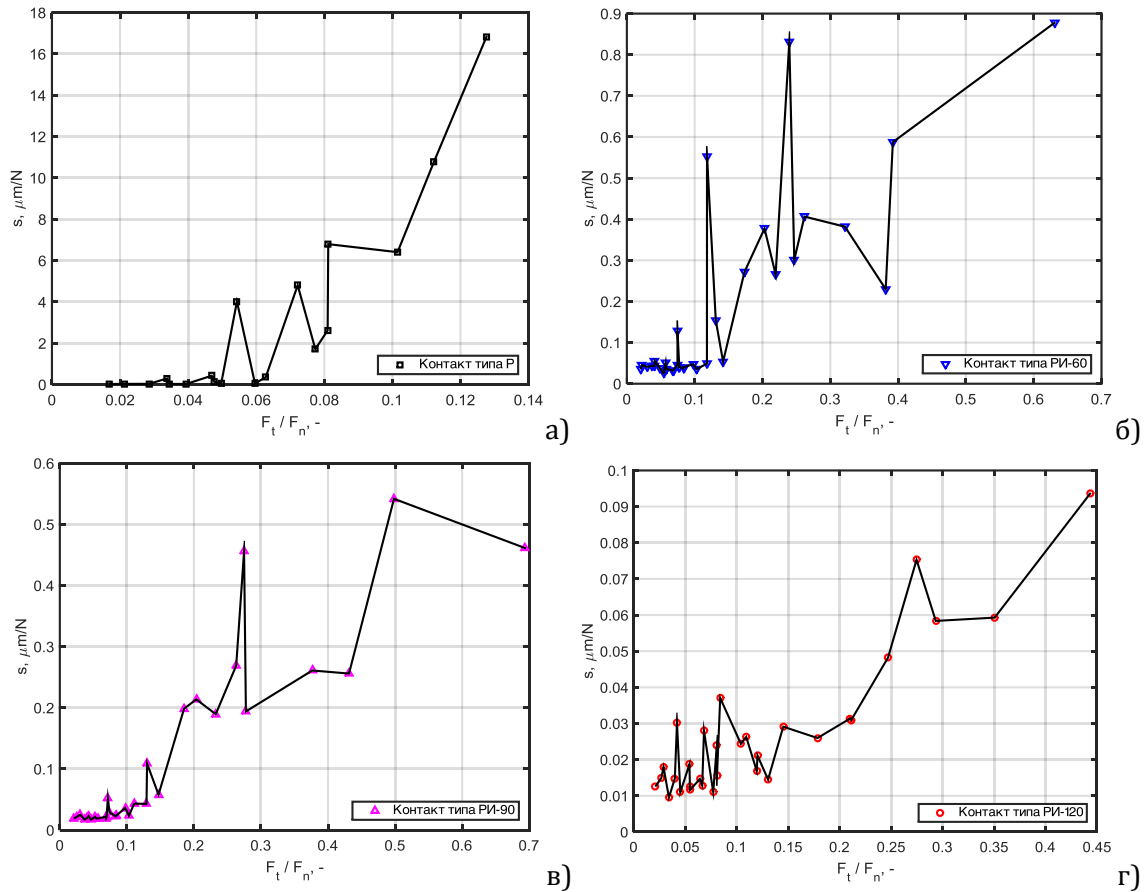
8.2 Промена попустљивости контакта у функцији односа F_t/F_n

У претходном излагању је већ напоменуто да се попустљивост контакта дефинише као реципрочна вредност крутости система. Средња попустљивост контакта, s , може да се прикаже преко односа средњег померања, ξ_{sr} , и средње вредности тангенцијалне силе, F_t , према једначини (7.2).

Како су вредности средњег померања, ξ_{sr} , и средње вредности тангенцијалне силе, F_t , већ одређене током експерименталних истраживања (Табела 7.1 - Табела 7.5), могуће је израчунати средњу попустљивост контакта s за сваки појединачни експеримент.

Слика 8.4 показује вредности попустљивости контакта, s , у функцији односа средње вредности тангенцијалне силе и нормалне силе F_t/F_n . Приказане су реалне вредности

добијене током експерименталних испитивања за све испитиване типове контактних парова.



Слика 8.4 Дијаграми промене попустљивости у функцији односа F_t/F_n добијени током експерименталних испитивања за: а) контактни пар елемената типа РК и Р, б) контактни пар елемената типа РК и РИ-60, в) контактни пар елемената типа РК и РИ-90 и г) контактни пар елемената типа РК и РИ-120

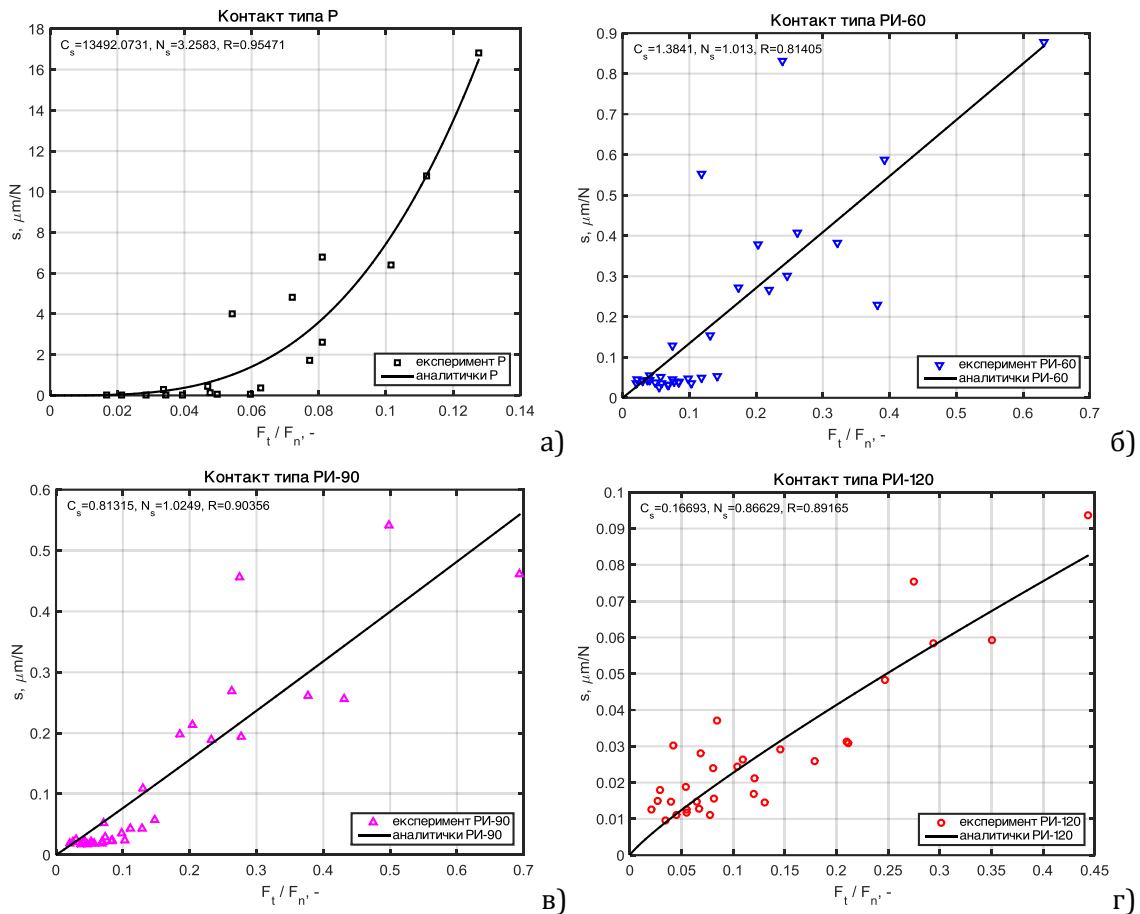
Промена попустљивости контакта, s , у функцији односа F_t/F_n може бити апроксимирана регресионом једначином облика:

$$s = C_s \cdot \left(\frac{F_t}{F_n} \right)^{N_s} \quad (8.3)$$

где су C_s и N_s непознати коефицијенти за дате услове испитивања. Табела 8.2 даје преглед вредности израчунатих непознатих коефицијената C_s и N_s , као и припадајућих коефицијената корелације R добијених применом регресионе анализе за испитиване типове контактних парова.

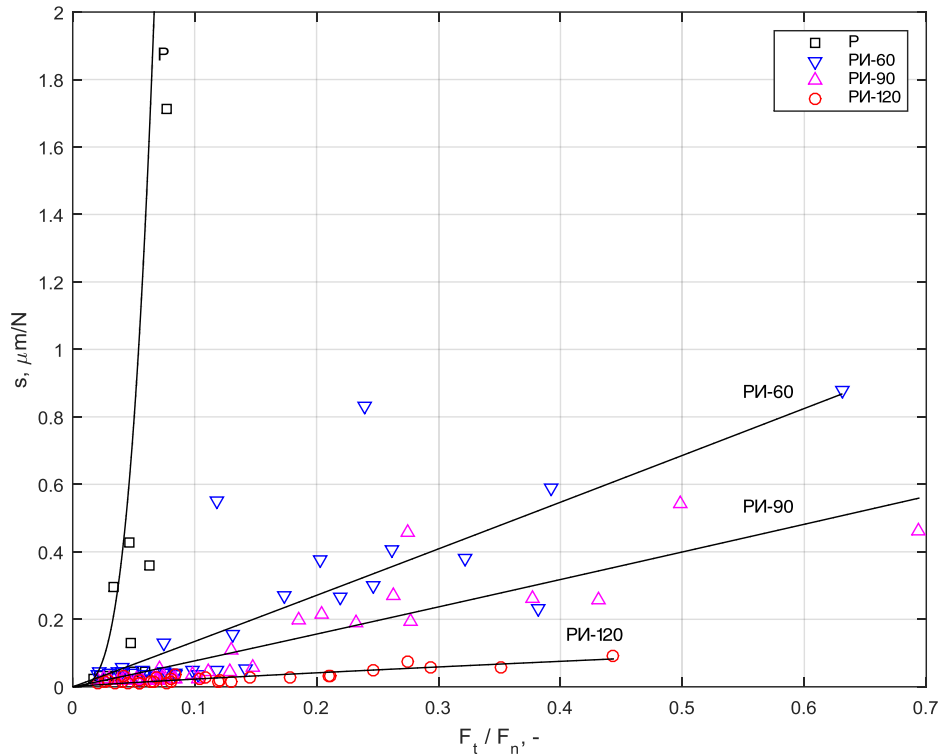
Табела 8.2 Израчунате вредности коефицијената C_s и N_s и коефицијената корелације R

Тип контакта	C_s	N_s	$R, -$
РК и Р	13492,07	3,2583	0,95471
РК и РИ-60	1,3841	1,013	0,81405
РК и РИ-90	0,81315	1,0249	0,90356
РК и РИ-120	0,16693	0,86629	0,89165



Слика 8.5 Дијаграми промене попустљивости s у функцији односа F_t/F_n за: а) контактни пар елемената типа РК и Р, б) контактни пар елемената типа РК и РИ-60, в) контактни пар елемената типа РК и РИ-90 и г) контактни пар елемената типа РК и РИ-120

Слика 8.5 показује аналитички облик зависности промене средње попустљивости контакта, s , од односа F_t/F_n за испитиване типове контактних парова. Криве приказане на овим дијаграмима су добијене помоћу једначине (8.3) и израчунатих вредности коефицијента C_s и N_s (Табела 8.3). Када поменуте аналитичке облике крива зависности средње попустљивости контакта, s , од односа F_t/F_n прикажемо на једном дијаграму (слика 8.6) добијамо могућност поређења тренда промене за испитиване типове контактних парова.



Слика 8.6 Упоредни приказ дијаграма промена попустљивости, s , у функцији односа F_t/F_n за испитиване типове контактних парова

Анализом приказаних резултата (слика 8.6) може се закључити да контактни пар елемената типа РК и Р има највећу средњу попустљивост s , и то до $\approx 17 \mu\text{m}/N$ при $F_t/F_n \approx 0,07$ – слика 8.5.а). Та вредност попустљивости је значајно већа у поређењу са другим испитиваним типовима контактних парова.

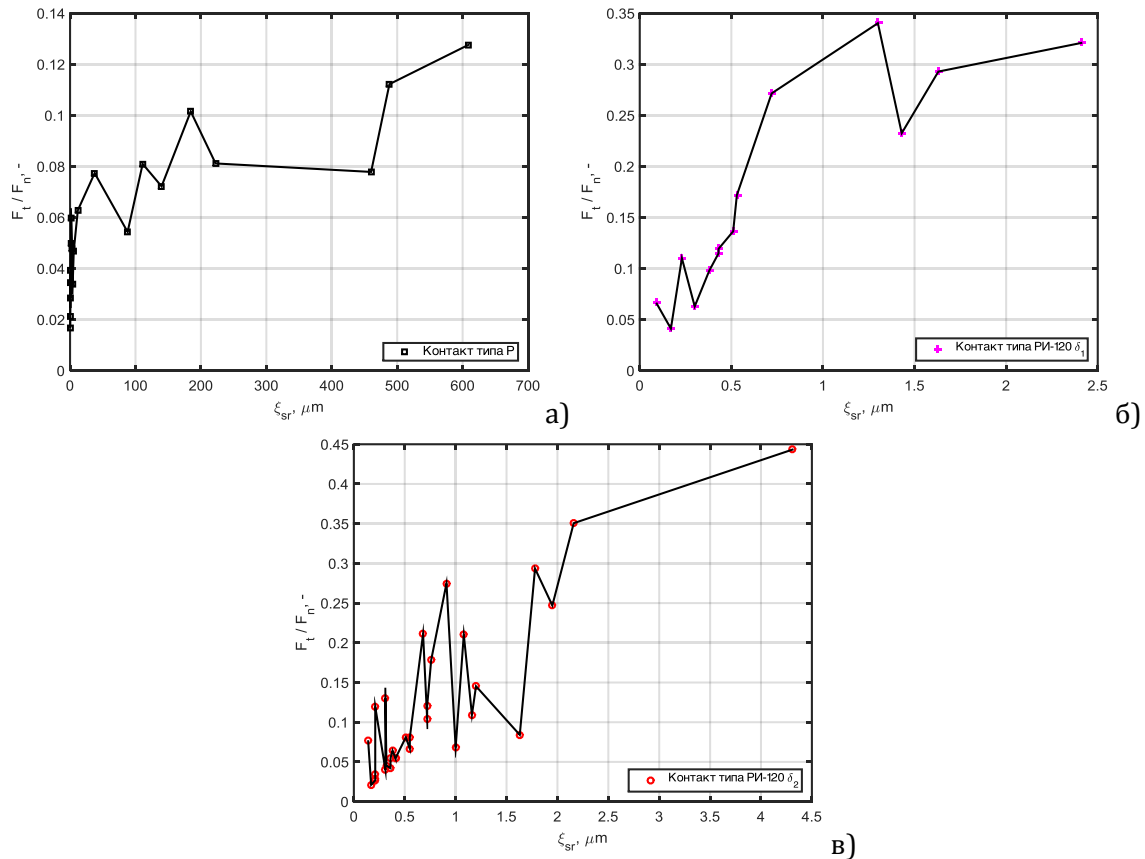
Контактни парови типа РК и PИ-60, РК и PИ-90 и РК и PИ-120 имају знатно мање максималне вредности средње попустљивости, s , и то $s < 0,9 \mu\text{m}/N$, $s < 0,6 \mu\text{m}/N$ и $s < 0,1 \mu\text{m}/N$, респективно (слика 8.5). То значи да контактни парови овог типа, односно, контактни парови код којих је извршена претходна припрема контакта, имају знатно мању средњу попустљивост у поређењу са контактним паром елемената типа РК и Р.

8.3 Поређење односа F_t/F_n у функцији средњег померања ξ_{sr} за различите дубине претходне припреме контакта

У овом поглављу извршено је поређење тангенцијалне носивости контактних парова типа РК и Р и типа РК и PИ-120 за различите дубине претходне припреме контактне површине δ_1 и δ_2 .

Слика 8.7 приказује вредности односа F_t/F_n у функцији средњег померања, ξ_{sr} , добијене током експерименталних испитивања. То су вредности добијене током експерименталних

истраживања означени као група експеримената 1., 5. и 4. респективно (Табела 7.1, Табела 7.5 и Табела 7.4).



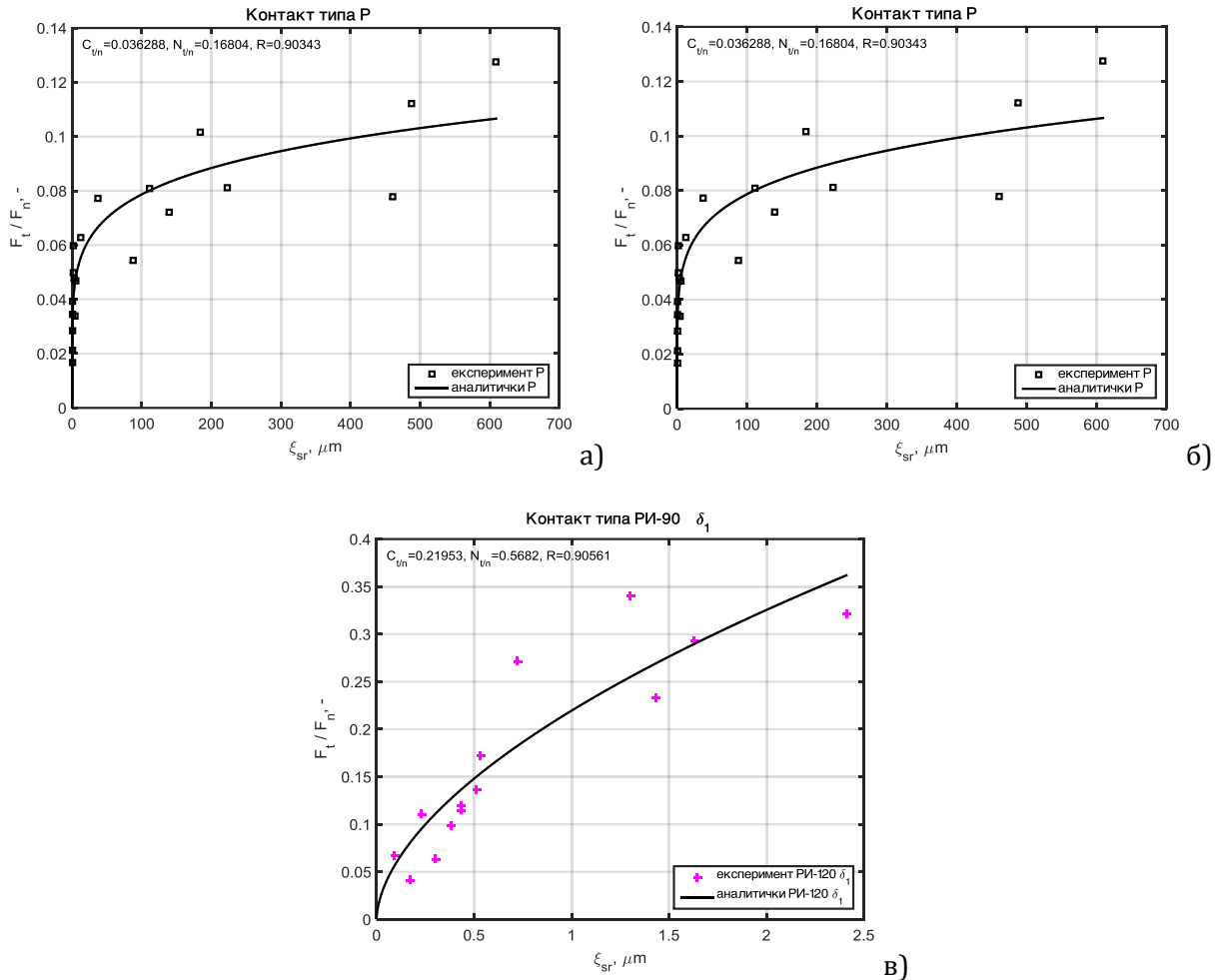
Слика 8.7 Дијаграми промене односа F_t/F_n у функцији средњег померања, ξ_{sr} , добијени током експерименталних испитивања за: а) контактни пар елемената типа РК и Р, б) контактни пар елемената типа РК и РИ-120 и дубину припреме контакта δ_1 , и в) контактни пар елемената типа РК и РИ-120 и дубину припреме контакта δ_2

У поглављу 8.1 је показано да зависност односа F_t/F_n , односно средње вредности тангенцијалне силе и силе стезања, у функцији средњег померања ξ_{sr} може бити апроксимирана регресионом једначином облика (8.2). Применом регресионе анализе одређене су вредности непознатих коефицијената $C_{t/n}$ и $N_{t/n}$, као и припадајућих коефицијената корелације R за разматране контактне парове (Табела 8.3).

Табела 8.3 Израчунате вредности коефицијената $C_{t/n}$ и $N_{t/n}$ и коефицијената корелације R

Тип контакта	$C_{t/n}$	$N_{t/n}$	$R, -$
РК и Р	0,036288	0,16804	0,90343
РК и РИ-120 – δ_1	0,21953	0,5682	0,90561
РК и РИ-120 – δ_2	0,15386	0,74023	0,85194

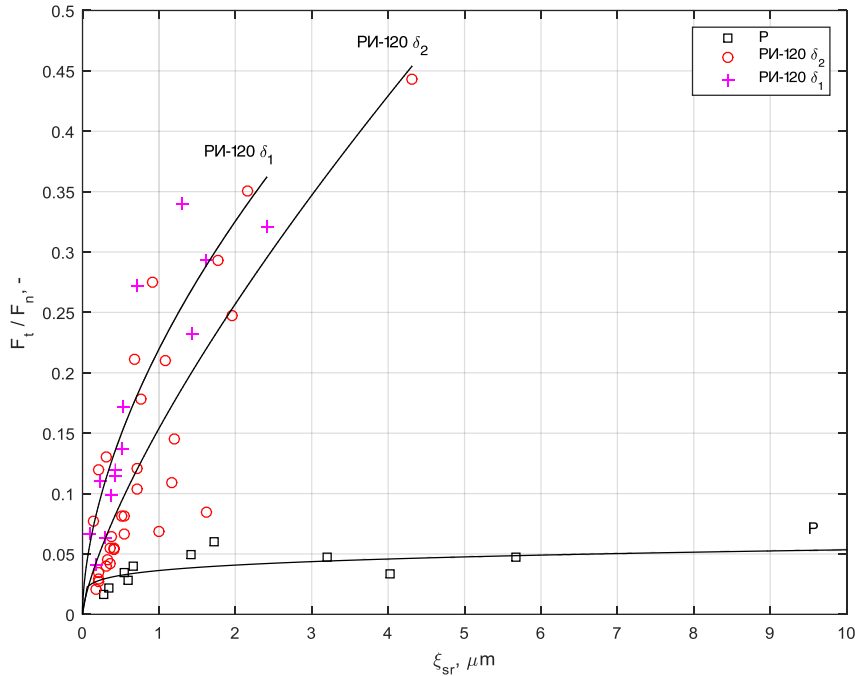
Слика 8.8 показује експериментални и аналитички облик зависности односа F_t/F_n од средњег померања, ξ_{sr} , за испитиване типове контактних парова. Криве приказане на овим дијаграмима су добијене помоћу једначине (8.2) и израчунатих вредности непознатих коефицијената $C_{t/n}$ и $N_{t/n}$ (Табела 8.3).



Слика 8.8 Аналитички облици зависности односа F_t/F_n у функцији средњег померања ξ_{sr} за: а) контактни пар елемената типа РК и P, б) контактни пар елемената типа РК и RI-120 и дубину припреме контакта δ_1 , и в) контактни пар елемената типа РК и RI-120 и дубину припреме контакта δ_2

Ако поменуте аналитичке облике кривих зависности прикажемо на једном дијаграму (слика 8.9) добијамо могућност поређења тренда промене односа F_t/F_n у функцији средњег померања, ξ_{sr} , за испитиване типове контактних парова.

Анализом резултата експерименталних истраживања датим у поглављу 8.1 већ је утврђено да контактни пар елемената типа РК и P има најмању максималну вредност односа F_t/F_n у поређењу са другим испитиваним типовима контактних парова, што је потврђено и овде у поређењу са контактним паровима типа РК и RI-120 за различите дубине претходне припреме контакта δ_1 и δ_2 (слика 8.9).



Слика 8.9 Упоредни приказ дијаграма зависност односа F_t/F_n у функцији средњег померања ξ_{sr} контактне парове елемената типа РК и Р, РК и РИ-120 – δ_1 и РК и РИ-120 – δ_2

Максимална померања у зони контакта за испитиване типове контактних парова РК и РИ-120 за вредности дубине претходне припреме контакта δ_1 , и δ_2 износе $\xi_{sr} < 5 \mu m$ и $\xi_{sr} < 3 \mu m$, респективно. Када померања у зони контакта, за наведене типове контактних елемената, превазиђу ове вредности долази до раскидања контакта поменутих контактних елемената.

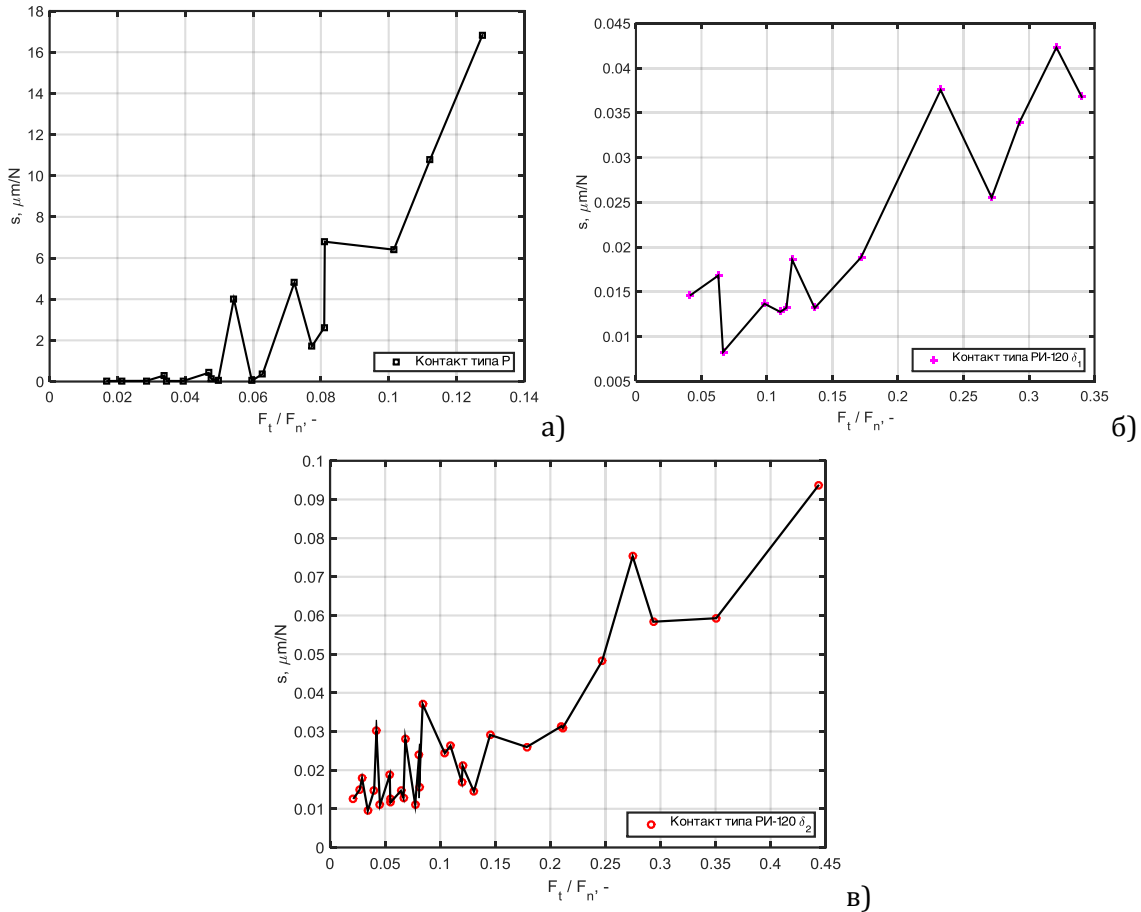
Вредност максималне вредности односа F_t/F_n је већа у случају веће дубине претходне припреме контакта, δ_2 , и износи 0,45, док у случају претходне припреме контакта до дубине, δ_1 , износи $F_t/F_n = 0,37$ (слика 8.9).

8.4 Поређење попустљивости контакта у функцији односа F_t/F_n за различите дубине претходне припреме контакта

Слика 8.10 приказује вредности попустљивости контакта, s , у функцији односа F_t/F_n добијене током експерименталних испитивања. Разматрани су контакти парови типа РК и Р и типа РК и РИ-120 за различите дубине претходне припреме контактне површине δ_1 и δ_2 . То су вредности добијене током експерименталних истраживања означени као група експеримената 1., 5. и 4. респективно (Табела 7.1, Табела 7.5 и Табела 7.4).

Као што је већ показано у поглављу 8.2, зависност промене средње попустљивости контакта, s , од односа F_t/F_n може бити апроксимирана регресионом једначином (8.3). Применом регресионе анализе одређене су вредности непознатих коефицијената C_s и N_s ,

као и припадајућих коефицијената корелације R за разматране контактне парове (Табела 8.4).

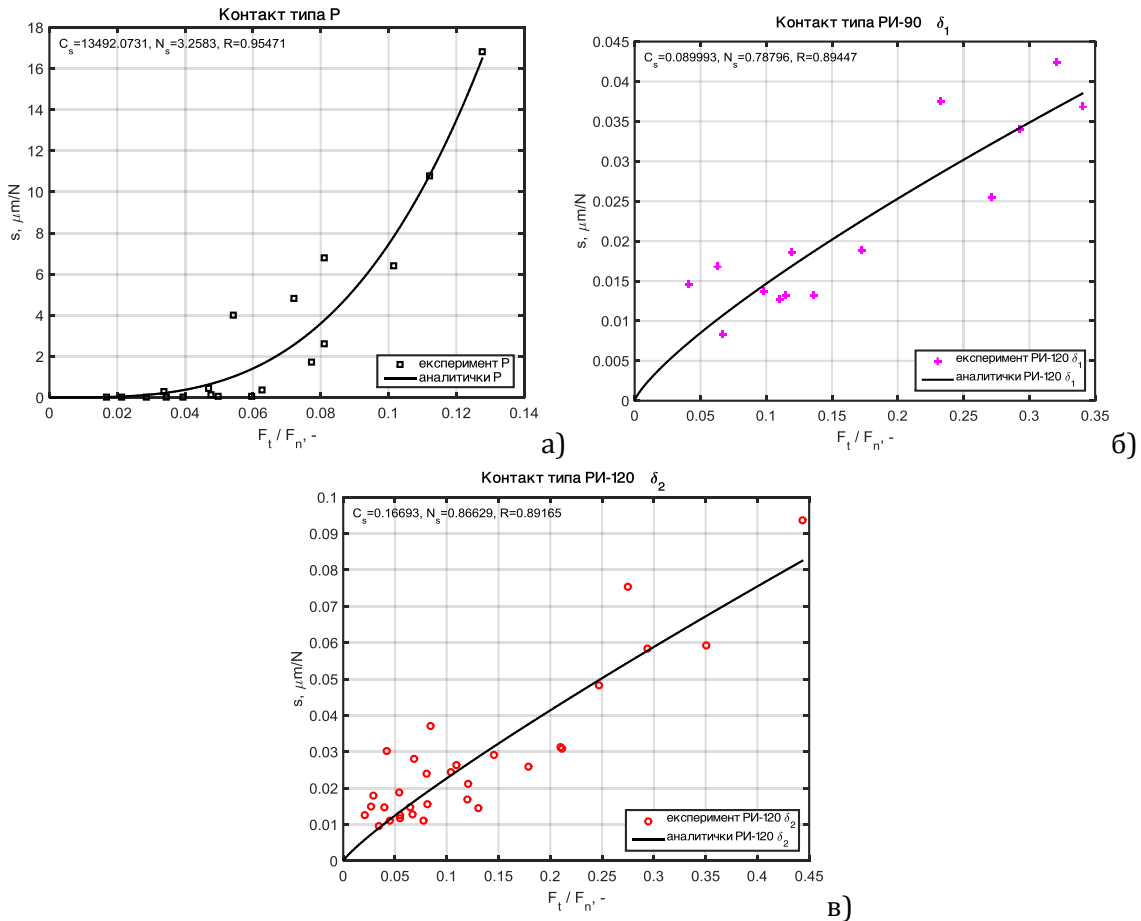


Слика 8.10 Дијаграми промене попустљивости s у функцији односа F_t/F_n добијени током експерименталних испитивања за: а) контактни пар елемената типа РК и R, б) контактни пар елемената типа РК и РИ-120 и дубину припреме контакта δ_1 , и в) контактни пар елемената типа РК и РИ-120 и дубину припреме контакта δ_2

Табела 8.4 Израчунате вредности коефицијената C_s и N_s и коефицијената корелације R

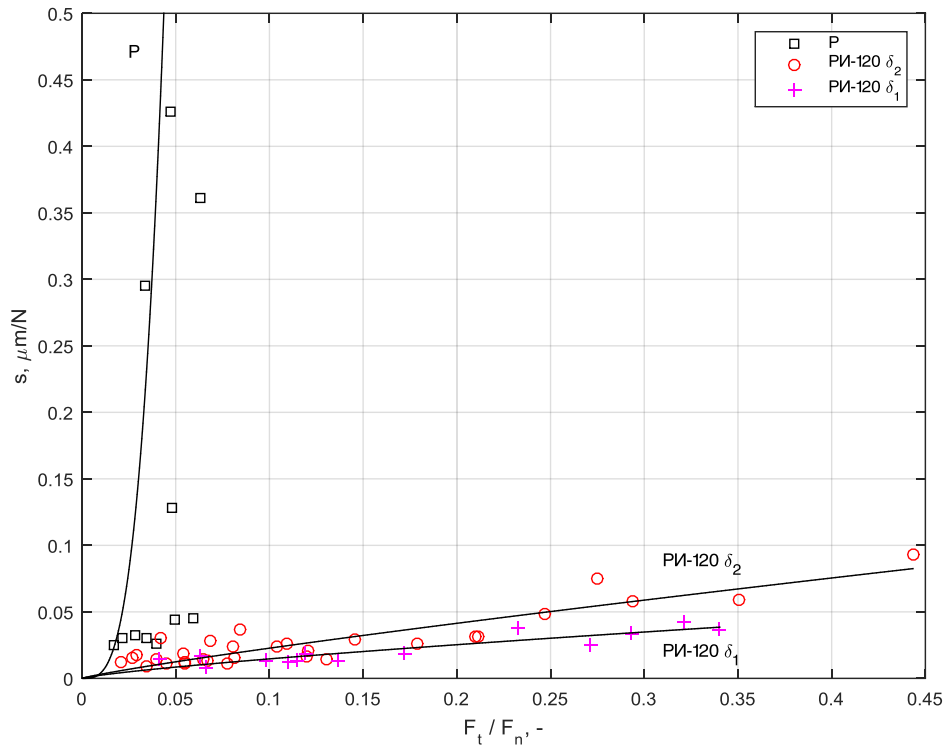
Тип контакта	C_s	N_s	$R, -$
R	13492,07	3,2583	0,95471
РИ-120 – δ_1	0,08993	0,78796	0,89447
РИ-120 – δ_2	0,16693	0,86629	0,89165

Слика 8.11 показује аналитички облик зависности средње вредности попустљивости контакта, s , у функцији односа F_t/F_n за испитиване типове контактних парова. Криве приказане на овим дијаграмима су добијене помоћу једначине (8.3) и израчунатих вредности непознатих коефицијента C_s и N_s (Табела 8.4).



Слика 8.11 Аналитичке зависности промене попустљивости s у функцији односа F_t/F_n за: а) контактни пар елемената типа РК и R, б) контактни пар елемената типа РК и РИ-120 и дубину припреме контакта δ_1 , и в) контактни пар елемената типа РК и РИ-120 и дубину припреме контакта δ_2

Анализом резултата експерименталних истраживања датим у поглављу 8.2 већ је утврђено да контактни пар елемената типа РК и R има највећу попустљивост у поређењу са другим испитиваним типовима контактних парова, што је потврђено и овде у поређењу са контактним паровима типа РК и РИ-120 за различите дубине претходне припреме контакта δ_1 и δ_2 (слика 8.12).



Слика 8.12 Упоредни приказ дијаграма зависности промене попустљивости, s , у функцији односа F_i/F_n за контактне парове елемената типа РК и Р, РК и РИ-120 – δ_1 и РК и РИ-120 – δ_2

Максимална средња вредност попустљивости, s , у зони контакта за испитивани тип контактног пара РК и РИ-120 за вредности дубина претходне припреме контакта δ_1 и δ_2 износе $s < 0,035 \mu\text{m}/N$ и $s < 0,07 \mu\text{m}/N$ респективно (слика 8.12). Наведене вредности средње попустљивости за испитивани тип контактног пара РК и РИ-120 и за вредности дубина претходне припреме контакта δ_1 и δ_2 су знатно мање од средње вредности попустљивости за случај контактног пара елемената типа РК и Р, што је у сагласности са резултатима који су приказани у поглављу 8.2.

8.5 Поређење поузданости испитиваних типова контактних парова

У поглављу 2.1 је наведено, да је поузданост вероватноћа да ће неки систем успешно, без отказа, обављати функцију за коју је намењен, унутар специфицираних граница перформанси, за време трајања задатка којем је намењен. При томе се подразумева да се разматрани систем користи на прописан начин и за сврху за коју је намењен. У оквиру истраживања, било је потребно наћи начин како ће се добијени резултати експерименталних истраживања приказати нумерички и графички тако да представљају поузданост појединих типова контактних елемената, а у циљу њиховог поређења.

Да би се задовољили горе наведени захтеви, кренуло се једначине (2.3), коју можемо да напишемо у облику:

$$R(t) = \frac{n - n_2(t)}{n} = 1 - \frac{n_2(t)}{n} \cong \frac{\xi_g - \xi_{sr}}{\xi_g} = 1 - \frac{\xi_{sr}}{\xi_g} \quad (8.4)$$

У изразу (8.4) вредност, ξ_g , представља максимално дозвољено (гранично) померање. Ако је померање у зони контакта $\xi \geq \xi_g$ можемо да сматрамо да је поузданост система једнака нули (систем је непоуздан). Вредност, ξ_g , може да се упореди са укупним бројем задатака n из почетног израза за поузданост (2.3).

Вредност, ξ_{sr} , у изразу (8.4) представља средње померање за испитивани контактни пар у сваком појединачном експерименту, и добијена је експерименталним путем за јасно дефинисане услове испитивања. Ова вредност, ξ_{sr} , може да упореди са бројем елемената који су отказали n_2 из почетног израза за поузданост.

Једначина (8.2) даје регресиону једначину која приказује функционалну зависност односа F_t/F_n , у функцији средњег померања, ξ_{sr} . Ако из ове једначину решимо по средњем померању, ξ_{sr} , добићемо израз:

$$\xi_{sr} = \left(\frac{F_t/F_n}{C_{t/n}} \right)^{N_{t/n}} \quad (8.5)$$

Коефицијенти $C_{t/n}$ и $N_{t/n}$ су израчунати за све испитиване контактне парове за претходно дефинисане услове испитивања (Табела 8.1 и Табела 8.3).

Када израз за средњу вредност померања у зони контакта, ξ_{sr} , дат једначином (8.5) заменимо у једначини (8.4) добијамо израз за поузданост облика:

$$R_\xi = 1 - \frac{\left(\frac{F_t/F_n}{C_{t/n}} \right)^{N_{t/n}}}{\xi_g} \quad (8.6)$$

Израз (8.6) показује да је поузданост одређеног типа контактних елемената рачуна за дефинисану вредност граничног померања ξ_g . Потребно је напоменути да поузданост разматраног контактнег пара функционално зависи од односа F_t/F_n , док су коефицијенти $C_{t/n}$ и $N_{t/n}$ константне вредности за сваки појединачни контактни пар.

У оквиру истраживања извршено је разматрање и поређење поузданост испитиваних типова контактних парова за случај граничних померања $\xi_g = 5 \mu m$, $\xi_g = 10 \mu m$, $\xi_g = 15 \mu m$ и $\xi_g = 20 \mu m$, односно, изражено преко израза за поузданост $R_{5\mu m}$, $R_{10\mu m}$, $R_{15\mu m}$ и $R_{20\mu m}$.

Представљање поузданости испитиваних контактних парова преко израза (8.6) узима у обзир специфициране услове под којима су изведена експериментална испитивања. На тај

начин је задовољен захтев да су подаци који се дају за поузданост објекта или испитиваног техничког система, меродавни само у специфицираним условима експлоатације [5].

8.5.1 Промена поузданости контакта у функцији односа F_t/F_n

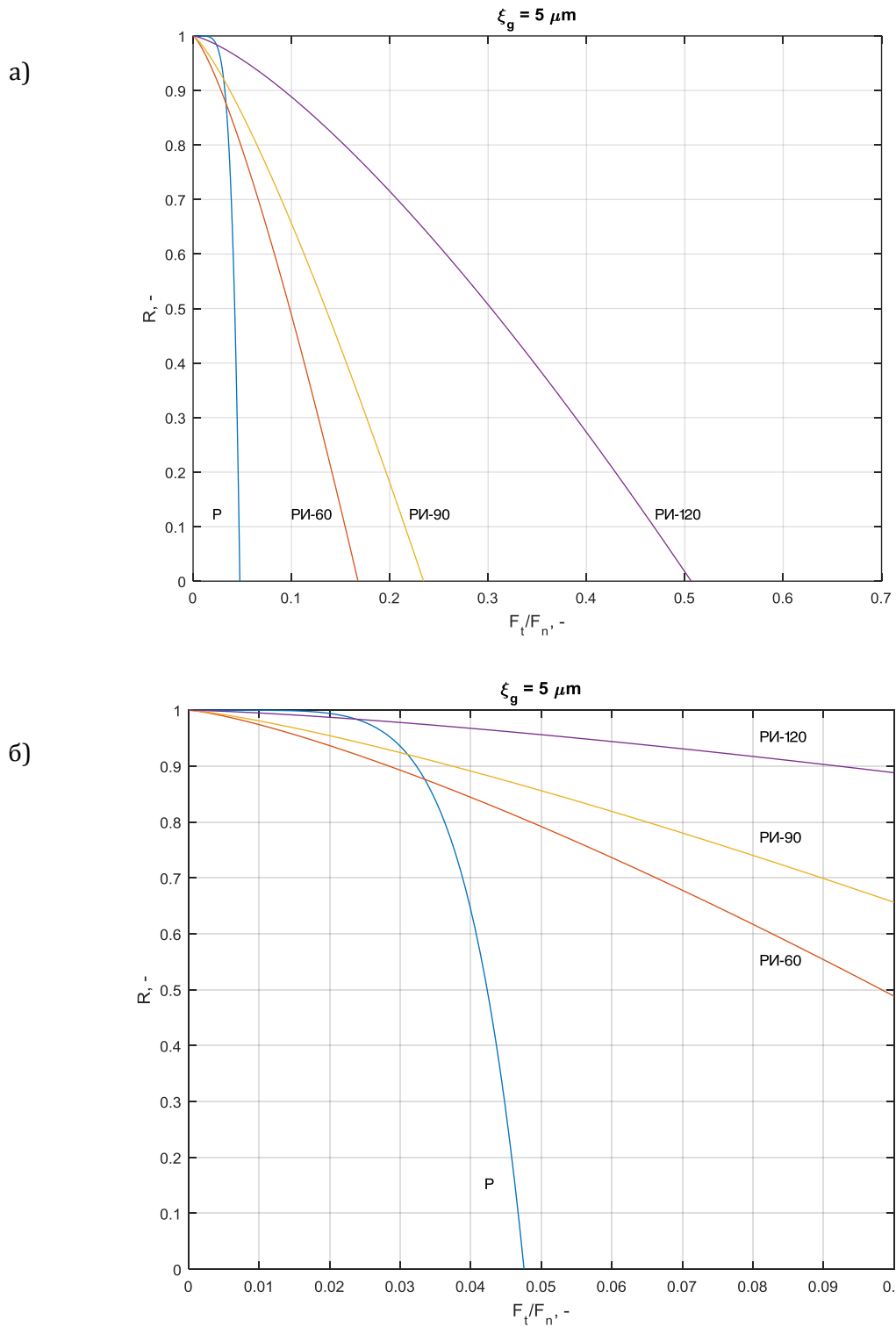
У овом поглављу је приказана зависност поузданости контакта у функцији односа средње вредности тангенцијалне силе и нормалне силе F_t/F_n за све испитиване контактне парове. Поузданост је рачуната применом израза (8.6) за следеће вредности граничних померања: $\xi_g = 5 \mu m$, $\xi_g = 10 \mu m$, $\xi_g = 15 \mu m$ и $\xi_g = 20 \mu m$.

На дијаграмима који следе даје је упоредни приказ поузданости контакта и то:

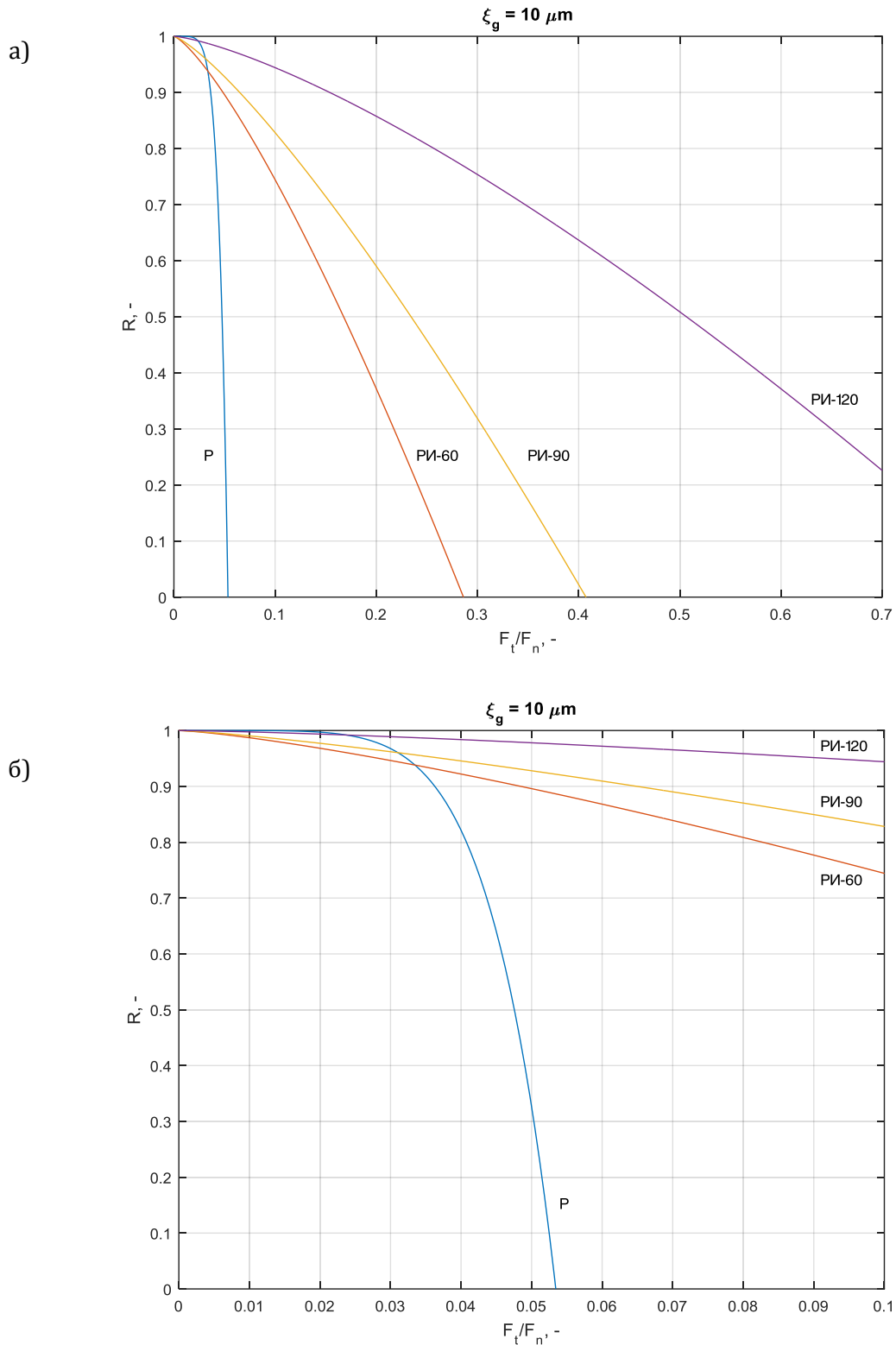
- Слика 8.13 даје поређење поузданости испитиваних контактних парова елемената типа РК и Р, РК и РИ-60, РК и РИ-90 и РК и РИ-120 у функцији односа F_t/F_n за случај граничног померања $\xi_g = 5 \mu m$,
- Слика 8.14 даје поређење поузданости испитиваних контактних парова елемената типа РК и Р, РК и РИ-60, РК и РИ-90 и РК и РИ-120 у функцији односа F_t/F_n за случај граничног померања $\xi_g = 10 \mu m$,
- Слика 8.15 даје поређење поузданости испитиваних контактних парова елемената типа РК и Р, РК и РИ-60, РК и РИ-90 и РК и РИ-120 у функцији односа F_t/F_n за случај граничног померања $\xi_g = 15 \mu m$ и
- Слика 8.16 даје поређење поузданости испитиваних контактних парова елемената типа РК и Р, РК и РИ-60, РК и РИ-90 и РК и РИ-120 у функцији односа F_t/F_n за случај граничног померања $\xi_g = 20 \mu m$.

Анализом приказаних резултата може се закључити да најмањи пад поузданости са порастом односа F_t/F_n , за све наведене граничне услове померања, има контактни пар елемената типа РК и РИ-120. Следе контактни парови елемената типа РК и РИ-90 и контактни парови елемената типа РК и РИ-60, док најнижи ново поузданости у функцији односа F_t/F_n има контактни пар елемената типа РК и Р.

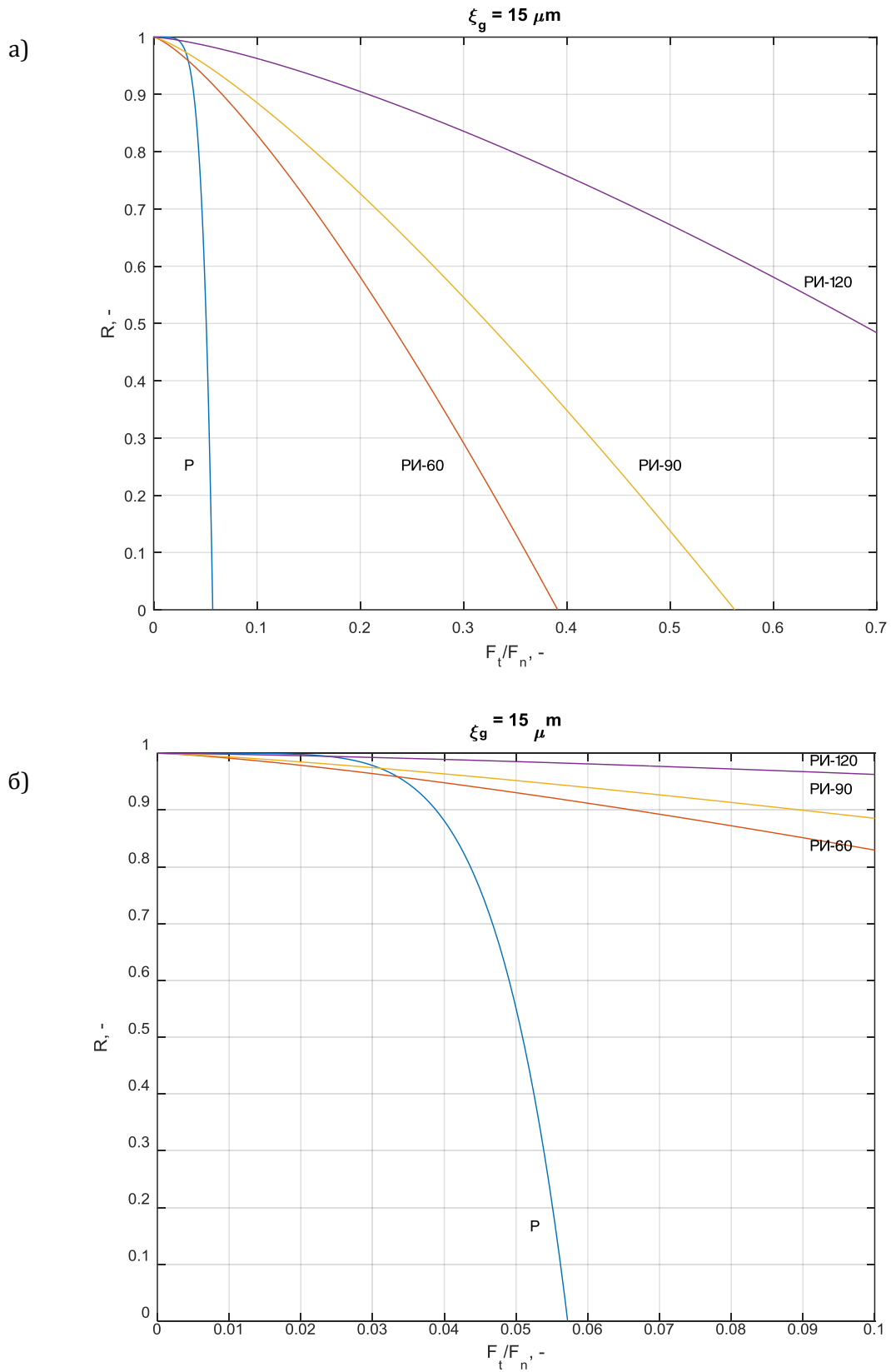
Овде наведени закључци су у сагласности са резултатима изнетим у поглављу 8.1 где је наведено да контактни парови елемената типа РК и РИ-60, РК и РИ-90 и РК и РИ-120 имају знатно веће максималне вредности односа F_t/F_n у поређењу максималним вредностима односа F_t/F_n за случај контактног пара елемената типа РК и Р.



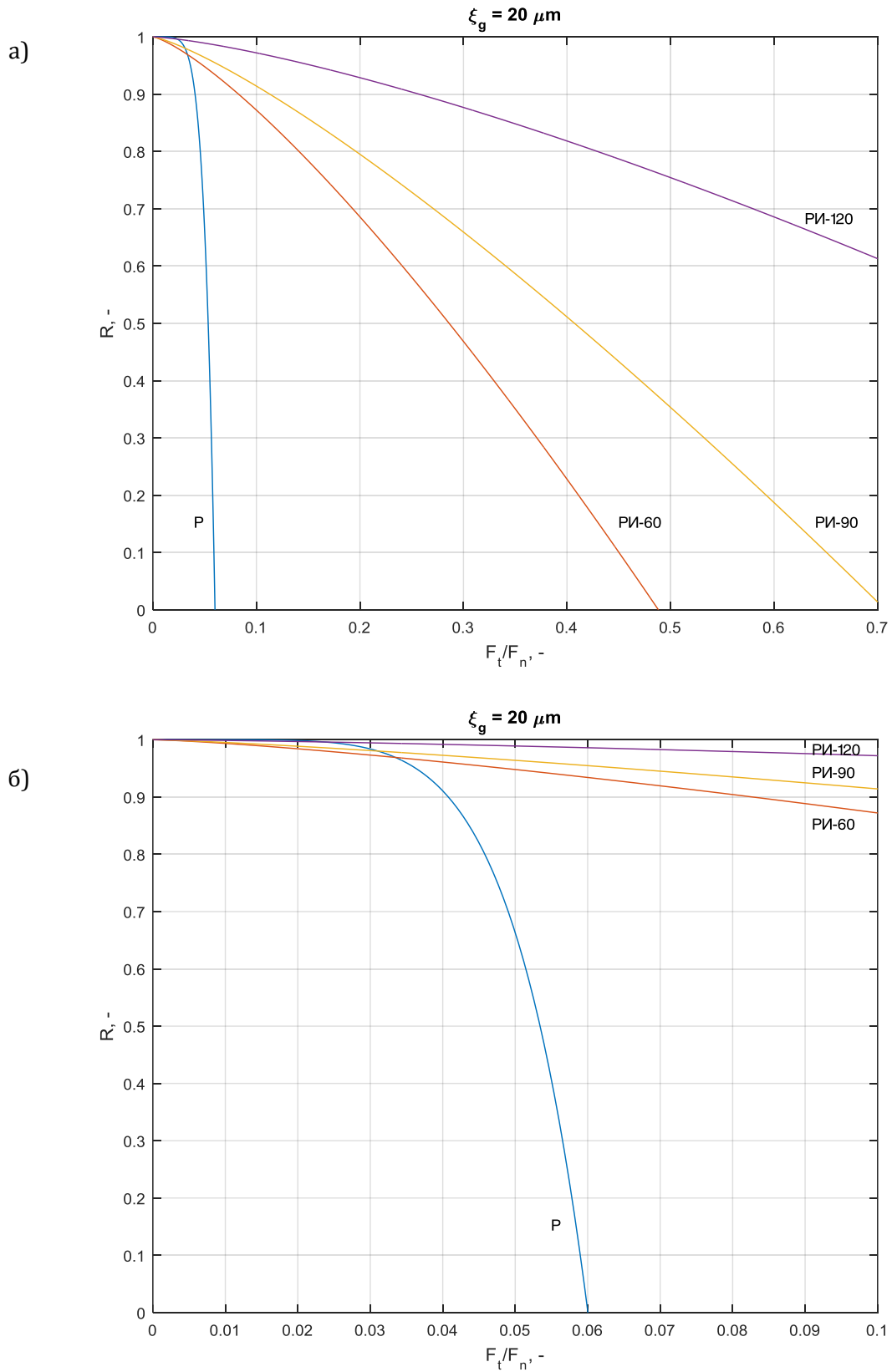
Слика 8.13 Упоредни приказ дијаграма поузданости испитиваних контактних парова за гранично померање $\xi_g = 5 \mu\text{m}$ у функцији односа F_t/F_n у интервалу, а) 0–0,7 и б) 0–0,1



Слика 8.14 Упоредни приказ дијаграма поузданости испитиваних контактних парова за гранично померање $\xi_g = 10 \mu m$ у функцији односа F_t/F_n у интервалу, а) 0–0,7 и б) 0–0,1



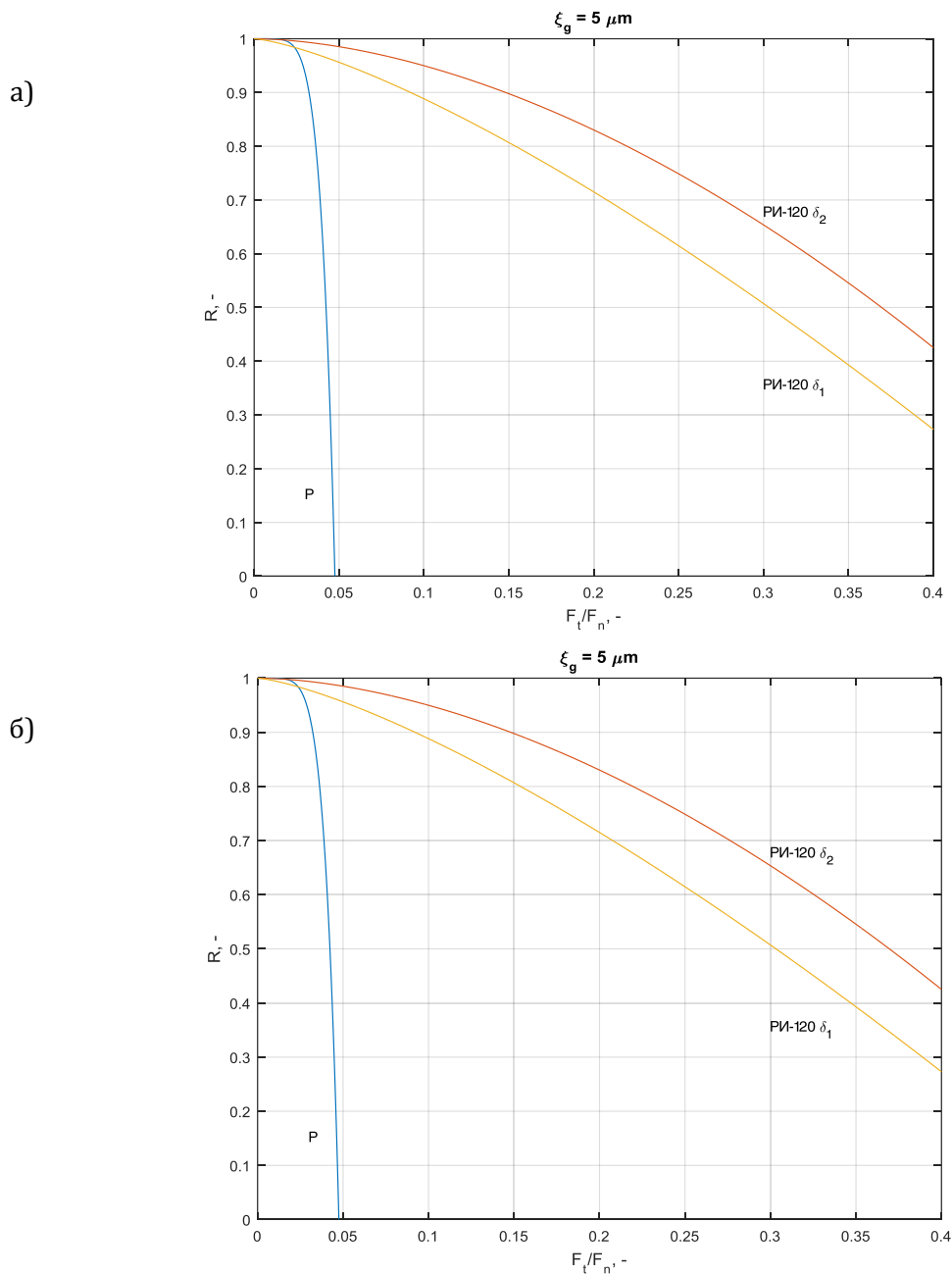
Слика 8.15 Упоредни приказ дијаграма поузданости испитиваних контактних парова за гранично померање $\xi_g = 15 \mu m$ у функцији односа F_t/F_n у интервалу, а) 0–0,7 и б) 0–0,1



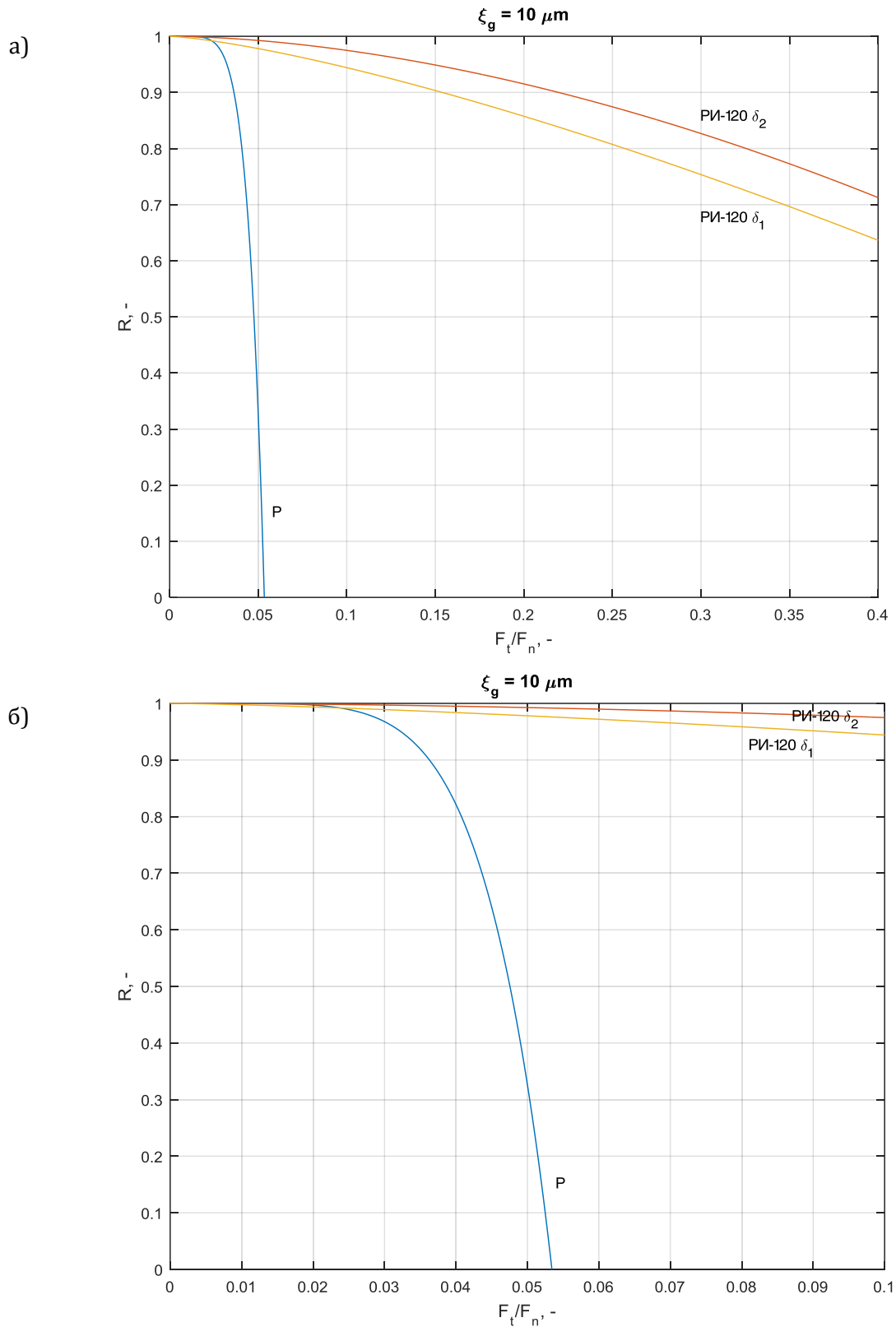
Слика 8.16 Упоредни приказ дијаграма поузданости испитиваних контактних парова за гранично померање $\xi_g = 20 \mu\text{m}$ у функцији односа F_t/F_n у интервалу, а) 0–0,7 и б) 0–0,1

8.5.2 Промена поузданости контакта у функцији односа F_t/F_n за различите дубине претходне припреме контакта

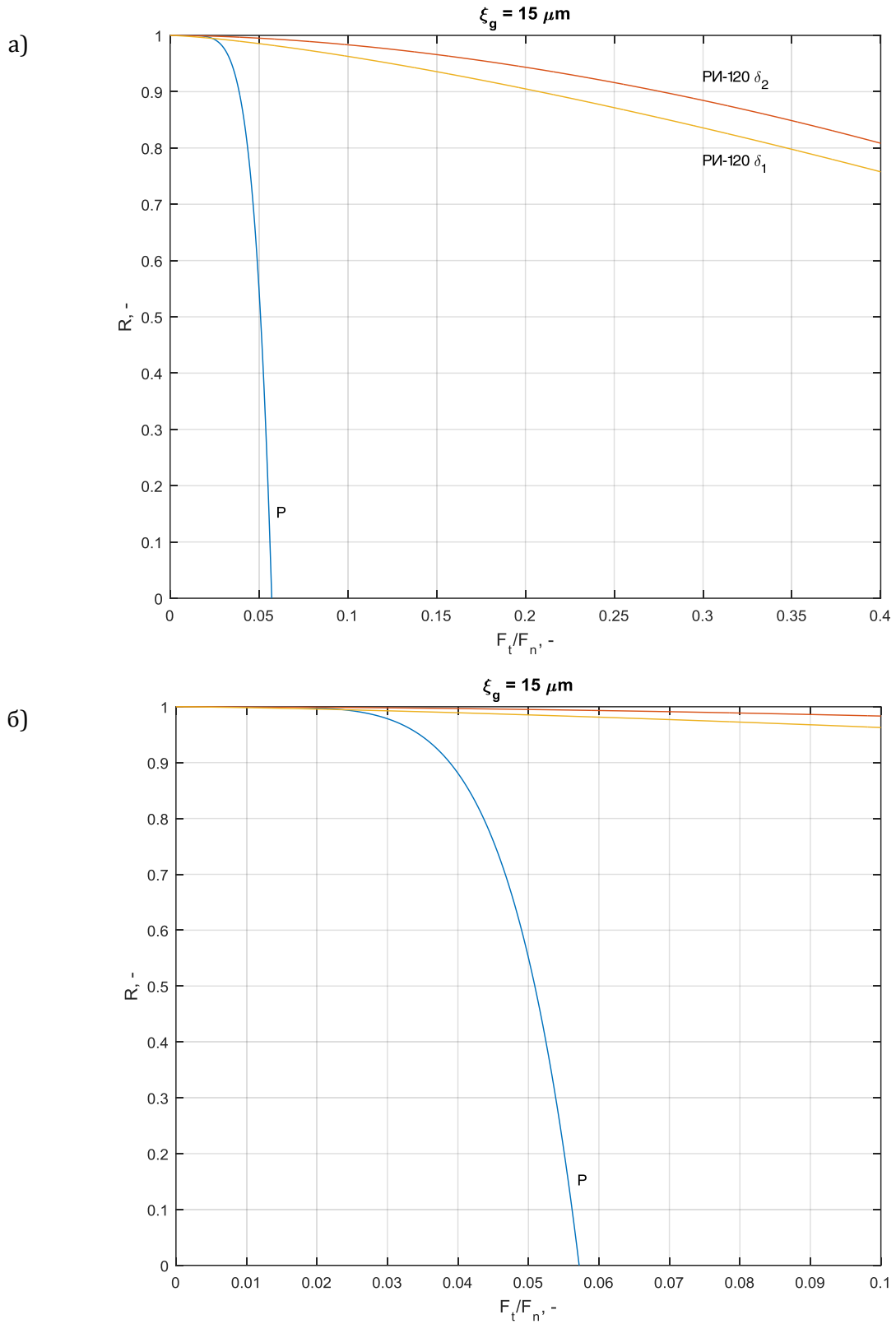
У овом поглављу је приказана зависност поузданости контакта у функцији односа средње вредности тангенцијалне силе и нормалне силе F_t/F_n за контакте парове типа РК и Р и типа РК и РИ-120, а при различитим дубинама претходне припреме контактне површине δ_1 и δ_2 .



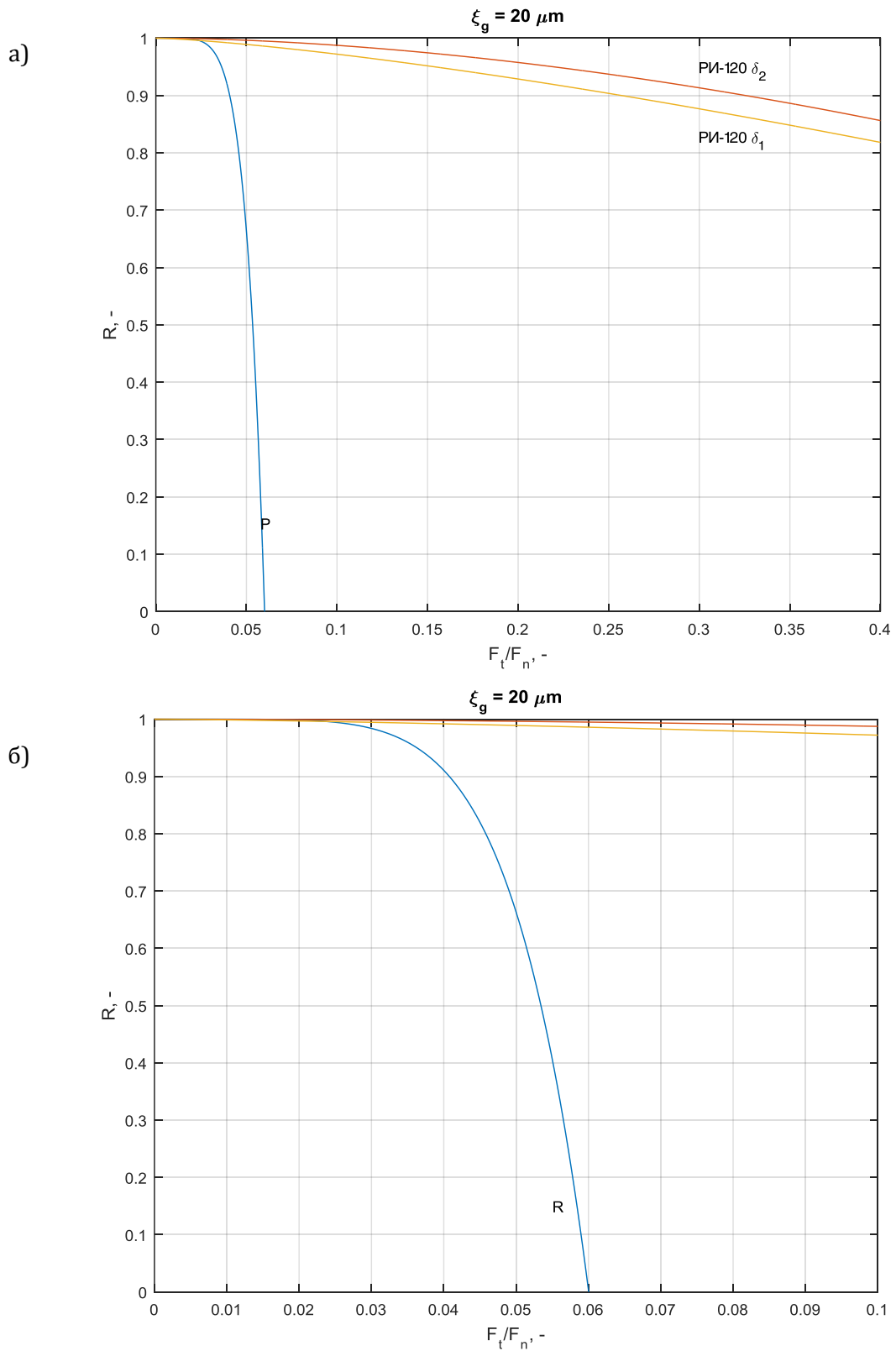
Слика 8.17 Упоредни приказ дијаграма поузданости за различите дубине претходне припреме контакта, $\xi_g = 5 \mu m$, у функцији односа F_t/F_n у интервалу, а) 0–0,7 и б) 0–0,1



Слика 8.18 Упоредни приказ дијаграма поузданости за различите дубине претходне припреме контакта, $\xi_g = 10 \mu\text{m}$, у функцији односа F_t/F_n у интервалу, а) 0–0,7 и б) 0–0,1



Слика 8.19 Упоредни приказ дијаграма поузданости за различите дубине претходне припреме контакта, $\xi_g = 15 \mu m$, у функцији односа F_t/F_n у интервалу, а) 0–0,7 и б) 0–0,1



Слика 8.20 Упоредни приказ дијаграма поузданости за различите дубине претходне припреме контакта, $\xi_g = 20\mu\text{m}$, у функцији односа F_t/F_n у интервалу, а) 0–0,7 и б) 0–0,1

На претходно датим дијаграмима дат је упоредни приказ поузданости контакта и то:

- Слика 8.17 даје поређење поузданости испитиваних контактних парова елемената типа РК и Р и РК и РИ-120 при различитим дубинама претходне припреме контактне површине, δ_1 и δ_2 , у функцији односа F_t/F_n за случај граничног померања $\xi_g = 5 \mu m$,
- Слика 8.18 даје поређење поузданости испитиваних контактних парова елемената типа РК и Р и РК и РИ-120 при различитим дубинама претходне припреме контактне површине, δ_1 и δ_2 , у функцији односа F_t/F_n за случај граничног померања $\xi_g = 10 \mu m$,
- Слика 8.19 даје поређење поузданости испитиваних контактних парова елемената типа РК и Р и РК и РИ-120 при различитим дубинама претходне припреме контактне површине, δ_1 и δ_2 , у функцији односа F_t/F_n за случај граничног померања $\xi_g = 15 \mu m$ и
- Слика 8.20 даје поређење поузданости испитиваних контактних парова елемената типа РК и Р и РК и РИ-120 при различитим дубинама претходне припреме контактне површине, δ_1 и δ_2 , у функцији односа F_t/F_n за случај граничног померања $\xi_g = 20 \mu m$.

Поузданост је рачуната применом израза (8.6) за наведене вредност граничних померања: $\xi_g = 5 \mu m$, $\xi_g = 10 \mu m$, $\xi_g = 15 \mu m$ и $\xi_g = 20 \mu m$.

Резултати приказани у овом поглављу указују да контактни пар елемената типа РК и РИ-120 има већу поузданост контакта за већу дубину претходне припреме контакта δ_2 , у свим разматраним условима испитивања. При томе, контактни пар елемената типа РК и РИ-120, за обе испитиване дубине претходне припреме контактне површине, δ_1 и δ_2 , има значајно већу поузданост контакта у поређењу са контактним паром елемената типа РК и Р у свим разматраним условима испитивања.

9 Анализа резултата

Докторска дисертације приказује резултате истраживања могућности за повећање поузданости и носивости тангенцијално оптерећених веза применом поступка претходне припреме контакта. У највећем броју случајева тангенцијално оптерећење везе се у равнотежава преко силе трења елемената у контакту.

Како су у техничкој пракси најчешће присутни метални, односно контактни елементи израђени од челика, као последица те чињенице, јављају се релативно ниске вредности коефицијента трења у зони контакта. Према теоријској анализи датај у глави 3 може се закључити да нормално оптерећење, F_n , елемената у контакту, према једначини (3.2) треба да буде најмање за један ред величина већа од вредности тангенцијалне силе, F_t , коју елементи у контакту треба да пренесу. У одређеном броју техничких примена овако високе вредности нормалног оптерећења нису прихватљиве.

Полазећи од претходних истраживања која су дата у прегледу литературе (поглавље 2), а посебно у референцама [19–22,55,99], у овој докторској дисертацији се предлаже коришћење специјално дизајнираног стезача, као и његово додатно обртно кретање. Додатно обртно кретање би, по претпоставци, требало да створи додатне неопходне услове за развој процеса микрорезања. Даље би било могуће да се, предложеним поступком претходне припреме контакта, одређене дубине трагова стезања постигну при знатно нижим нивоима нормалне силе којим ће елементи у контакту бити изложени, што је и потврђено током експерименталних истраживања.

Анализирањем прелиминарних резултата примене поступка претходне припреме контакта и резултата нумеричке анализе (МКЕ), приказаним у глави 4, могу се донети одређени закључци. Спроведена анализа применом МКЕ указује да ће, услед дејства нормалног оптерећења од $F_n=643\text{ N}$, дубина утискивања специјално дизајнираног стезача бити $\delta = 0,0341\text{ mm}$. Са друге стране, прелиминарни експеримент је показао, да при истој вредности нормалног оптерећења и при обртању специјално дизајнираног стезача за угао $\varphi = \pm 180^\circ$ остварена дубина утискивања стезача износи $\delta \approx 0,07\text{ mm}$. Обртањем стезача извршена је претходна припрема контакта.

Обртањем стезача у присуству нормалног оптерећења, као и услед постојања резних клинова на предложеном дизајну стезача, створени су потребни услови да поступка током окретања стезача дође до процеса микро резања. Сечиво се састоји од шест сегмената

укупне дужине приближно 100 *mm*; грудни угао сечива је $\gamma=90^\circ$, а леђни угао $\alpha=0^\circ$ (слика 4.1). При дејству нормалног оптерећења и због такве геометрије сечива, могу се остварити мали трагови утискивања. Показано је да се при истом нормалном оптерећењу, ти трагови се могу продубити обртањем стезача, што претходни резултати управо показују. Изведена анализа указује да је до већег продирања стезача дошло управо услед ефекта закретања стезача за угао $\varphi = \pm 180^\circ$, односно услед поступка предложене претходне припреме контакта.

Испитивање поузданости и носивости тангенцијално оптерећених веза претходном припремом контакта извршена је на специјално дизајнираном уређају (слика 5.1, слика 5.2 и слика 5.6). Поменути уређај је верификован резултатима публикованим у референцама [20–22,98,99]. У циљу извођења експерименталних истраживања у оквиру докторске дисертације, извршена је надоградња уређаја специјално дизајнираним стезним елементима, као и могућност извођења претходне припреме контакта. Као референтни стезни елемент изабран је измењиви стезни елемент са равном стезном површином (Р) (слика 5.3 и слика 5.7а). Са друге стране, пројектовани су специјални стезни елементи са резном ивицом и углом резања 120° , 90° и 60° (РИ-120, РИ90 и РИ-60) (слика 5.4 и слика 5.7.б, в и г). Извођењу експерименталних истраживања претходила је провера геометријске тачности израде специјално дизајнираних стезача (слика 4.8) која је показала да су они израђени са малим одступањима (слика 5.11). Мерење тангенцијалне силе и померања у зони контакта урађена је са наменски развијеним мерним системом (слика 5.5 и слика 5.8). Услове динамичког оптерећења испитиваних контактних елемената у тангенцијалном правцу дефинисао је процес бушења са контролисаним параметрима на CNC глодалици Toolgroom Mill ТМ-1 (слика 5.6).

У циљу верификације постављених хипотеза, извршена су обимна експериментална истраживања. План и програм експерименталних истраживања је постављен тако да су у истим условима испитивани следећи контактни парови:

- измењиви стезни елемент типа Р и елемент са равном контактном површином РК – 1. група експеримената,
- измењиви стезни елемент типа РИ-120 и елемент са равном контактном површином РК и претходном припремом контакта са закретањем стезног елемента РИ-120 за угао $\varphi = \pm 180^\circ$ при нормалном оптерећењу $F_n=643\text{ N}$ (δ_2) – 2. група експеримената,
- измењиви стезни елемент типа РИ-90 и елемент са равном контактном површином РК и претходном припремом контакта са закретањем стезног елемента РИ-90 за угао $\varphi = \pm 180^\circ$ при нормалном оптерећењу $F_n=643\text{ N}$ – 3. група експеримената,
- измењиви стезни елемент типа РИ-60 и елемент са равном контактном површином РК и претходном припремом контакта са закретањем стезног елемента РИ-60 за угао $\varphi = \pm 180^\circ$ при нормалном оптерећењу $F_n=643\text{ N}$ – 4. група експеримената и
- измењиви стезни елемент типа РИ-120 и елемент са равном контактном површином РК и претходном припремом контакта са закретањем стезног елемента РИ-120 за угао $\varphi = \pm 180^\circ$ при нормалном оптерећењу $F_n=283,6\text{ N}$ (δ_1) – 5. група експеримената.

Група експеримената 2 и 5 анализирају исте контактне парове, али при различитим дубинама претходне припреме контакта. Из тог разлога у заградама стоје ознаке δ_1 и δ_2 , при чему је $\delta_1 < \delta_2$.

Резултати експерименталних истраживања су обрађени са свако појединачно спроведени експеримент, при чему су разматрани следећи параметри (слика 7.2):

- средња вредност тангенцијалне силе, F_t ,
- максимална вредност тангенцијалне силе, F_{tmax} ,
- средња вредност померања у зони контакта испитиваног контактнoг пара, ξ_{sr} ,
- максимална вредност померања, ξ_{max} ,
- померање које остаје након престанка дејства тангенцијалне силе – заостало померање, ξ_z и
- средња попустљивост контакта, s , дефинисана изразом (7.2).

Наведени параметри су приказани табеларно, за сваку појединачну групу експеримената (Табела 7.1 – Табела 7.5).

Након извршених експерименталних истраживања, извршено је снимање топографија контактне површине елемента са равном контактном површином РК у зони у којој је извршена претходна припрема контакта (Табела 7.6). Средња вредност максималне висине профила, код укупно три спроведена мерења, износи $36,70 \mu m$, $80,49 \mu m$ и $106,72 \mu m$ за стезне елементе типа РИ-120, РИ-90 и РИ-60, респективно, при истим углом закретања $\varphi = \pm 180^\circ$ и нормалним оптерећењем $F_n = 643,0 N$ током претходне припреме контакта. Исто тако, за стезни елемент типа РИ-120, средња вредност максималне висине профила износи $22,88 \mu m$ и $36,70 \mu m$ за претходну припрему контакта са углом закретања од $\varphi = \pm 180^\circ$ и нормалном оптерећењем F_n од $283,6 N$ (δ_1) и $643,0 N$ (δ_2), респективно. Анализом резултата топографије контактне површине елемента са равном контактном површином РК у зони у којој је извршена претходна припрема контакта може се закључити следеће: с аспекта макроеометрије, претходна припрема контакта је незнатно променила топографију иницијалне површине (слика 7.8 – зона топографије на дужини профила у околини $1 mm$). Ова тврдња се, пре свега, односи на услове претходне припреме $\varphi = \pm 180^\circ$ при $F_n = 283,6 N$. Максимална дубина профила износи приближно $70 \mu m$ и добијена је током претходне припреме за 2. групу експерименталних истраживања.

У поглављу 8 статистички су обрађени резултати експерименталних истраживања датих у поглављу 7.3 (Табела 7.1 – Табела 7.5). На основу претходне анализе, утврђено је да се функционална зависност разматраних параметара може добро апроксимирати геометријском кривом облика (8.1). Приказани су резултати статистичке анализе следећих параметара:

- Зависност односа средње вредности тангенцијалне силе и нормалне силе F_t/F_n у функцији средње вредности померања у зони контакта, ξ_{sr} . У циљу поређења резултата реализације сваке појединачне групе експеримената (Табела 6.1), а с обзиром на то да је током реализације експеримента варирана вредност нормалне силе, уведен је однос F_t/F_n . На тај начин је било могуће приказати све резултате за испитиване контактне елементе на једном дијаграму. Поменути однос F_t/F_n је

физички близак коефицијенту трења, уз напомену да је овде реч о испитивањима у динамичким условима испитивања.

- Промена попустљивости контакта, s , у функцији односа F_t/F_n . Попустљивост контакта, као реципрочна вредност крутости, је јако битан параметар који указује на природу оствареног контакта за разматрани контактни пар.

Претходно поменути параметри су разматрани за случај:

- различитих типова испитиваних контактних елемената, односно за контактне парове елемената типа: РК и Р, РК и РИ-60, РК и РИ-90 и РК и РИ-120 и
- контактних парова типа РК и Р и типа РК и РИ-120 за различите дубине претходне припреме контактне површине δ_1 и δ_2 .

Анализом резултата који приказују зависности односа F_t/F_n од средњег померања, ξ_{sr} , датим у поглављу 8.1.1 (слика 8.1 – слика 8.3), као и на основу одређене аналитичке зависности (8.2) - Табела 8.1 за различите типове контактних парова (РК и Р, РК и РИ-60, РК и РИ-90 и РК и РИ-120), могу се донети следећи закључци. Контактни пар елемената типа РК и Р има најмању максималну вредност односа $F_t/F_n \approx 0,07$. При томе, контактни пар елемената типа РК и Р има и највеће вредности средњег померања, $\xi_{sr} > 600 \mu m$ (слика 8.2.а). Контактни парови типа РК и РИ-60, РК и РИ-90 и РК и РИ-120 имају знатно веће максималне вредности односа F_t/F_n и оне приближно износе 0,5 (слика 8.3). То значи да контактни парови код којих је извршена претходна припрема контакта, имају знатно већу моћ ношења тангенцијалног оптерећења у поређењу са контактним паром елемената типа РК и Р. Поред тога, контактни парови типа РК и РИ-60, РК и РИ-90 и РК и РИ-120 имају знатно мање вредности средњих померања при којима долази до раскида везе елемената у контакту, и то $\xi_{sr} < 25 \mu m$, $\xi_{sr} < 15 \mu m$ и $\xi_{sr} < 5 \mu m$ респективно.

Резултати промене попустљивости контакта, s , у функцији односа F_t/F_n дати су у поглављу 8.2 (слика 8.4 – слика 8.6), као и преко аналитичке зависности облика (8.3) – Табела 8.2. Анализирани су контактни парови типа РК и Р, РК и РИ-60, РК и РИ-90 и РК и РИ-120 и донети су одговарајући закључци. Контактни пар елемената типа РК и Р има највећу средњу попустљивост, s , за дати однос F_t/F_n (до $\approx 17 \mu m/N$ при $F_t/F_n \approx 0,07$ - слика 8.5.а) у поређењу са другим испитиваним типовима контактних парова (слика 8.6). Контактни парови типа РК и РИ-60, РК и РИ-90 и РК и РИ-120 имају знатно мање максималне вредности средње попустљивости, s , и то $s < 0,9 \mu m/N$, $s < 0,6 \mu m/N$ и $s < 0,1 \mu m/N$ респективно (слика 8.5). То значи да контактни парови овог типа, односно контактни парови код којих је извршена претходна припрема контакта, имају знатно мању средњу попустљивост у поређењу са контактним паром елемената типа РК и Р.

Добијене зависности односа F_t/F_n у функцији средњег померања, ξ_{sr} , за различите дубине претходне припреме контакта дате су у поглављу 8.3 (слика 8.7 – слика 8.9) као и на основу одређене аналитичке зависности (8.2) - Табела 8.3. Разматрани су контакти парови типа РК и Р и типа РК и РИ-120 за различите дубине претходне припреме контактне површине, δ_1 и δ_2 . То су вредности добијене током експерименталних истраживања означени као група експеримената 1., 5. и 4. респективно. Вредност максималне вредности односа F_t/F_n је нешто већа за случај веће дубине претходне припреме контакта δ_2 и износи 0,45, у поређењу са случајем мање дубине претходне припреме контакта δ_1 када је износио 0,37 (слика 8.9).

Резултати поређења попустљивости контакта, s , у функцији односа F_t/F_n за различите дубине претходне припреме контакта дати су у поглављу 8.4 (слика 8.10 – слика 8.12), као и регресионом једначином облика (8.3) - Табела 8.4. Разматрани су контакти парови типа РК и Р и типа РК и РИ-120 за различите дубине претходне припреме контактне површине, δ_1 и δ_2 . Максимална средња вредност попустљивости, s , у зони контакта за испитивани тип контактне пара РК и РИ-120 за вредности дубина претходне припреме контакта, δ_1 и δ_2 , износе $s < 0,035 \mu m/N$ и $s < 0,07 \mu m/N$, респективно (слика 8.12). Наведене вредности средње попустљивости за испитивани тип контактне пара РК и РИ-120 и за вредности дубина претходне припреме контакта, δ_1 и δ_2 , су знатно веће од средње вредности попустљивости за случај контактне пара елемената типа РК и Р, што је у сагласности са резултатима датим у поглављу 8.22.

Поређење поузданости испитиваних типова контактних парова на основу резултата експерименталних истраживања дато је у поглављу 8.55. Како би се експериментални резултати померања у зони контакта приказали у форми која одговара приказу поузданости система, кренуло се од једначине (2.1), која се, уз извесна ограничења, може написати у облику (8.4). Након извођења које је детаљније описано у поглављу 8.5 поузданост одређеног типа испитиваних контактних парова може да се изрази помоћу израза облика (8.6). Израз (8.6) показује да поузданост разматраног контактне пара функционално зависи од односа F_t/F_n , док су коефицијенти $C_{t/n}$ и $N_{t/n}$ константне вредности за сваки појединачни контактни пар. Извршено је поређење поузданости испитиваних типова контактних парова за случај граничних померања $\xi_g = 5 \mu m$, $\xi_g = 10 \mu m$, $\xi_g = 15 \mu m$ и $\xi_g = 20 \mu m$, односно, изражено преко израза за поузданост, $R_{5\mu m}$, $R_{10\mu m}$, $R_{15\mu m}$ и $R_{20\mu m}$. Представљање поузданости испитиваних контактних парова преко израза (8.6) узима у обзир специфициране услове под којима су изведена експериментална испитивања. Тиме је задовољен захтев да су подаци који се дају за поузданост објекта, или испитиваног техничког система, меродавни само ако су наведени услови експлоатације испитиваног система [5].

Резултати анализе поузданости испитиваних контактних парова у функцији односа F_t/F_n дати су у поглављу 8.5.1 (слика 8.13 – слика 8.16). Разматрани су контактни парови типа РК и Р, РК и РИ-60, РК и РИ-90 и РК и РИ-120 и донети су одговарајући закључци. Анализом приказаних резултата може се закључити да најмањи пад поузданости са порастом односа F_t/F_n за све наведене граничне услове померања, има контактни пар елемената типа РК и РИ-120. Следе контактни парови елемената типа РК и РИ-90 и контактни парови елемената типа РК и РИ-60, док најнижи ново поузданости у функцији односа F_t/F_n има контактни пар елемената типа РК и Р. Ови закључци су у сагласности са резултатима изнетим у поглављу 8.1, где је наведено да контактни парови елемената типа РК и РИ-60, РК и РИ-90 и РК и РИ-120 имају знатно веће максималне вредности односа F_t/F_n у поређењу максималним вредностима односа F_t/F_n за случај контактне пара елемената типа РК и Р.

Анализа поузданости контакта у функцији односа F_t/F_n за различите дубине претходне припреме контакта дата је у поглављу 8.5.2. Разматрана је зависност поузданости контакта у функцији односа средње вредности тангенцијалне силе и нормалне силе, F_t/F_n , за контактне парове типа РК и Р и типа РК и РИ-120, при различитим дубинама претходне припреме контактне површине, δ_1 и δ_2 (слика 8.17 – слика 8.20). Приказани резултати указују да контактни пар елемената типа РК и РИ-120, има нешто већу поузданост

контакта за већу дубину претходне припреме контакта δ_2 , у свим разматраним условима испитивања. При томе, контактни пар елемената типа РК и РИ-120, за обе испитиване дубине претходне припреме контактне површине, δ_1 и δ_2 , има значајно већу поузданост контакта у поређењу са контактним паром елемената типа РК и Р у свим разматраним условима испитивања.

Приказани резултати експерименталних истраживања су потврдили постављену хипотезе да је могуће значајније повећати носивост и поузданост тангенцијално оптерећених веза коришћењем специјално дизајнираног стезача, уз спроведени поступак претходне припреме контакта.

10 Закључци

На основу прегледа литературе, теоријских разматрања и резултата експерименталних истраживања приказаних у докторској дисертацији може се закључити:

- Повећање носивости и поузданости тангенцијално оптерећених веза представља веома актуелну проблематику. Тангенцијално оптерећене растављиве везе веома су заступљене у многим областима индустрије (обрадни процеси, кочионе везе, везе за вучу терета, и др.). Са тим у вези, резултати истраживања приказани у докторској дисертацији отварају простор за побољшање перформанси веза у смислу повећања носивости, подизања нивоа поузданости и/или повећања производности и економских ефеката.
- Повећање тангенцијалне носивости коришћењем принципа локалних деформација зоне контакта је позната метода у литератури која је делимично примењена у индустријској пракси. У односу на класичне методе стезања или уравнотежења тангенцијалног оптерећења силама трења, ова метода пружа значајну предност
- Метода стезања предложена у докторској дисертацији прави веома значајан искорак у односу на постојећу методу базирану на локалној деформацији зоне контакта. Предложена метода се такође базира на локалној деформацији зоне контакта, при чему се захтевана локална деформација контакта остварује при значајно мањој сили стезања у односу на постојећу методу. Остварени ефекти (исти ниво деформације при значајно мањој сили стезања) су постигнути захваљујући специјално дизајнираним стезачима. Ови стезачи при стезању врше и микрорезање у површинском слоју и, уз значајно мању силу стезања продиру до захтеване дубине.
- Остварени трагови стезања могу бити контролисане дубине и у великом броју производних операција не нарушавају естетику финалног производа, посебно када је реч о стезању одливака и отковака. Ефекти примене стезача предложеног типа могу бити веома значајни при стезању танкозидних компоненти код којих је, због деформација танких зидова, сила стезања ограничавајући фактор.
- Концепт процеса стезања предложеним стезачима анализиран је теоријским и нумеричким методама. Резултати изведених теоријских и нумеричких анализа

недвосмислено указују на веома значајну предност предложеног метода стезања са аспекта повећања носивости тангенцијално оптерећених веза.

- Експериментална истраживања изведена су на наменски пројектованом уређају, коришћењем специјално развијених и израђених модела стезача различите макроеометрије, што је омогућило не само експерименталну проверу предложене методе, већ и оптимизацију излазних параметара (носивости, попустљивости и поузданости) са аспекта једног од кључних параметара макроеометрије стезача – угла врха стезача. Разматрана су четири модела стезача при чему су три модела стезача израђена са различитим углом врха. Четврти модел стезача представља референтни стезач класичног типа који је веома заступљен у индустрији прераде метала. Силе стезања вариране су у релативно широком опсегу вредности. Параметри режима обраде, који симулирају реалну динамичку силу, изабрани су у складу са потребним нивоима тангенцијалних оптерећења које треба симулирати. Такав план експеримента, реализовани уређај за испитивање и пратећа мерна инструментација, створили су потребне предуслове неопходне за поређење постојећих и предложених решења модела стезача и поуздану реализацију програма експерименталних истраживања.
- Поузданост резултата мерења у великој мери зависи од претходне припреме контакта. Поступак претходне припреме контакта (описан у поглављу 5.5) изведен је без нарушавања претходно формираних односа елемената у контакту. То је омогућило стварање идентичних услова неопходних за поређење ефеката примене стезача предложеног типа у односу на стезаче класичног типа.
- Резултати експерименталних истраживања (силе, померања, трагови утискивања и параметри храпавости) приказани су у облику систематизованих табела и записа сигнала наведених физичких величина у складу са параметрима који дефинишу услове у којима су дате величине измерене.
- Статистичка обрада резултата мерења изведена је у програмским пакетима Matlab и Statistica.
- Анализом односа F_t/F_n (слика 8.6 Упоредни приказ дијаграма промена попустљивости, s , у функцији односа F_t/F_n за испитиване типове контактних парова), може се закључити да све испитиване геометрије стезача предложеног типа, са аспекта тангенцијалне носивости имају веома изражену предност у односу на испитивани стезач класичног типа. Највећу предност показује стезач тј. модел стезача са углом врха од 60° . Разлози предности овог стезача су, очигледно, његово лакше продирање у површински слој предмета обраде (мањи угао врха), што отвара простор за даљу оптимизацију геометрије.
- Већи однос F_t/F_n стезача предложеног типа омогућава уравнотежење већих динамичких сила у оквиру истих померања у контакту. Код стезача класичног типа, тангенцијална сила (оптерећење) се уравнотежава силом трења, па однос F_t/F_n , фактички, представља коефицијент трења, μ . Код стезача предложеног типа, механизам уравнотежења тангенцијалне силе је сложенији. Поред трења, значајан утицај има расподела поља напона и деформација по дубини зоне кружног прстена,

односно зони контакта стезача и предмета обраде, при чему је реална површина контакта стезача и предмета обраде значајно већа. Веома је вероватно да управо већа површина контакта условљава појаву мањих напона потребних за уравнотежење спољашњег оптерећења, при чему су због теоријске везе напона и померања и остварена померања мања.

- Већи однос F_t/F_n стезача предложеног типа у односу на испитивани класични стезач омогућава уравнотежење већих динамичких сила у оквиру истих померања у контакту. На основу резултата експерименталних истраживања (слика 8.3) може се закључити да је однос F_t/F_n код стезача предложеног типа неколико пута већи него код испитиваног стезача класичног типа. На пример, код испитиваног стезача класичног типа овај однос се, за померања већа од два микрометра и мања од десет микрометара, креће у границама 0,04 – 0,05, док се код стезача предложеног типа овај однос креће у границама 0,1 – 0,4. Фактички, то значи да стезачи предложеног типа у односу на испитивани класични стезач, за реално изабрано дозвољено померање контакта у границама од $\xi=2 \mu m$ до $\xi=10 \mu m$ могу уравнотежити од 2,5 до 8 пута веће тангенцијално оптерећење.
- Могућност уравнотежења већих тангенцијалних сила, при истој сили стезања и истом оствареном померању, омогућава избор већих вредности параметара режима резања, већу производност и/или већу поузданост и стабилност обрадног процеса, у случају да се предложени стезни елементи користе у форми стезних прибора.

Резултати теоријских анализа, нумеричких прорачуна и експерименталних истраживања отварају широк простор за даља истраживања у области проблематике коју ова дисертација третира. По мишљењу аутора, у првом кораку треба имплементирати предложено решења стезача у реални индустријски стезни прибор тј. производну операцију и утврдити ефекте примене предложеног решења. Чињеница је да постоји велики број производних индустријских операција у којима се, без већих тешкоћа, предложена решења стезача могу имплементирати. Тестирање предложених решења стезача у реалном производном систему је најбољи пут да се дође до параметара (остварене толеранције, квалитет обраде, стабилност процеса, производност) који ће квантификовати техничко–технолошке и економске ефекте примене предложених решења. Без дубљих разјашњења, треба нагласити да са техничког тј. инжењерског аспекта, нема потешкоћа да се у блиској будућности учини такав корак.

Даљи развој стезача овог типа могао би ићи у правцима:

- развоја нових решења и оптимизације резних сегмената врха стезача са аспекта постизања максималних односа F_t/F_n и
- пројектовања и оптимизације стезача предложеног типа са аспеката критеријума индустријске примене, при чему би као критеријум индустријске примене првенствено требало размотрити могућност имплементације техничког решења стезача у постојеће савремене конструкције стезних прибора (модуларни, групни и специјални прибори намењени обради на обрадним центрима, петоосним и хибридном машинама).

11 Литература

- [1] Jin J (Judy), Chen Y. Quality and reliability information integration for design evaluation of fixture system reliability. *Qual Reliab Eng Int.* 2001;17:355–72. doi:10.1002/qre.416.
- [2] Gao P, Yan S, Xie L, Wu J. Dynamic Reliability Analysis of Mechanical Components Based on Equivalent Strength Degradation Paths. *Strojniški Vestn – J Mech Eng* 2013;57:387–99.
- [3] Dasic P, Natsis A, Petropoulos G. Models of reliability for cutting tools: Examples in manufacturing and agricultural engineering. *Strojniški Vestn – J Mech Eng* 2008;54:122–30.
- [4] Li CQ. Probability of plastic collapse of a structural system under nonstationary load processes. *Comput Struct* 1994;52:69–78.
- [5] Рамовић МР. Поузданост система, електронских, телекомуникационих и информационах. Београд: Катедра за Микроелектронику и техничку физику; 2005.
- [6] Sandler GH. *System Reliability Engineering*. New Jersey: Prentice Hall, Englewood Cliffs; 1983.
- [7] Green AG, Bourne AJ. *Reliability Technology*. New York: John Wiley; 1988.
- [8] Zelenović D, Stanivuković D. *Pouzdanost sistema*. Novi Sad: Fakultet tehničkih nauka; 1979.
- [9] Todorović J, Zelenović D. *Efektivnost sistema u mašinstvu*. Beograd: Naučna knjiga; 1994.
- [10] Kozlov E, Ushakov I. *Sprovochnik po raschete nadezhnosti*. Moskva: Sovetskoe radio; 1985.
- [11] Smith DJ. *Reliability Engineering*. London: Pitman Publishing; 1996.
- [12] Carter ADS. *Mechanical Reliability*. London: Macmilan Press Ltd; 1983.
- [13] Chandra P, Athavale SM, Kapoor SG, DeVor RE. Finite element based fixture analysis model for surface error predictions due to clamping and machining forces. *Proc Int Mech Engng Congr Expo ASME* 1997;6:245–52.

- [14] Asante J. Effect of fixture compliance and cutting conditions on workpiece stability. *Int J Adv Manuf Technol* 2010;48:33–43.
- [15] Asante J. A combined contact elasticity and finite element-based model for contact load and pressure distribution calculation in a frictional workpiece-fixture system. *Int J Adv Manuf Technol* 2008;39:578–88.
- [16] Chaari R, Abdennadher M, Louati J, Haddar M. Modelling of the 3D Machining Geometric Defects Accounting for Workpiece Vibratory Behaviour. *Int J Simul Model* 2011;10:66–77.
- [17] Hazarika M, Dixit US, Deb S. A setup planning methodology for prismatic parts considering fixturing aspects. *Int J Adv Manuf Technol* 2010;51:1099–109.
- [18] Liao Y, Hu S. An integrated model of a fixture-workpiece system for surface quality prediction. *Int J Adv Manuf Technol* 2001;17:810–8.
- [19] Tadic B, Jeremic B, Todorovic P, Vukelic D, Proso U, Mandic V, Efficient workpiece clamping by indenting cone-shaped elements. *Int J Precis Eng Manuf* 2012;13:1725–35.
- [20] Todorovic P, Vukelic D, Tadic B, Veljkovic D. Modelling of Dynamic Compliance of Fixture/Workpiece Interface. *Int J Simul Model* 2014;13:54–65.
- [21] Todorovic PM, Buchmeister B, DJapan MJ, Vukelic D, Milosevic MD, Tadic B, et al. Comparative model analysis of two types of clamping elements in dynamic conditions. *Teh Vjesn* 2014;21:1273–9.
- [22] Tadic B, Vukelic D, Miljanic D, Bogdanovic B, Macuzic I, Budak I, Model testing of fixture-workpiece interface compliance in dynamic conditions. *J Manuf Syst* 2014;33:76–83.
- [23] Lee SH, Cutkosky MR. Fixture planning with friction. *ASME J Engng Ind* 1991;113:320–6.
- [24] Fuh JYH, Nee AYC. Verification and optimization of workholding schemes for fixture design. *J Des Manufact* 1994;4:307–18.
- [25] Wu NH, Chan KC, S.S. Leong. Fixturing verification based on the analysis of multi-discipline frictional contacts. *Proc Int Mech Engng Congr Expo* 1995;3:735–45.
- [26] King LSB, Ling FF. A force analysis based analytical framework for automatic fixture configuration. *Proc Int Mech Engng Congr Expo* 1995;3:789–804.
- [27] Trappey AJC, Su CS, Hou JL. Computer-aided fixture analysis using finite element analysis and mathematical optimization modeling. *Proc Int Mech Engng Congr Expo* 1995;2:777–87.
- [28] DeMeter EC. The min-max load criteria as a measure of machining fixture performance. *J Engng Ind* 1994;116:500–7.
- [29] Jeng SL, Chen LG, Chieng WH. Analysis of minimum clamping force. *Int J Mach Tools Manufact* 1995;35:1213–24.

- [30] 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 Syst Appl* 2011;38:26–38.
- [31] Rong Y, Li X. Locating method analysis based rapid fixture configuration design. *IEEE*, 1997, p. 27–32.
- [32] Tan E, Kumar S, Fuh J, Nee A. Modeling, analysis and verification of optimal fixturing design. *IEEE Trans Autom Sci Eng* 2004;1:121–32.
- [33] Cecil J. A clamping design approach for automated fixture design. *Adv Manuf Technol* 2001;18:784–9.
- [34] Hurtado JE, Melkote SN. A model for the prediction of reaction forces in A 3-2-L machining fixture. *Trans. North Am. Manuf. Res. Conf.*, 1998, p. 335–40.
- [35] Meyer RT, Liou FW. Fixture analysis under dynamic machining. *Int J Prod Res* 1997;35:1471–89.
- [36] Aliha M, Hosseinpour GR, Ayatollahi M. Application of cracked triangular specimen subjected to three-point bending for investigating fracture behavior of rock materials. *Rock Mech Rock Eng* 2013;46:1023–34.
- [37] Aliha MRM, Ayatollahi MR. Two-parameter fracture analysis of SCB rock specimen under mixed mode loading. *Eng Fract Mech* 2013;103:115–23.
- [38] Aliha MRM, Ayatollahi MR. Rock fracture toughness study using cracked chevron notched Brazilian disc specimen under pure modes I and II loading e a statistical approach. *Theor Appl Fract Mech* 2014;69:17–25.
- [39] Ayatollahi M, Aliha M. Analysis of a new specimen for mixed mode fracture tests on brittle materials. *Eng Fract Mech* 2009;76:1563–73.
- [40] Erdogan F, Sih G. On the crack extension in plates under plane loading and transverse shear. *J Basic Eng* 1963;85:519–27.
- [41] Ewing P, Swedlow J, Williams J. Further results on the angled crack problem. *Int J Fract* 1976;12:85–93.
- [42] Richard H, Benitz K. A loading device for the creation of mixed mode in fracture mechanics. *Int J Fract* 1983;22:55–8.
- [43] Shetty DK, Rosenfield AR, Duckworth WH. Mixed-mode fracture in biaxial stress state: application of the diametral-compression (Brazilian disk) test. *Eng Fract Mech* 1987;26:825–40.
- [44] Williams J, Ewing P. Fracture under complex stress the angled crack problem. *Int J Fract Mech* 1975;8:441–6.
- [45] Xeidakis G, Samaras I, Zacharopoulos D, Papakaliatakis G. Crack growth in a mixed-mode loading on marble beams under three point bending. *Int J Fract* 1996;79:197–208.

- [46] Kamat S, Srinivas M, Rama Rao P. Mixed mode I/III fracture toughness of Armco iron. *Acta Mater* 1998;46:4985–92.
- [47] Kumar A, Hirth J, Hoagland R, Xiaoxin F. A suggested test procedure to measure mixed mode I-III fracture toughness of brittle materials. *J Test Eval* 1994;22:327–34.
- [48] Manoharan M, Hirth J, Rosenfield A. Combined mode I-mode III fracture toughness of a spherodized 1090 steel. *Acta Met Mater* 1991;39:1203–10.
- [49] Pook L. The fatigue crack direction and threshold behaviour of mild steel under mixed mode I and III loading. *Int J Fatigue* 1985;7:21–30.
- [50] Yukio U, Kazuo I, Tetsuya Y, Mitsuru A. Characteristics of brittle fracture under general combined modes including those under bi-axial tensile loads. *Eng Fract Mech* 1983;18:1131–58.
- [51] Lin B, Mear M, Ravi-Chandar K. Criterion for initiation of cracks under mixed-mode I III loading. *Int J Fract* 2010;165:175–88.
- [52] Chang J, Xu J, Mutoh Y. A general mixed-mode brittle fracture criterion for cracked materials. *Eng Fract Mech* 2006;73:1249–63.
- [53] Cho S, Nakamura Y, Mohanty B, Kaneko K. Study on control of crackpropagation in blasting. *Fragblast* 8 2006.
- [54] Liu Z, Wang Y, Wang K, Mei X. Multi-objective optimization design of a fixture layout considering locator displacement and force-deformation. *Int J Adv Manuf Technol* 2013;67:1267–79.
- [55] Vukelic D, Tadic B, Miljanic D, Budak I, Todorovic PM, Randjelovic S, et al. Novel workpiece clamping method for increased machining performance. *Teh Vjesn* 2012;19:837–46.
- [56] DeMeter E, Xi W, Choudhuri S, Vallapuzha S, Trethewey M. A Model to Predict Minimum Required Clamp Pre-loads in Light of Fixture-Workpiece Compliance. *Int J Mach Tools Manuf* 2001;41:1031–54.
- [57] Siebenaler SP, Melkote SN. Prediction of workpiece deformation in a fixture system using the finite element method. *Int J Mach Tools Manuf* 2006;46:51–8.
- [58] Raghu A, Melkote SN. Analysis of the effects of fixture clamping sequence on part location errors. *Int J Mach Tools Manuf* 2004;44:373–82.
- [59] Chou C, Chandru V, M. Barash. A mathematical approach to automatic configuration of machining fixtures: analysis and synthesis. *Trans ASME* 1989;111:299–306.
- [60] Roy U, Liao J. Geometric reasoning for re-allocation of supporting and clamping positions in the automated fixture design system. *Trans ASME* 1999;31:313–22.

-
- [61] Vollertsen F, D B, H.-N H, I.-S J, K K. Size effects in manufacturing of metallic components,. CIRP Ann 2009;58:566–87.
- [62] Dornfeld D. Recent advances in mechanical micromachining. CIRP Ann-Manuf Technol 2006;55:745–68.
- [63] Liu X, DeVor R-E, Kapoor S-G, Ehmann K-F. The mechanics of machining at the microscale: assessment of the current state of the science. J Manuf Sci Eng-Trans ASME 2004;126:666–78.
- [64] Lee H-U, Cho D-W, Ehmann K-F. A mechanistic model of cutting forces in micro-end-milling with cutting condition- independent cutting force coefficients. J Manuf Sci Eng-Trans ASME 2008;130.
- [65] Weule H, Huntrup V, Tritschle H. Micro-cutting of steel to meet new requirements in miniaturization. CIRP Ann- Manuf Technol 2001;49:61–4.
- [66] Kim C-J, Mayor J-R, Ni J. Static model of chip formation in microscale milling. J Manuf Sci Eng-Trans ASME 2004;126:710–8.
- [67] Kim C-J, Bono M, Ni J. Experimental analysis of chip formation in micromilling,. Trans NAMRI/SME 2002;30:247–54.
- [68] Vogler M-P, DeVor R-E, Kapoor S-G. Microstructure-level force prediction model for micro-milling of multi-phase materials. J Manuf Sci Eng 2003;125:202–9.
- [69] Lawson B-L, Kota N, Ozdoganlar O-B. Effects of crystallographic anisotropy on orthogonal micromachining of single-crystal aluminum. J Manuf Sci Eng 2008;130.
- [70] Lee E-H, Shaffer B-W. The theory of plasticity applied to a problem of machining. Trans ASME 1951;18:405–13.
- [71] Oxley P-L-B. The mechanics of machining: an analytical approach to assessing machinability. Chichester: Ellis Horwood Limited.; 1989.
- [72] Kudo H. Some new slip-line solutions for two dimensional steady-state machining. Int J Mech Sci 1965;7:43–55.
- [73] Dewhurst P. On the non-uniqueness of the machining process. Proc R Soc London 1997;360:587–610.
- [74] Maity K-P, Das N-S. A class of slip-line field solutions for metal machining with elastic contact. Mater Process Technol 1998;96:9–18.
- [75] Toropov A, Ko S-L. A new slip-line theory for orthogonal cutting and its application. Proc 3rd Intern Asia Pacific Forum Precis Surf Finish 2001.
- [76] Liu X-D, Lee L-C, Lam K-Y. A slip-line field model for the determination of chip curl radius. J Eng Ind – Trans ASME 1995;117:266–71.

- [77] Fang N, Jawahir I-S, Oxley P-L-B. A universal slipline model with non-unique solutions for machining with curled chip formation and a restricted contact tool. *Int J Mech Sci* 2001;43:557–80.
- [78] Dundur S-T, Das N-S. Slip-line field modeling of orthogonal machining for a worn tool with elastic effects and adhesion friction at the contact region. *J Mater Process Technol* 2009;209:18–25.
- [79] Shi T, Ramalingam S. Slip-line solution for orthogonal cutting with a chip breaker and flank wear. *Int J Mech Sci* 1991;33:689–704.
- [80] Waldorf DJ, DeVor RE, Kapoor S. Slip-line field for ploughing during orthogonal cutting. *J Manuf Sci Eng* 1998;120:693–8.
- [81] Waldorf D-J, DeVor R-E, Kapoor S-G. An evaluation of ploughing models for orthogonal machining. *J Manuf Sci Eng* 1999;121:550–8.
- [82] Fang N. Slip-line modeling of machining with a rounded-edge tool – Part I: new model and theory. *J Mech Phys Solids* 2003;51:715–42.
- [83] Fang N. Slip-line modeling of machining with a rounded-edge tool - Part II: analysis of the size effect and the shear strain-rate. *J Mech Phys Solids* 2003;743–62.
- [84] Jun M-B-G, Liu M, R.-E. D, Kapoor S-G. Investigation of the dynamics of microend milling—Part I: Model development. *J Manuf Sci Eng* 2006;128:893–900.
- [85] Liu M, Jun M-B-G, DeVor R-E, Kapoor S-G. Cutting mechanisms and their influence on dynamic forces, vibrations and stability in micro-endmilling. *Proc ASME Int Mech Eng Congr Expo 2004-62416*, pp. 583-592
- [86] Liu M, DeVor R-E, Kapoor S-G. An analytical model for the prediction of minimum chip thickness in micromachining. *J Manuf Sci Eng* 2006;128:474–81.
- [87] Karpap Y, Özel T. Mechanics of high speed cutting with curvilinear edge tools. *Int J Mach Tools Manuf* 2008;48:195–208.
- [88] Yoon HS, Ehmann K-F. A slip-line field model for orthogonal micromachining processes. *4M/ICOMM Conf.*, 2009, p. 329–32.
- [89] Jin X, Altintas Y. Slip-line field model of micro-cutting process with round tool edge effect. *J Mater Process Technol* 2011;211:339–55.
- [90] Ozturk S, Altan E. A slip-line approach to the machining with rounded-edge tool. *Int J Adv Manuf Technol* 2012;63:513–22.
- [91] Long Y, Huang Y. Force model under dead metal zone effect in orthogonal cutting with chamfered tools. *Trans NAMRI/SME* 2005;33:573–80.
- [92] Ren H, Altintas Y. Mechanics of machining with chamfered tools. *J Manuf Sci Eng* 2000;122:650–9.

- [93] Manjunathaiah J, Endres WJ. A new model and analysis of orthogonal machining with an edge-radiused tool. *Journal of Manufacturing Science and Engineering* 2000;122:384–90.
- [94] Jin X, Altintas Y. Slip-line field model of micro-cutting process with round tool edge effect. *Journal of Materials Processing Technology* 2011;211:339–55.
- [95] Todorović PM, Blagojević M, Vukelić D, Mačužić I, Jeremić M, Simić A, et al. Static coefficient of rolling friction under heating. *Journal of Friction and Wear* 2013;34:450–3. doi:10.3103/S1068366613060123.
- [96] Jeremic B, Vukelic D, Todorovic PM, Macuzic I, Pantic M, Dzunic D, et al. Static friction at high contact temperatures and low contact pressure. *Journal of Friction and Wear* 2013;34:114–9. doi:10.3103/S1068366613020037.
- [97] Тадић, Бранко; Вукелић, Ђорђе; Јурковић З. Алати и прибори. Крагујевац: Факултет инжењерских наука, Универзитета у Крагујевцу; 2013.
- [98] Todorovic P, Vukelic D, Tadic B, Veljkovic D, Budak I, Macuzic I. Modelling of Dynamic Compliance of Fixture/Workpiece Interface. *International Journal of Simulation Modelling* 2014;13:54–65.
- [99] Miljanic D. Projektovanje elemenata pribora sa aspekta nosivosti i popustljivosti njihovih kontakata sa radnim predmetom, Doktorska disertacija. Univerzitet u Novom Sadu, Fakultet tehničkih nauka, 2015.
- [100] Mill Operator's Manual. HAAS Automation Inc.; 2006.
- [101] ISO 4287:1997 - Geometrical Product Specifications (GPS) -- Surface texture: Profile method -- Terms, definitions and surface texture parameters.
- [102] Grzesik W. *Advanced Machining Processes of Metallic Materials*. Elsevier; 2008.
- [103] Шолак Њ. Статистика за пословно одлучивање. Београд: Научна књига; 1990.
- [104] Вукадиновић С. Елементи теорије вероватноће и математичке статистике. Друго изда. Београд: 1978.
- [105] Тадић Д, Тадић Б, Милановић Д. Статистичке методе за управљачке и инжењерске проблеме - теорија, принципи и примене. Крагујевац: Факултет инжењерских наука Крагујевац; 2014.
- [106] MathWorks - Documentation - fminsearch, n.d. <http://www.mathworks.com/help/matlab/ref/fminsearch.html> (accessed January 1, 2015).
- [107] MathWorks - Documentation - corrcoef, n.d. <http://www.mathworks.com/help/matlab/ref/corrcoef.html> (accessed January 1, 2015).

Додатак А

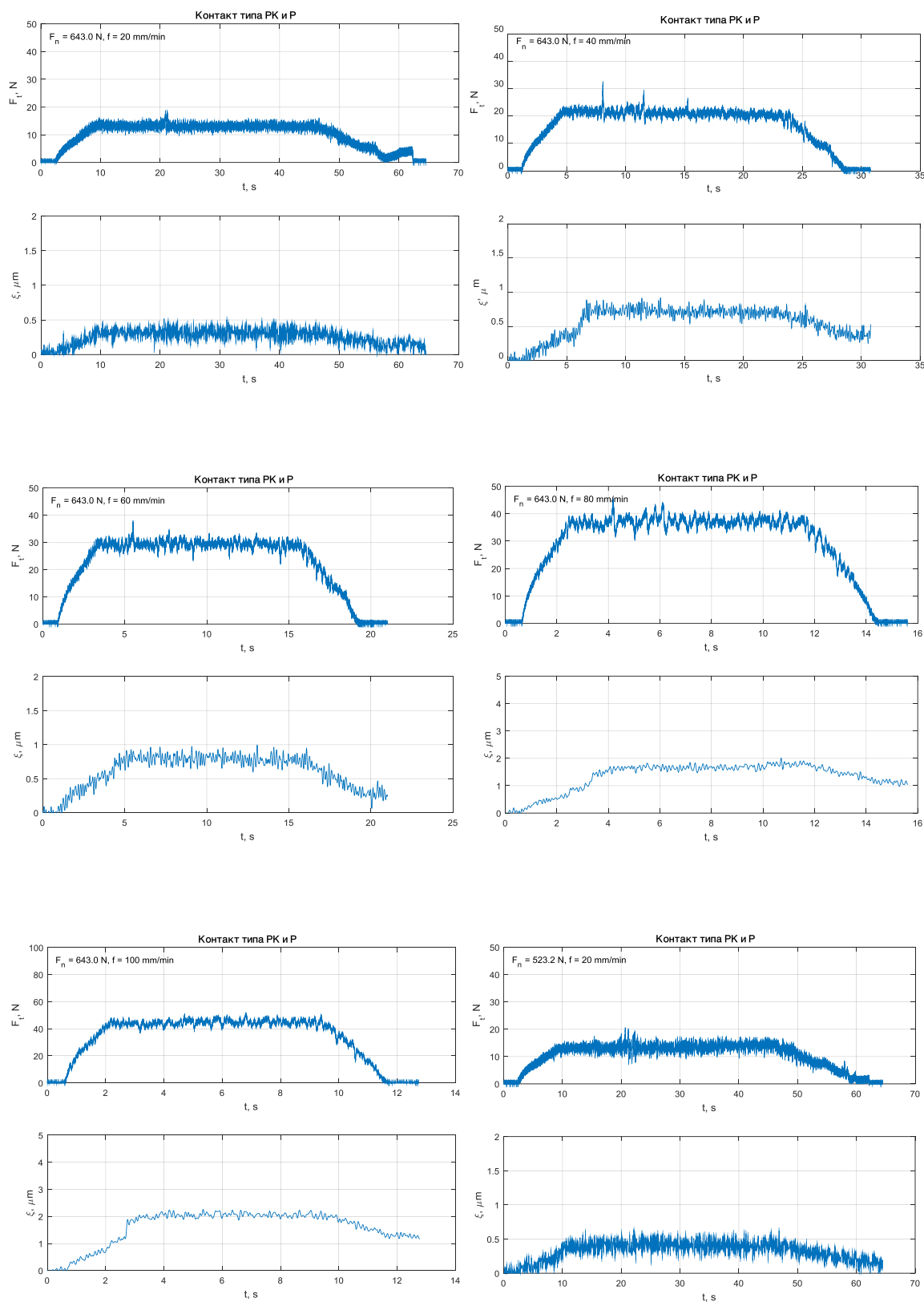
Резултати мерења тангенцијалне силе и померања у зони контакта током експерименталних истраживања

У овом додатку је дат дијаграмски приказ резултата мерења тангенцијалне силе и померања у зони контакта током експерименталних истраживања. Мерења су урађена у складу са претходно дефинисаним планом и програмом експерименталних истраживања која су детаљно описана у глави **Error! Reference source not found.**, Табела 6.1, а уз коришћење мерне инструментације описане у поглављу 5.3, слика 5.5.

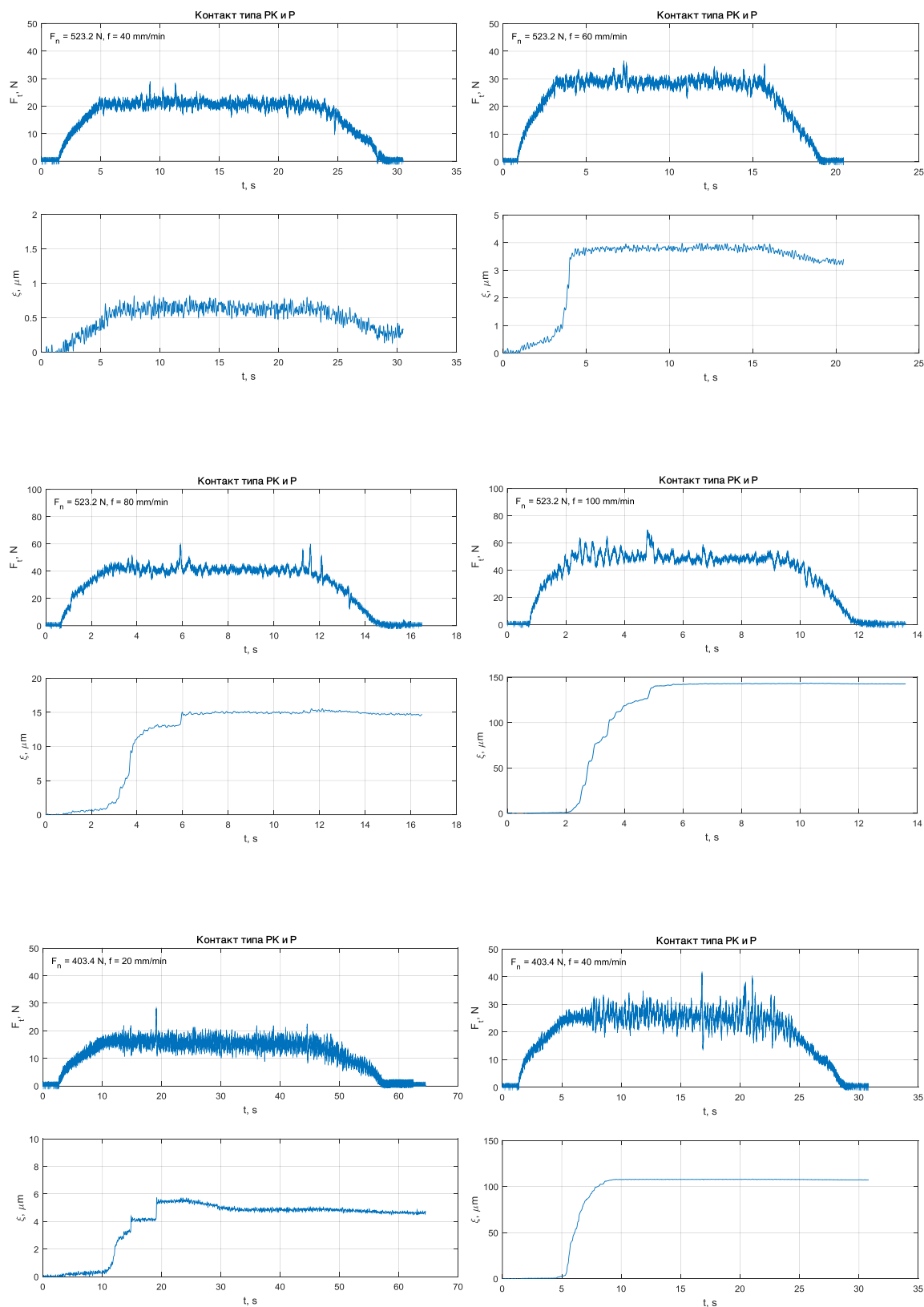
Дијаграми који приказују резултате мерења тангенцијалне силе и померања у зони контакта током експерименталних истраживања дата су на следећим сликама:

- Слика А. 1 даје дијаграме промена тангенцијалне силе и померања у зони контакта током експерименталних истраживања за контактни пар елемената типа РК и R,
- Слика А. 2 даје дијаграме промена тангенцијалне силе и померања у зони контакта током експерименталних истраживања за контактни пар елемената типа РК и РИ-120, за дубину претходне припремом контакта δ_2 ,
- Слика А. 3 даје дијаграме промена тангенцијалне силе и померања у зони контакта током експерименталних истраживања за контактни пар елемената типа РК и РИ-90,
- Слика А. 4 даје дијаграме промена тангенцијалне силе и померања у зони контакта током експерименталних истраживања за контактни пар елемената типа РК и РИ-60 и
- Слика А. 5 даје дијаграме промена тангенцијалне силе и померања у зони контакта током експерименталних истраживања за контактни пар елемената типа РК и РИ-120, за дубину претходне припремом контакта δ_1 .

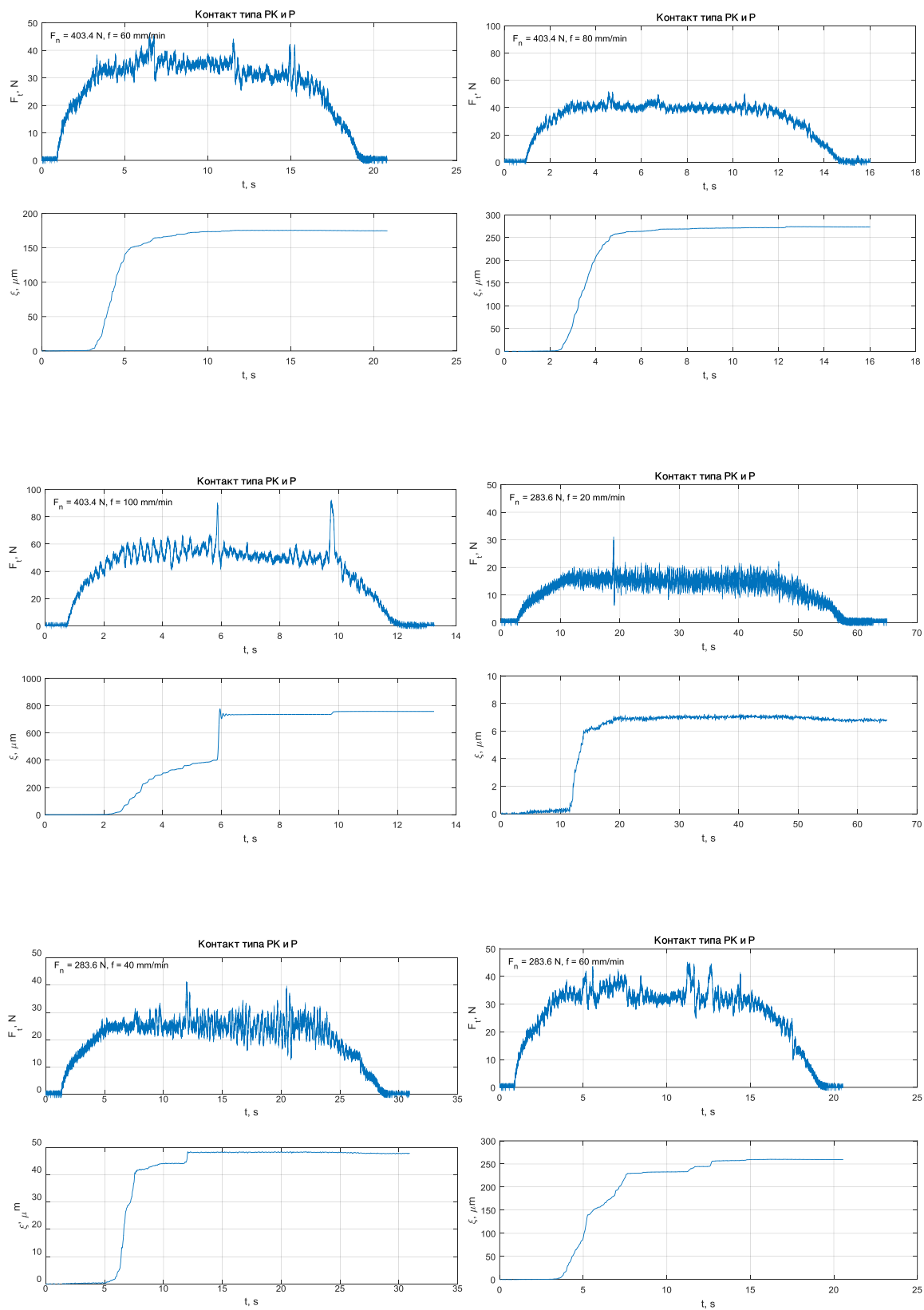
Детаљнија анализа резултата експерименталних истраживања приказаних у овом додатку дата је у главама 7 и 8.



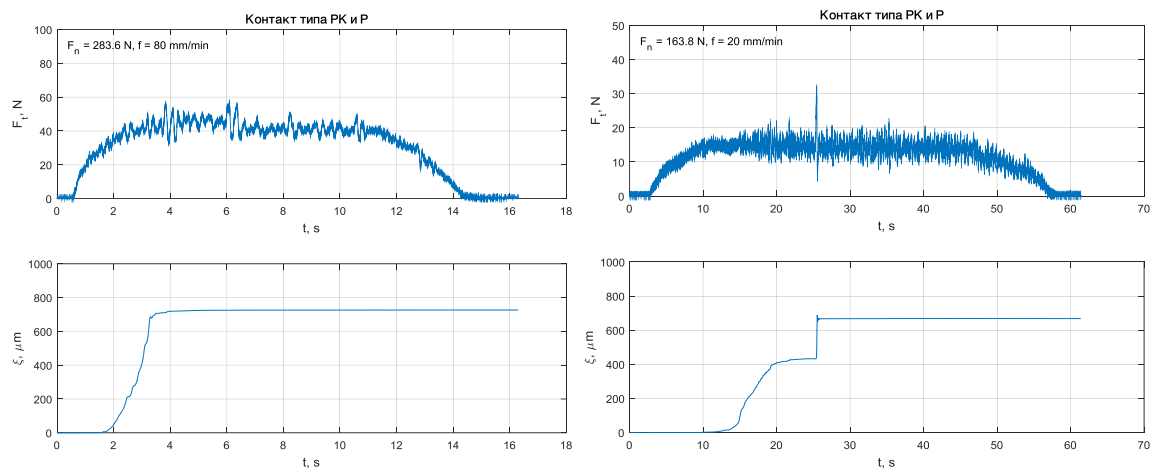
Слика А. 1 Дијаграми тангенцијалне силе и померања у зони контакта за контактни пар елемената типа РК и Р



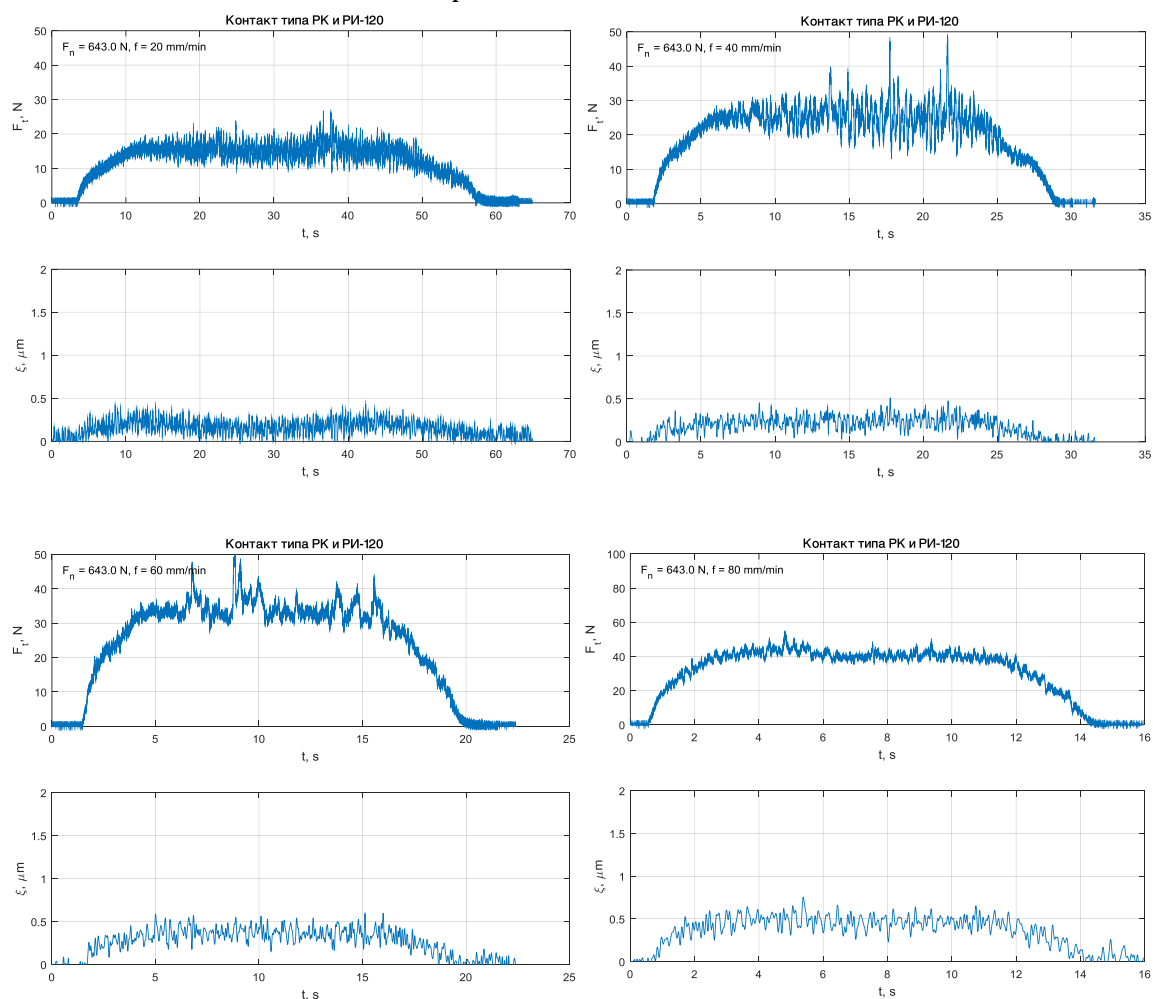
Слика А. 1 Дијаграми тангенцијалне силе и померања у зони контакта за контактни пар елемената типа РК и R – наставкак



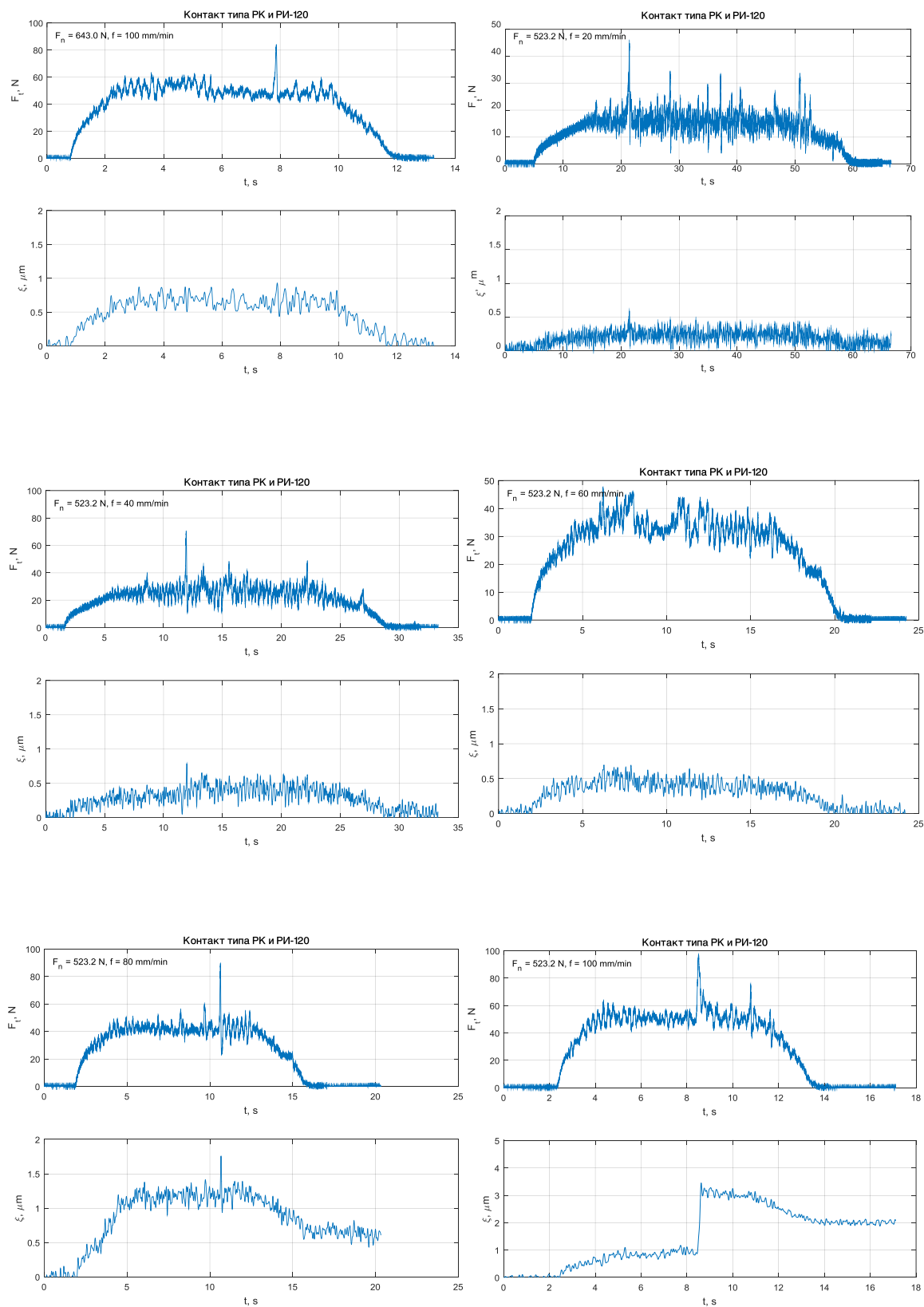
Слика А. 1 Дијаграми тангенцијалне силе и померања у зони контакта за контактни пар елемената типа РК и R – наставак



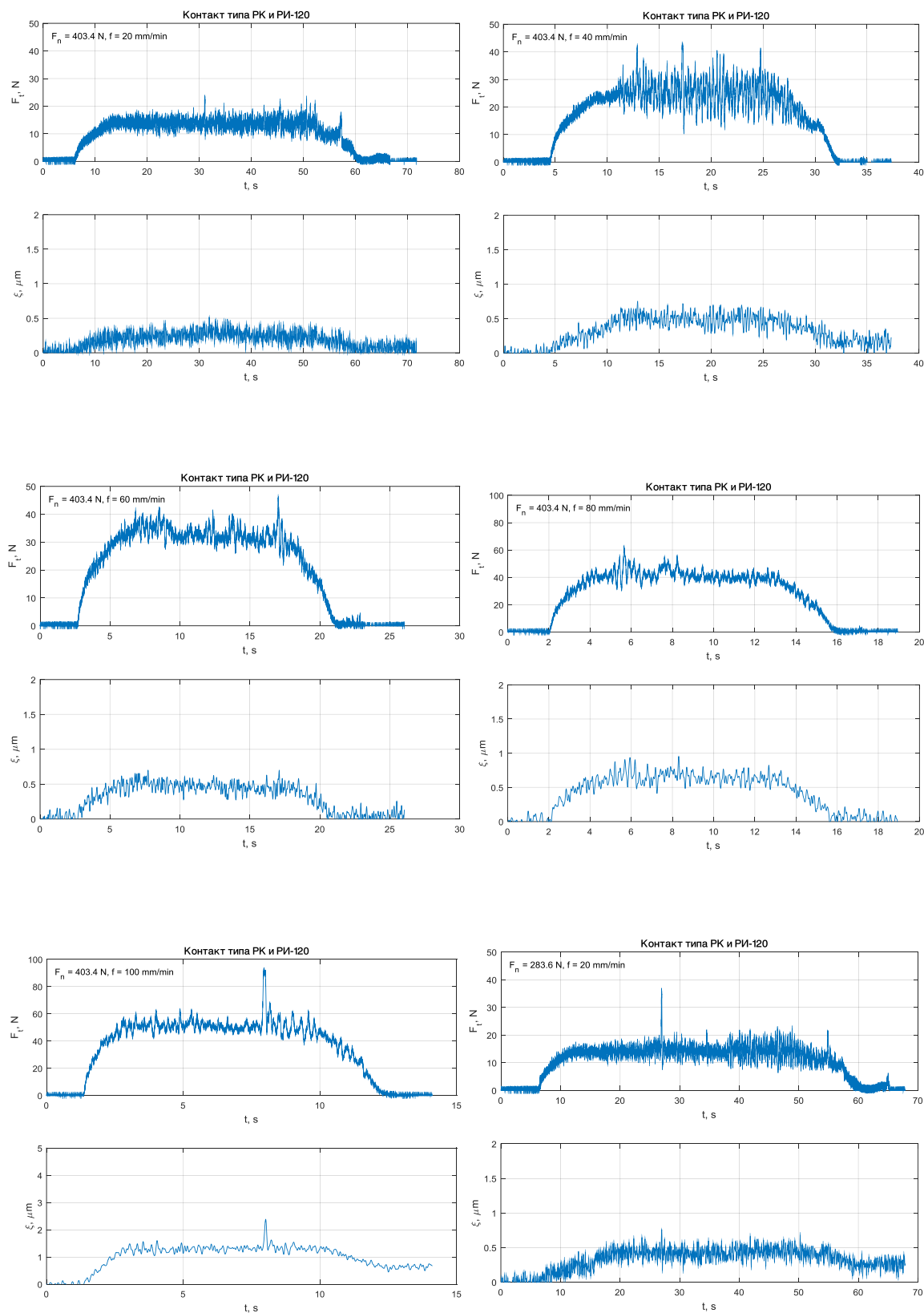
Слика А. 1 Дијаграми тангенцијалне силе и померања у зони контакта за контактни пар елемената типа РК и R – наставак



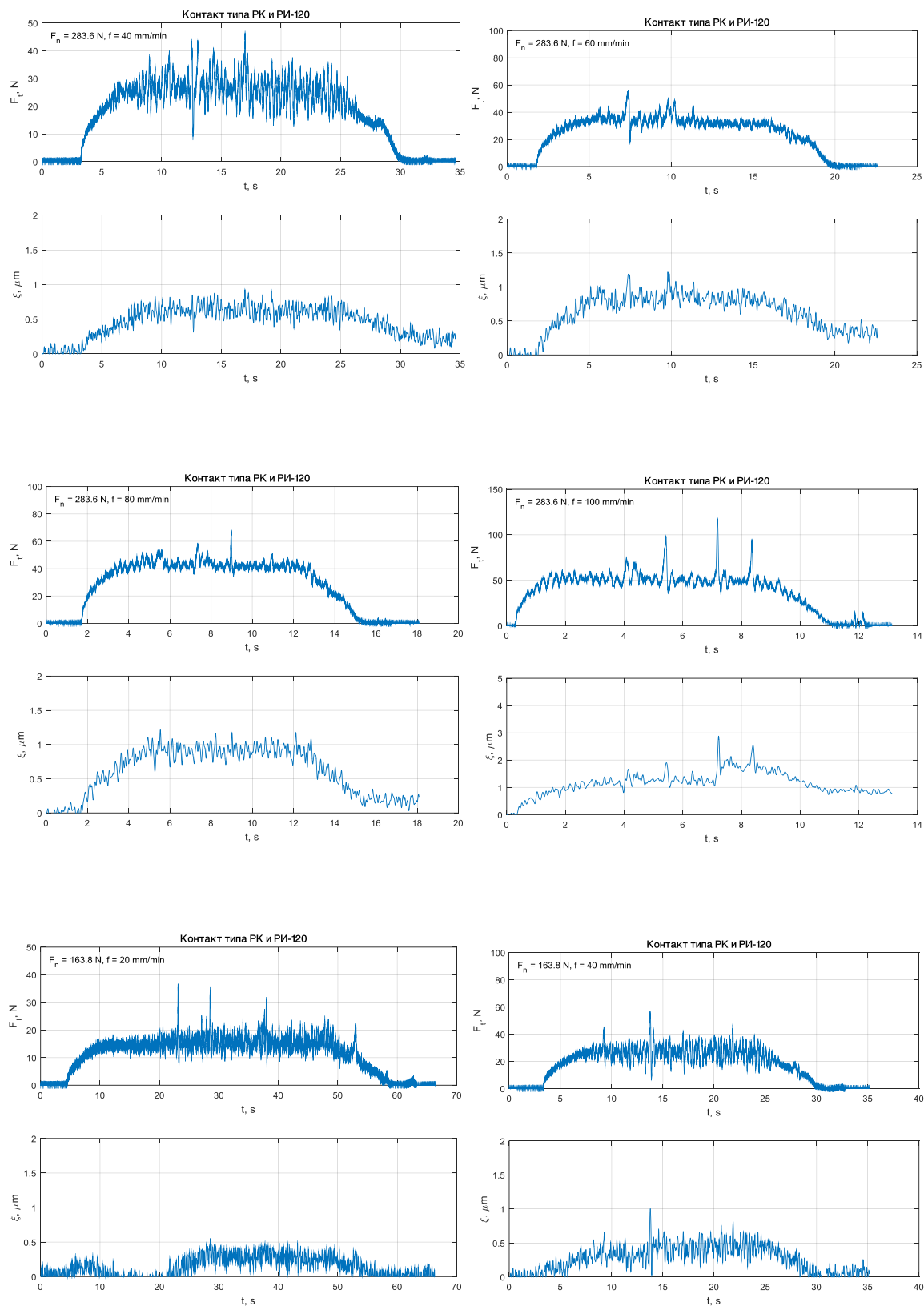
Слика А. 2 Дијаграми тангенцијалне силе и померања у зони контакта за контактни пар елемената типа РК и RI-120, δ_2



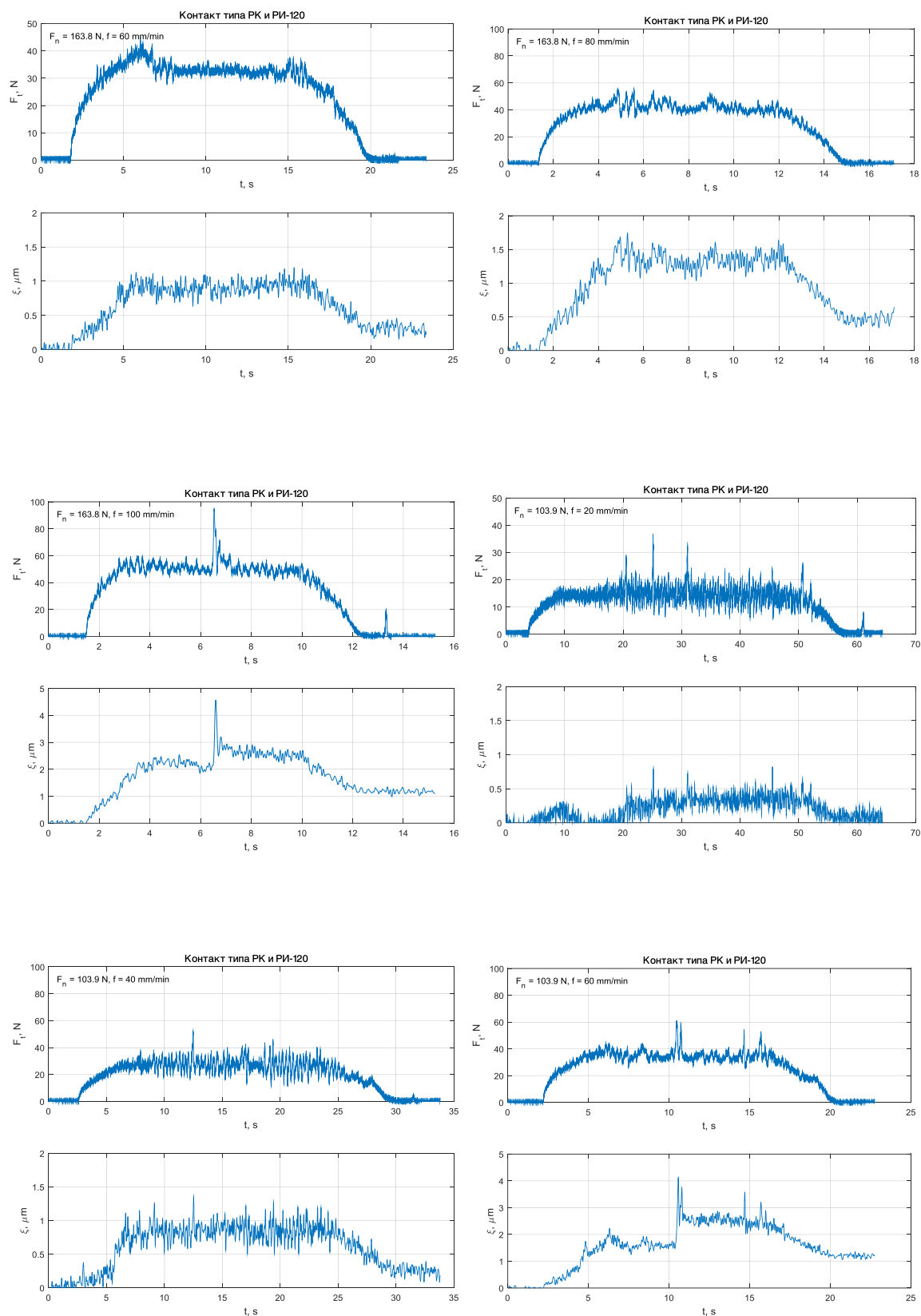
Слика А. 2 Дијаграми тангенцијалне силе и померања у зони контакта за контактни пар елемената типа РК и РИ-120, δ_2 – наставак



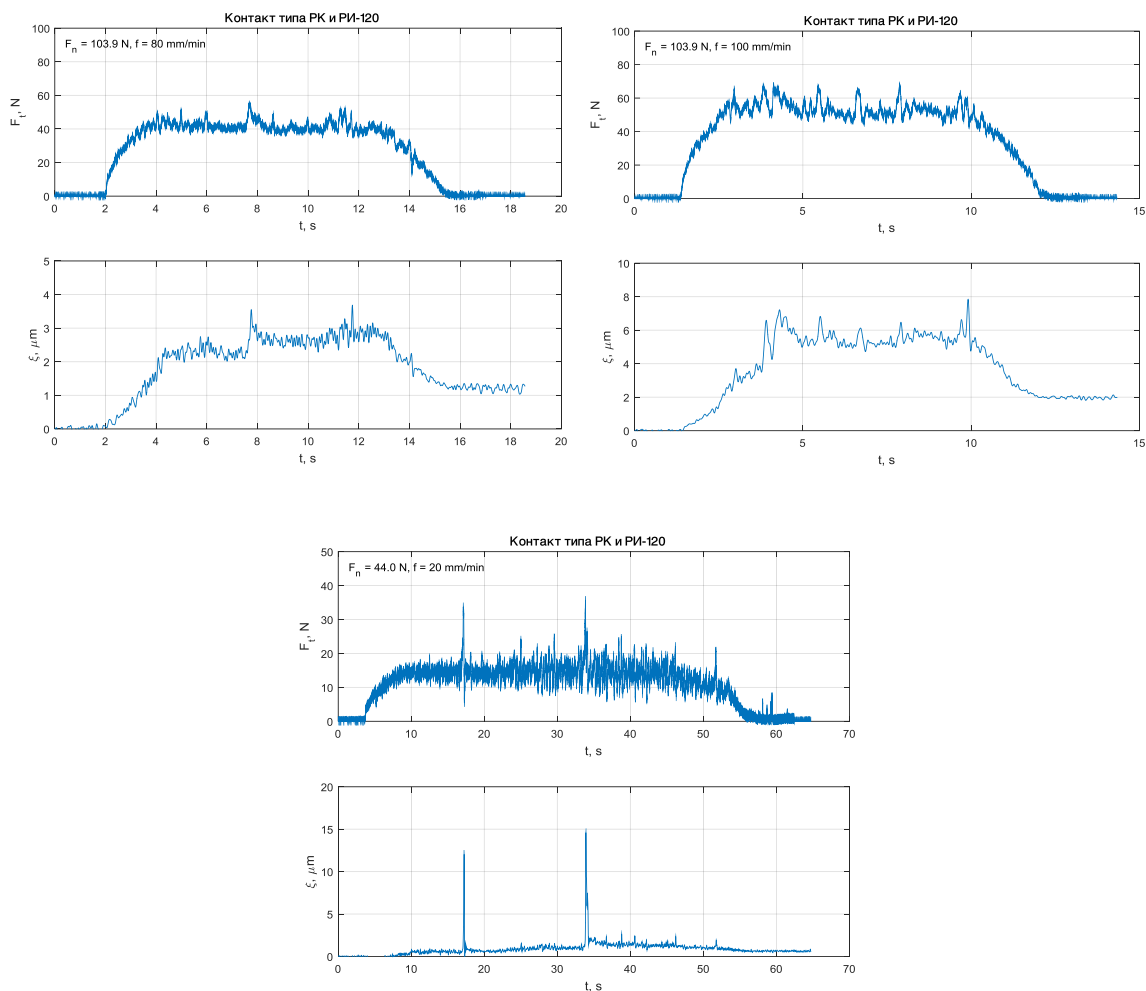
Слика А. 2 Дијаграми тангенцијалне силе и померања у зони контакта за контактни пар елемената типа РК и РИ-120, $\delta 2$ – наставак



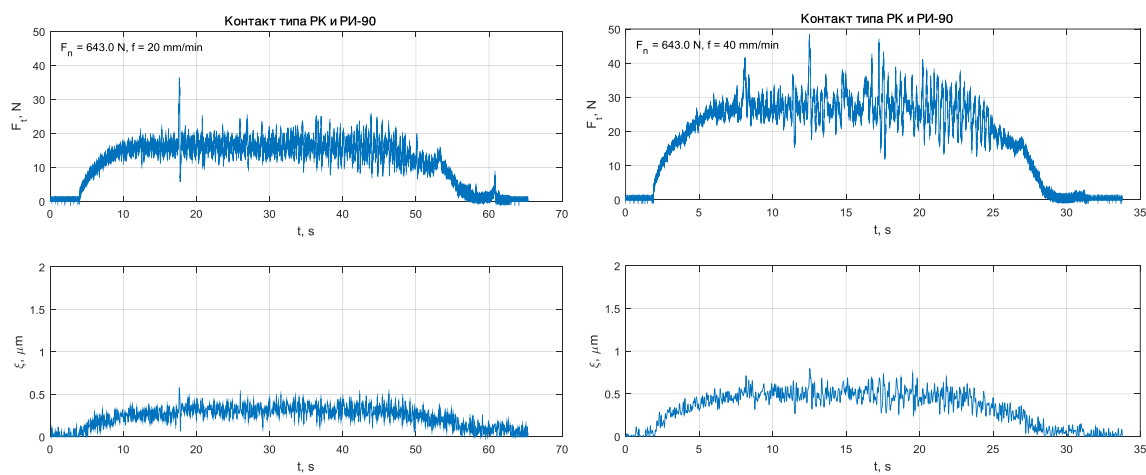
Слика А. 2 Дијаграми тангенцијалне силе и померања у зони контакта за контактни пар елемената типа РК и РИ-120, $\delta 2$ – наставак



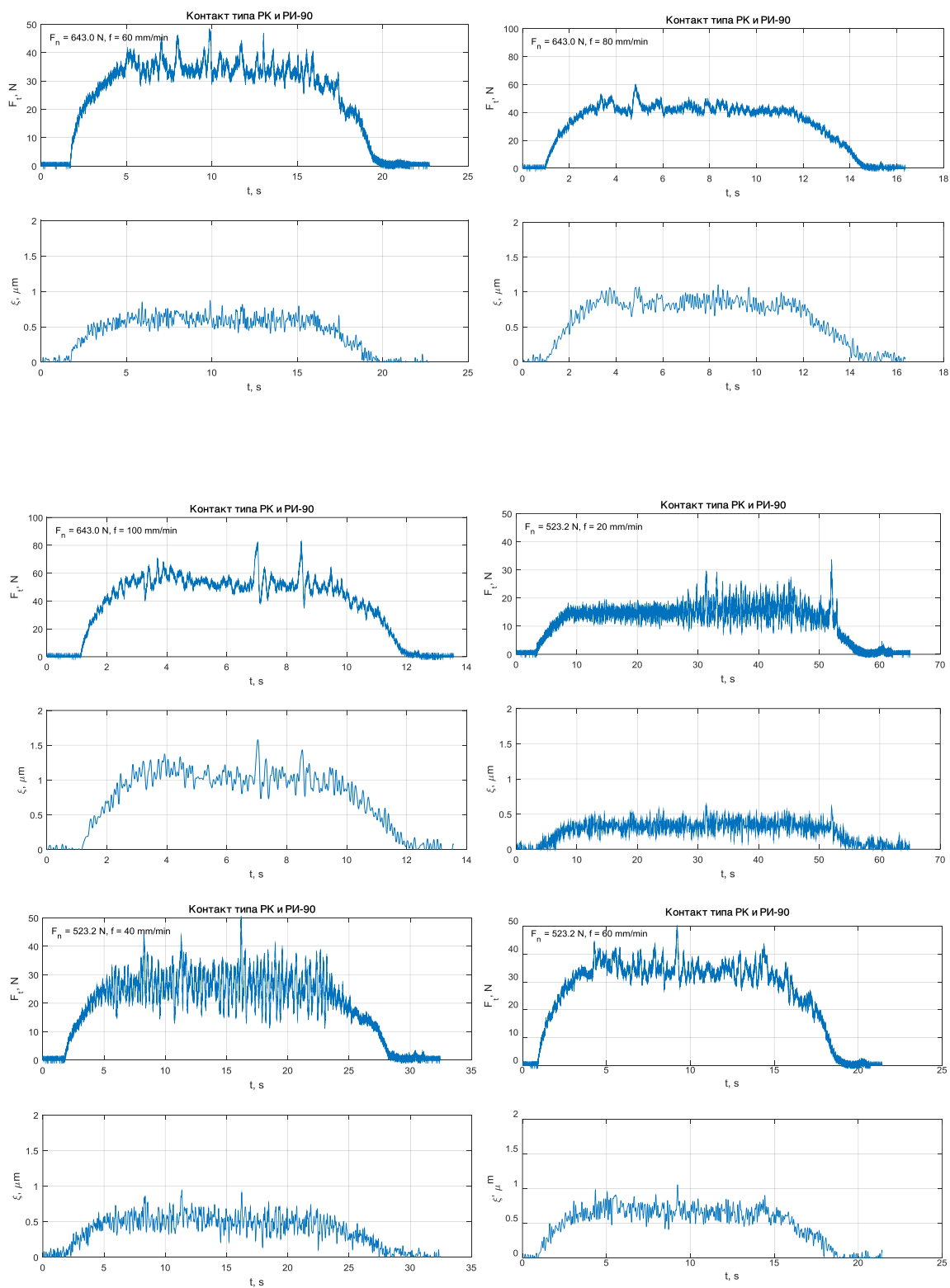
Слика А. 2 Дијаграми тангенцијалне силе и померања у зони контакта за контактни пар елемената типа РК и РИ-120, $\delta 2$ – наставак



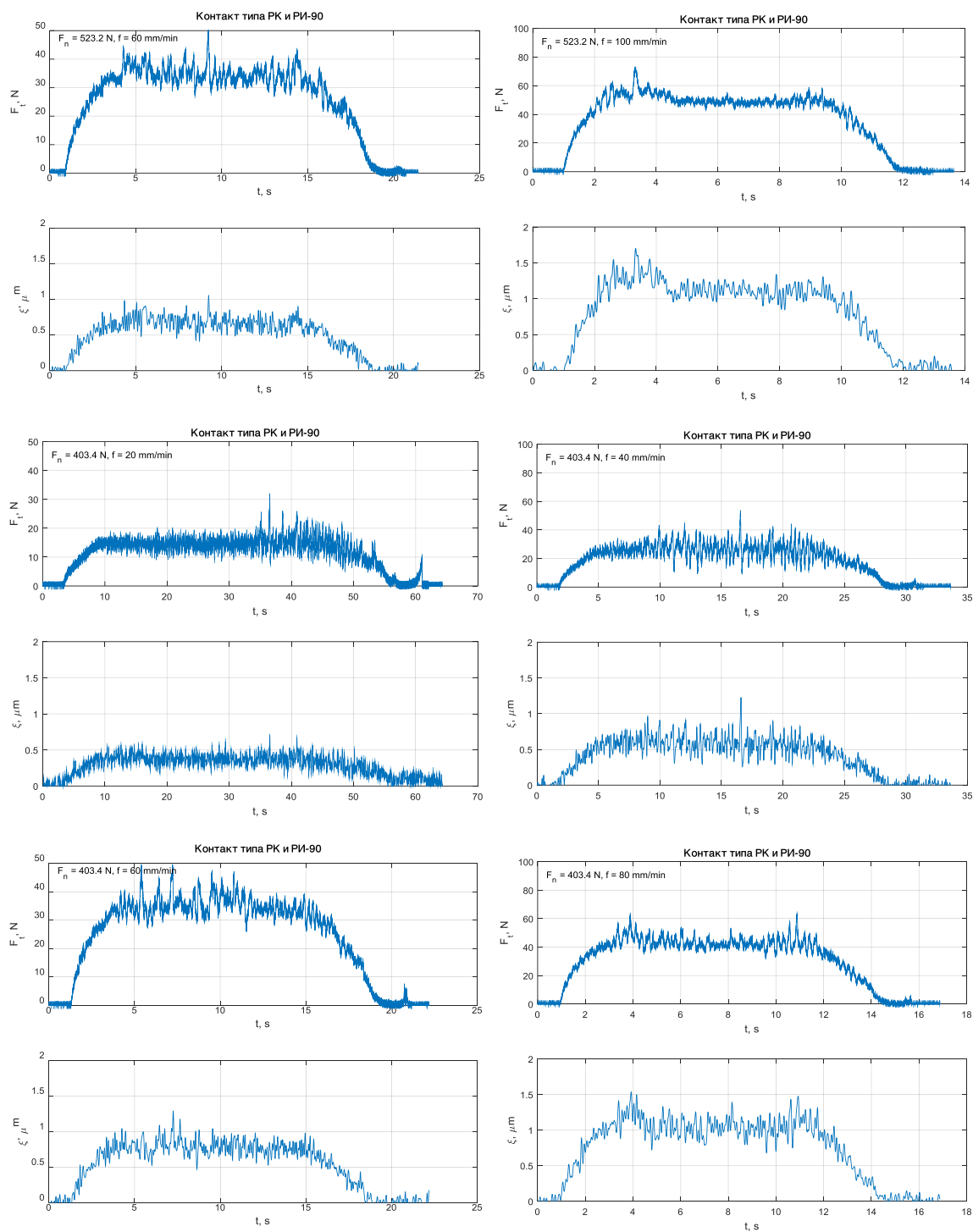
Слика А. 2 Дијаграми тангенцијалне силе и померања у зони контакта
за контактни пар елемената типа РК и РИ-120, $\delta 2$ – наставак



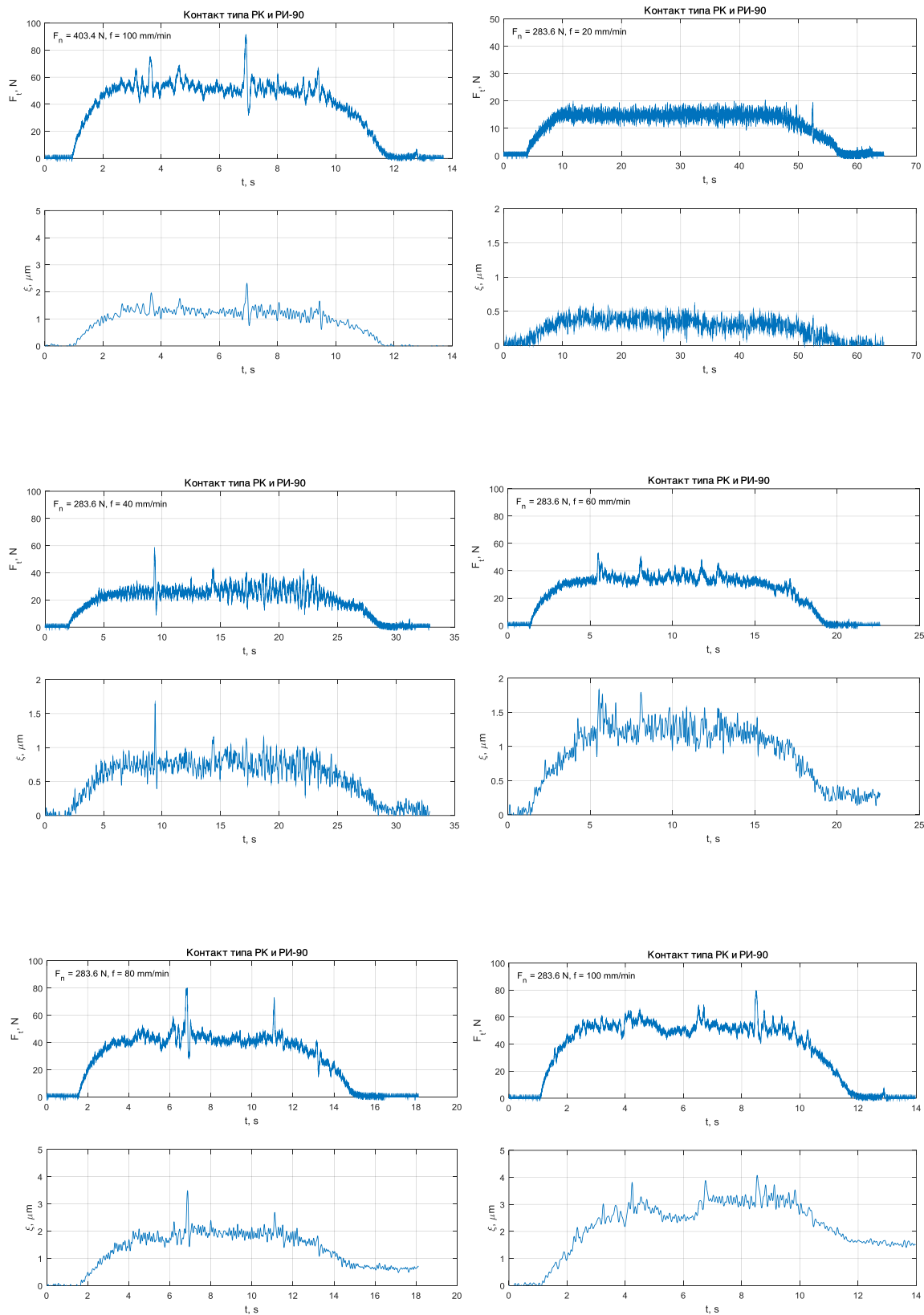
Слика А. 3 Дијаграми тангенцијалне силе и померања у зони контакта
за контактни пар елемената типа РК и РИ-90



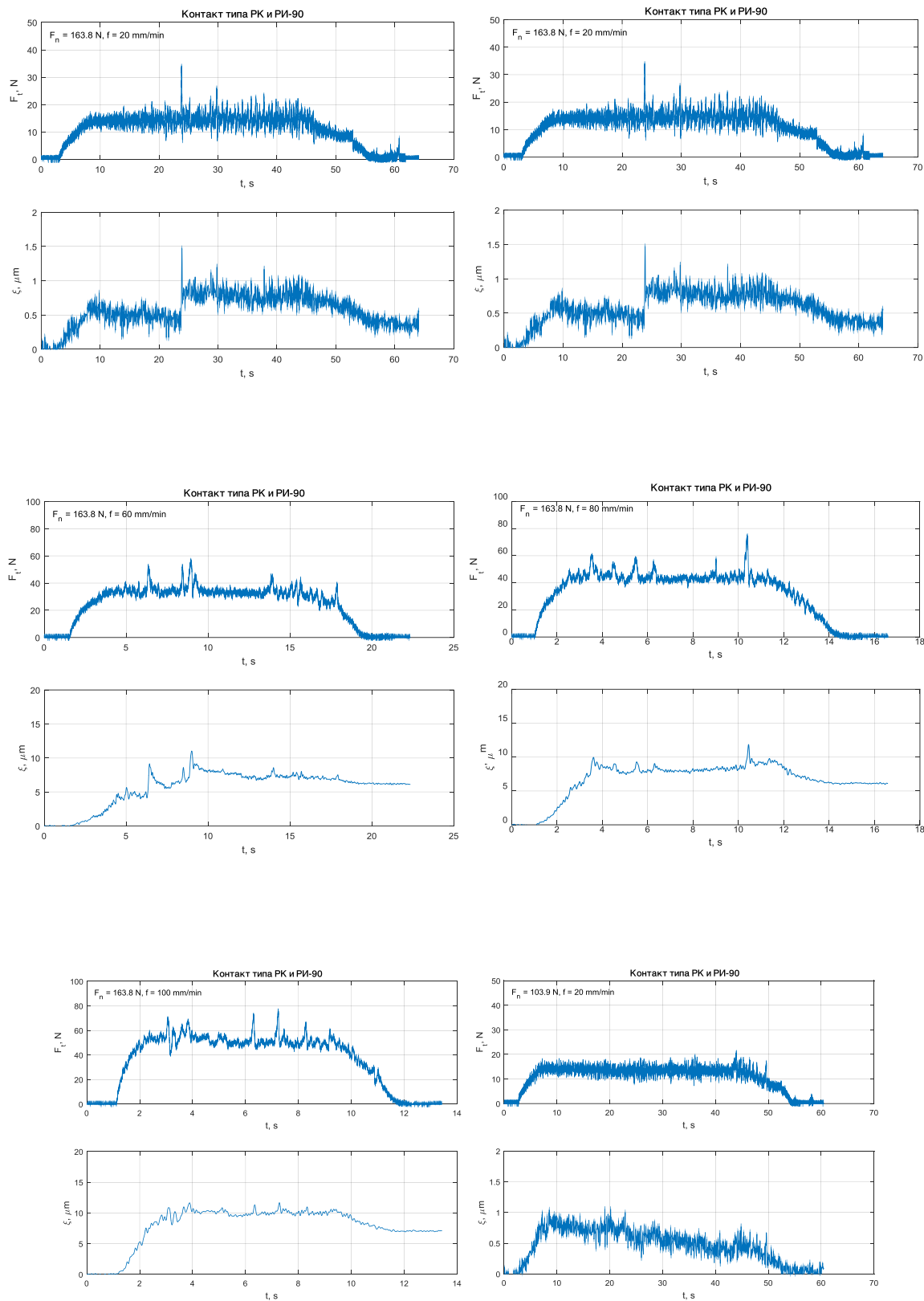
Слика А. 3 Дијаграми тангенцијалне силе и померања у зони контакта за контактни пар елемената типа РК и РИ-90 – наставак



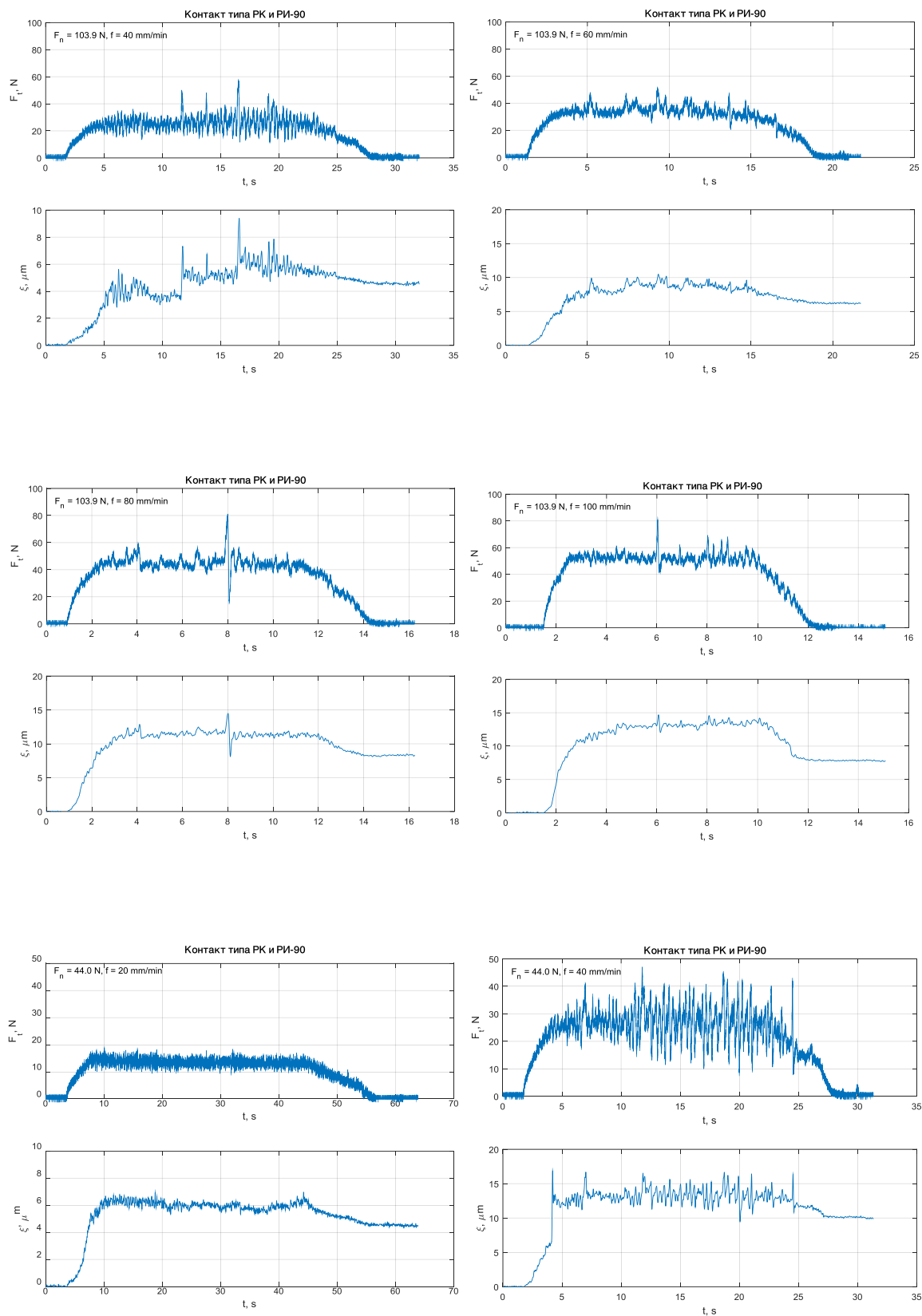
Слика А. 3 Дијаграми тангенцијалне силе и померања у зони контакта за контактни пар елемената типа РК и РИ-90 – наставак



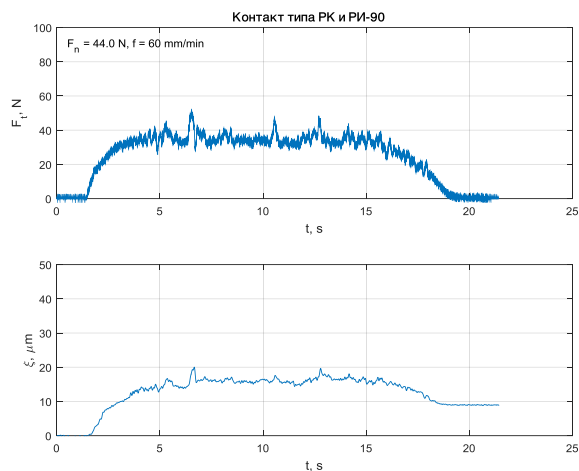
Слика А. 3 Дијаграми тангенцијалне силе и померања у зони контакта за контактни пар елемената типа РК и РИ-90 – наставак



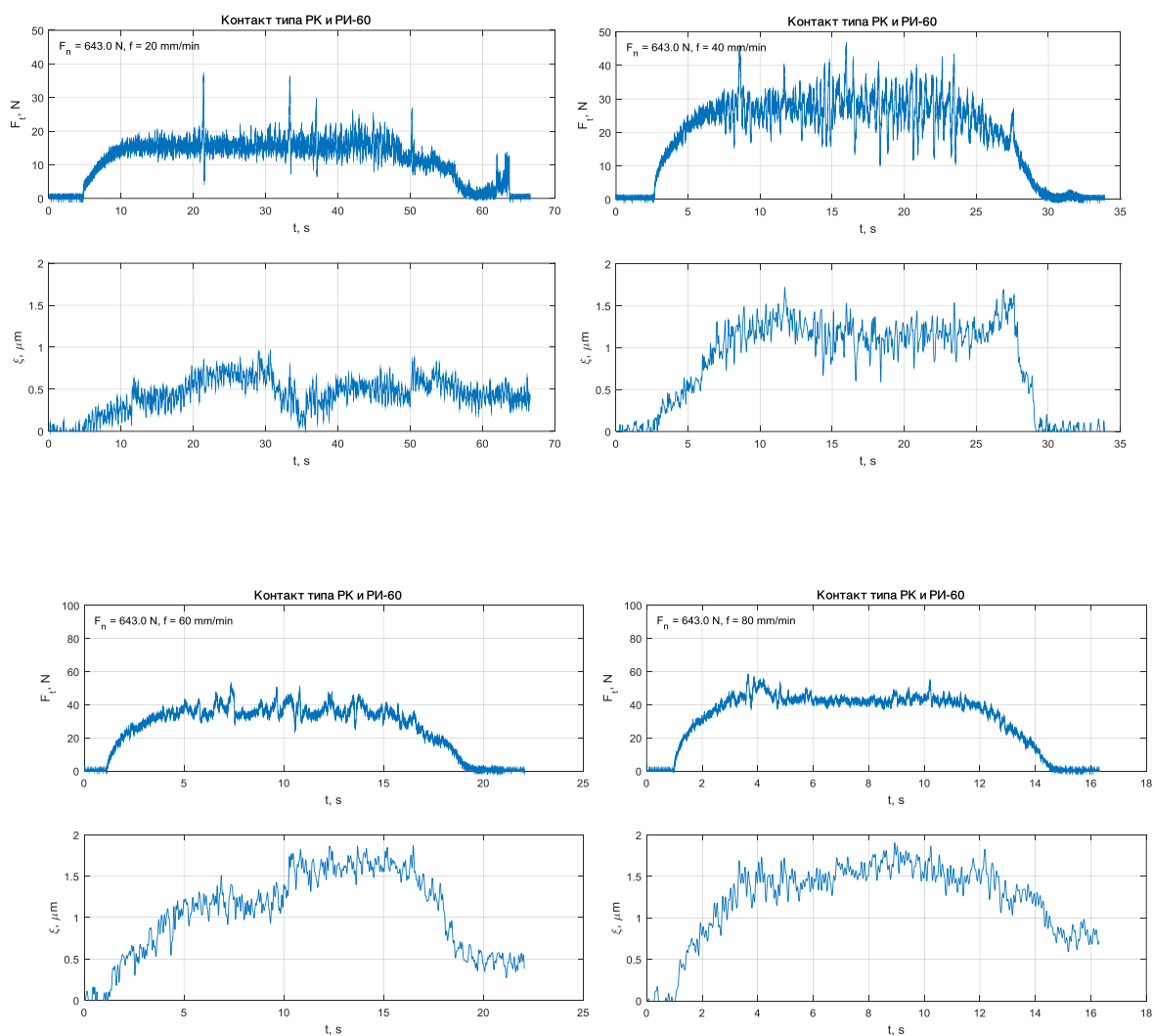
Слика А. 3 Дијаграми тангенцијалне силе и померања у зони контакта за контактни пар елемената типа РК и РИ-90 – наставак



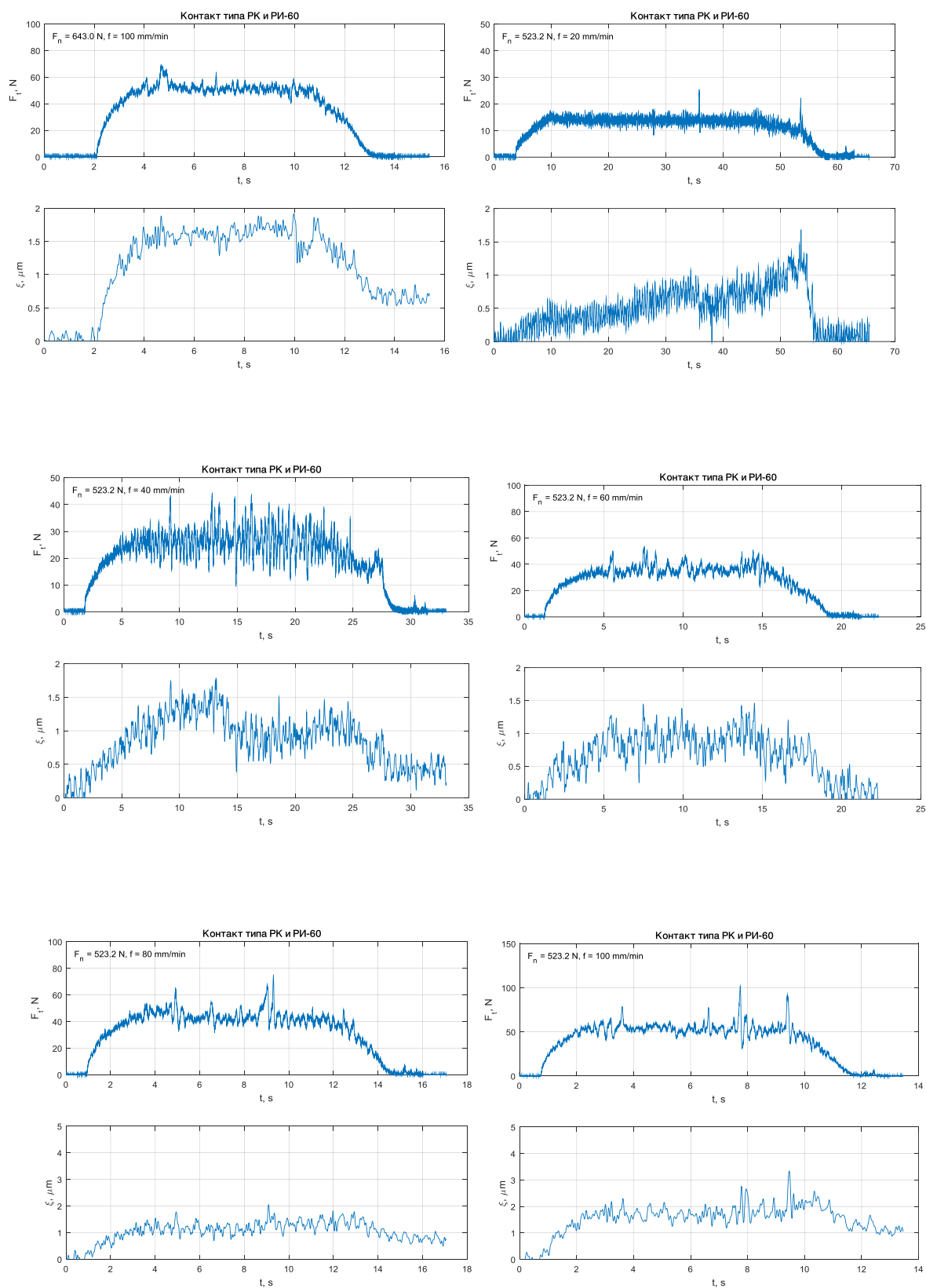
Слика А. 3 Дијаграми тангенцијалне силе и померања у зони контакта за контактни пар елемената типа РК и РИ-90 – наставак



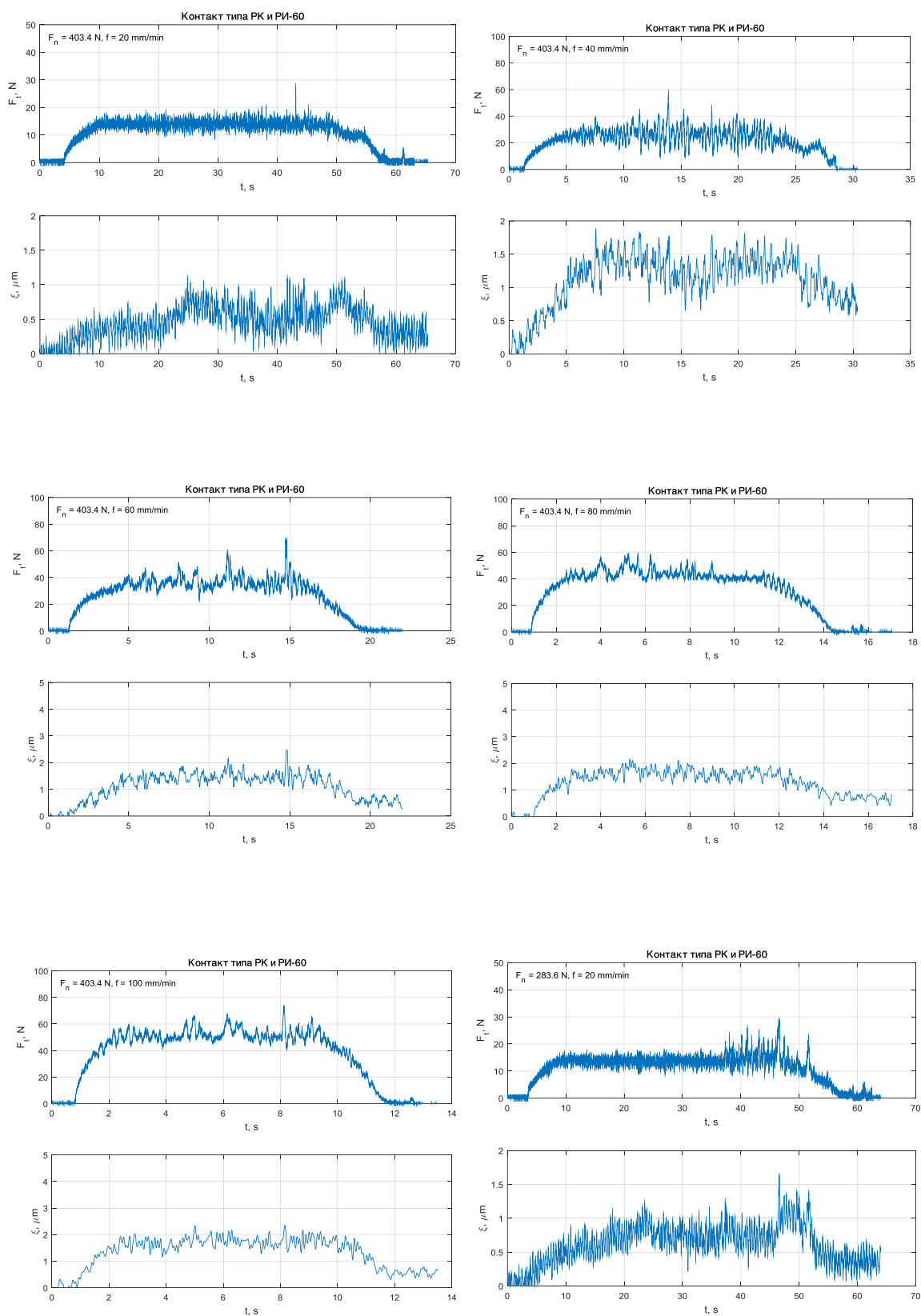
Слика А. 3 Дијаграми тангенцијалне силе и померања у зони контакта за контактни пар елемената типа РК и РИ-90 – наставак



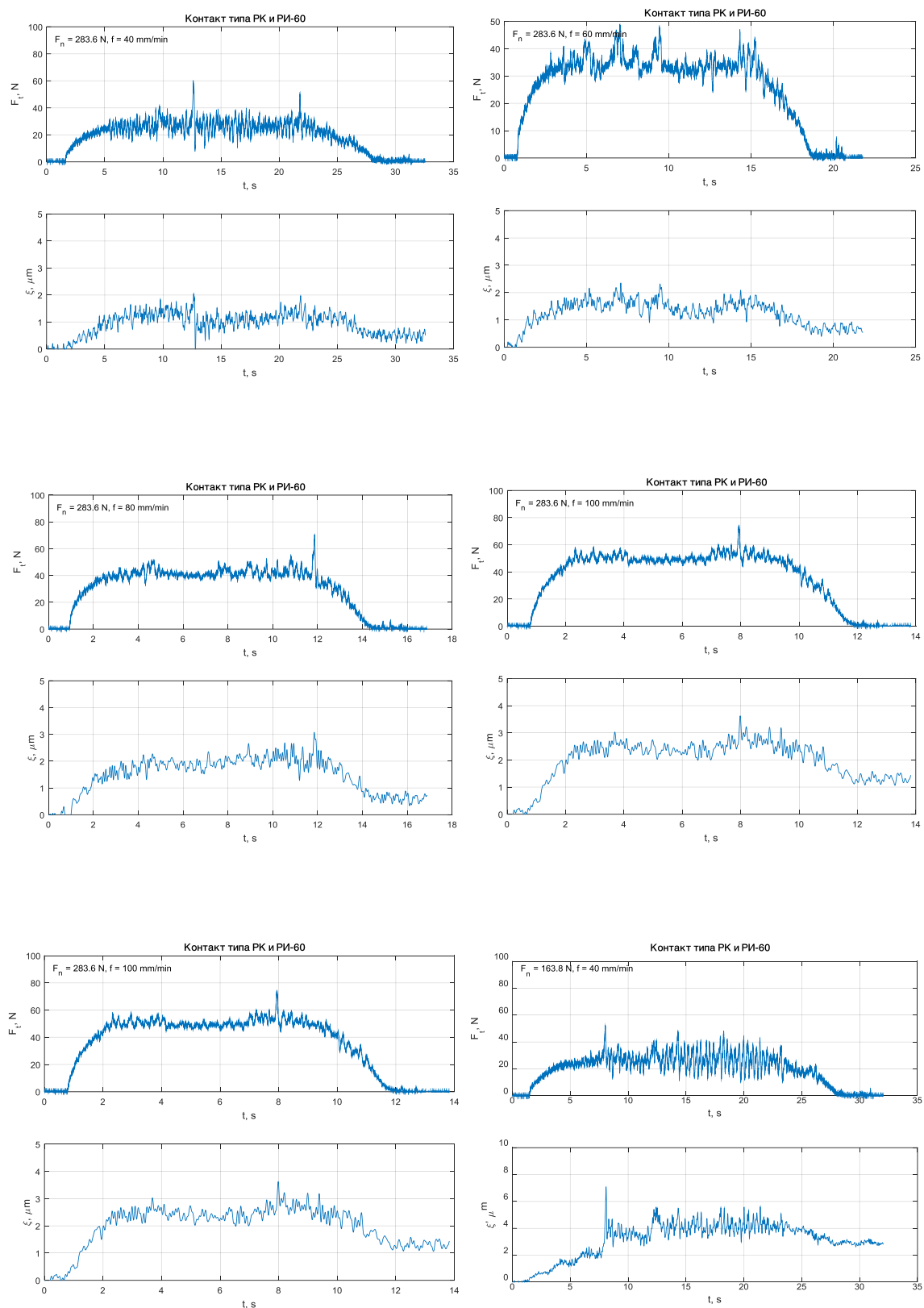
Слика А. 4 Дијаграми тангенцијалне силе и померања у зони контакта за контактни пар елемената типа РК и РИ-60



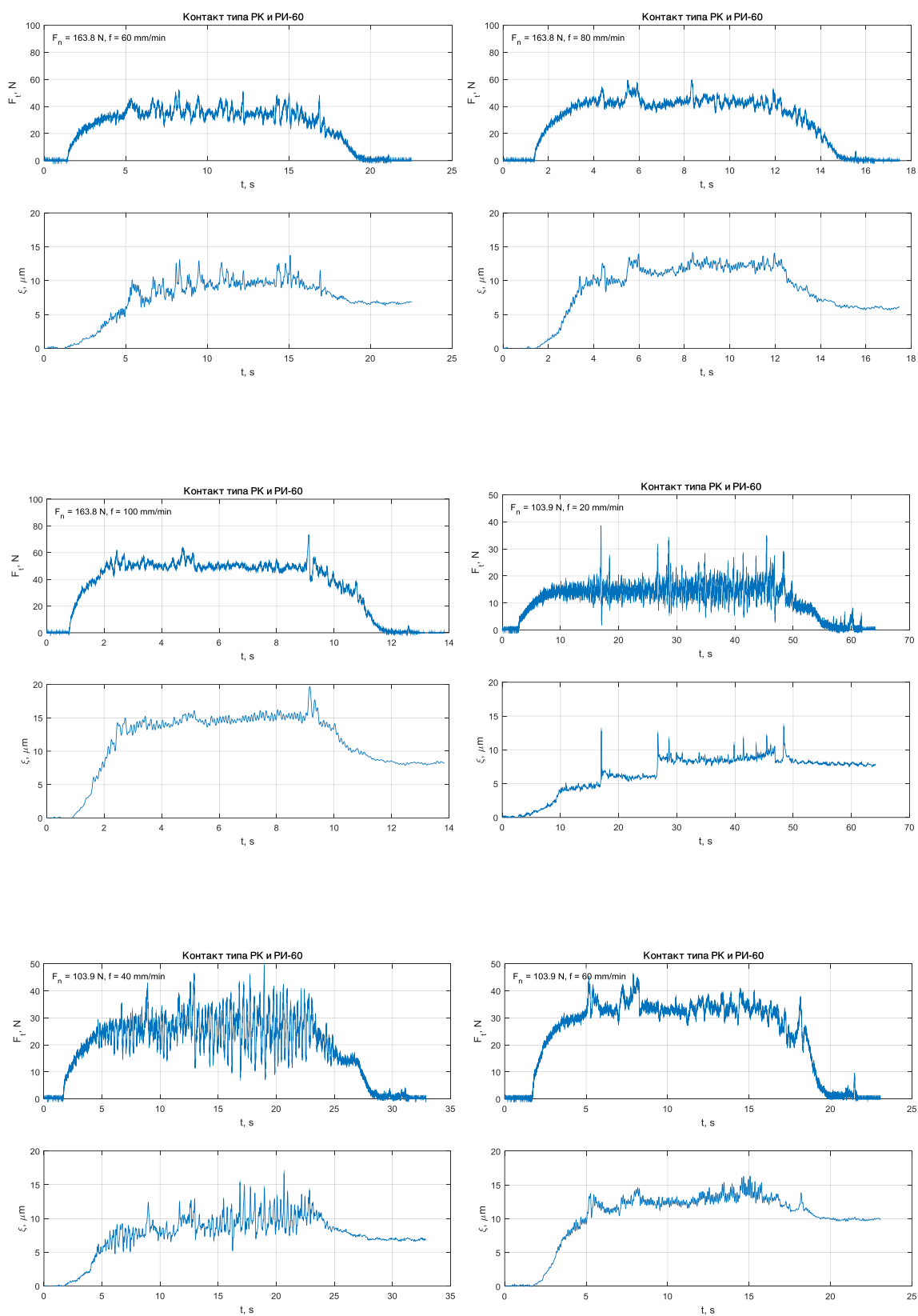
Слика А. 4 Дијаграми тангенцијалне силе и померања у зони контакта за контактни пар елемената типа РК и РИ-60 – наставак



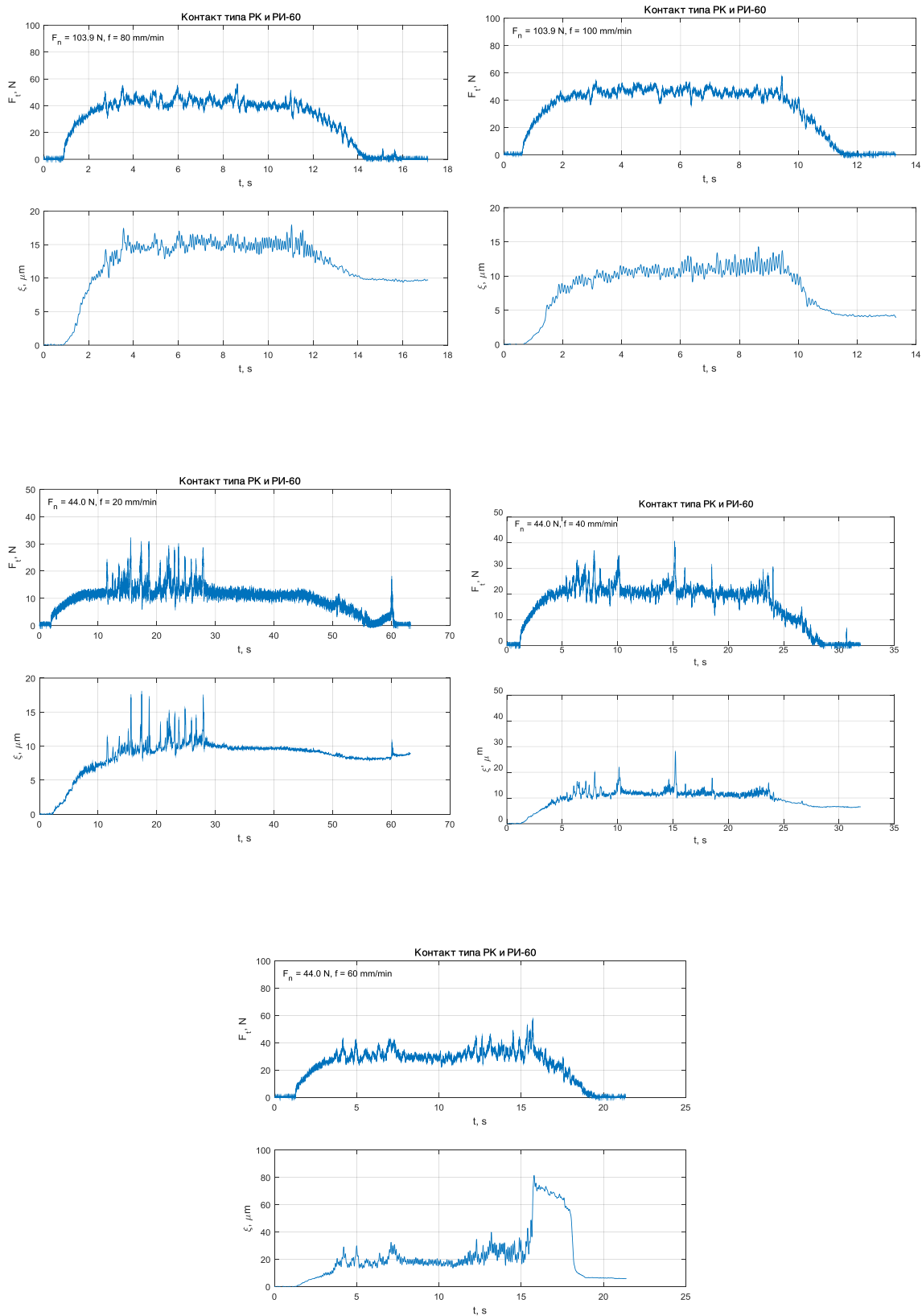
Слика А. 4 Дијаграми тангенцијалне силе и померања у зони контакта за контактни пар елемената типа РК и РИ-60 – наставак



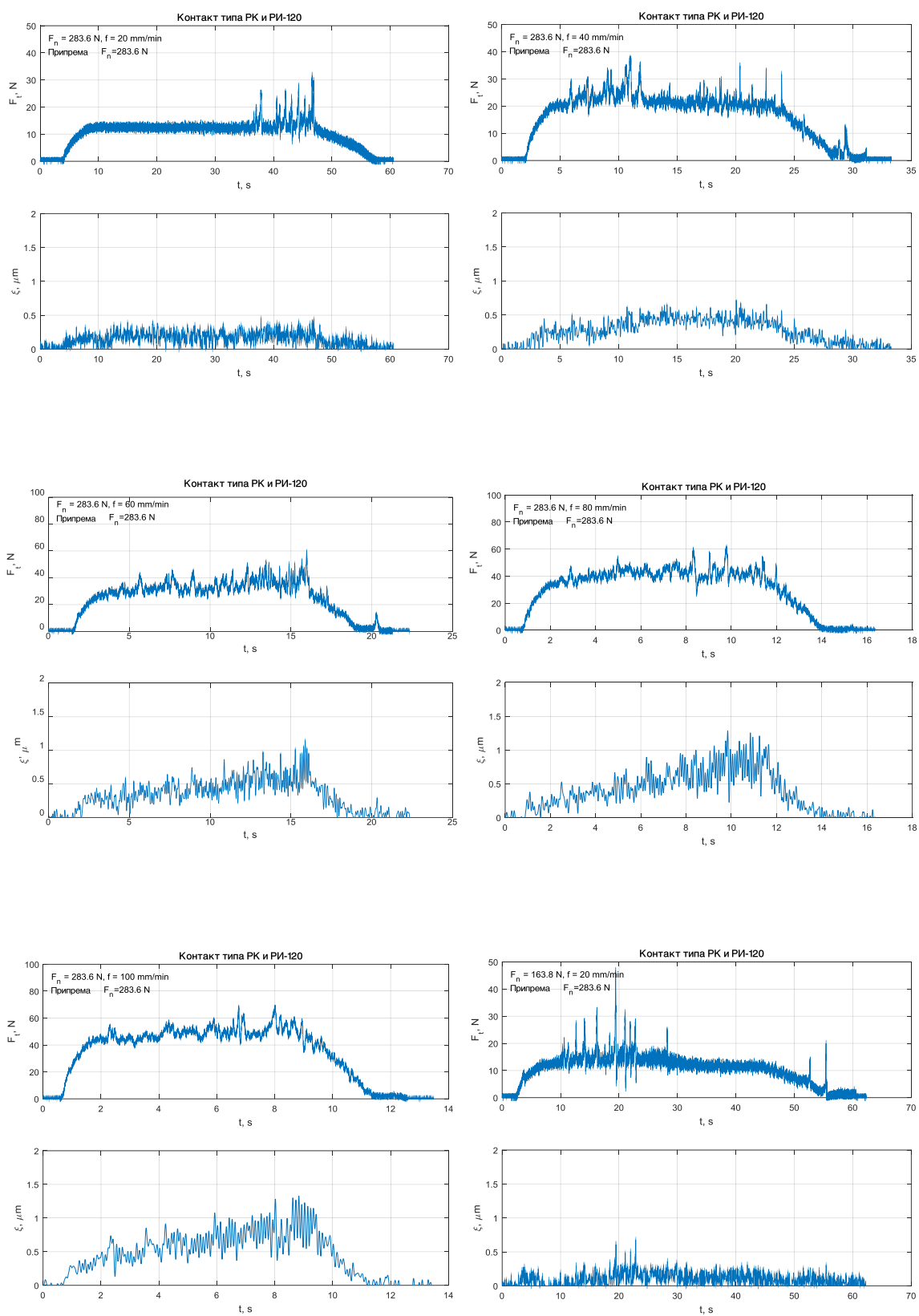
Слика А. 4 Дијаграми тангенцијалне силе и померања у зони контакта за контактни пар елемената типа РК и РИ-60 – наставак



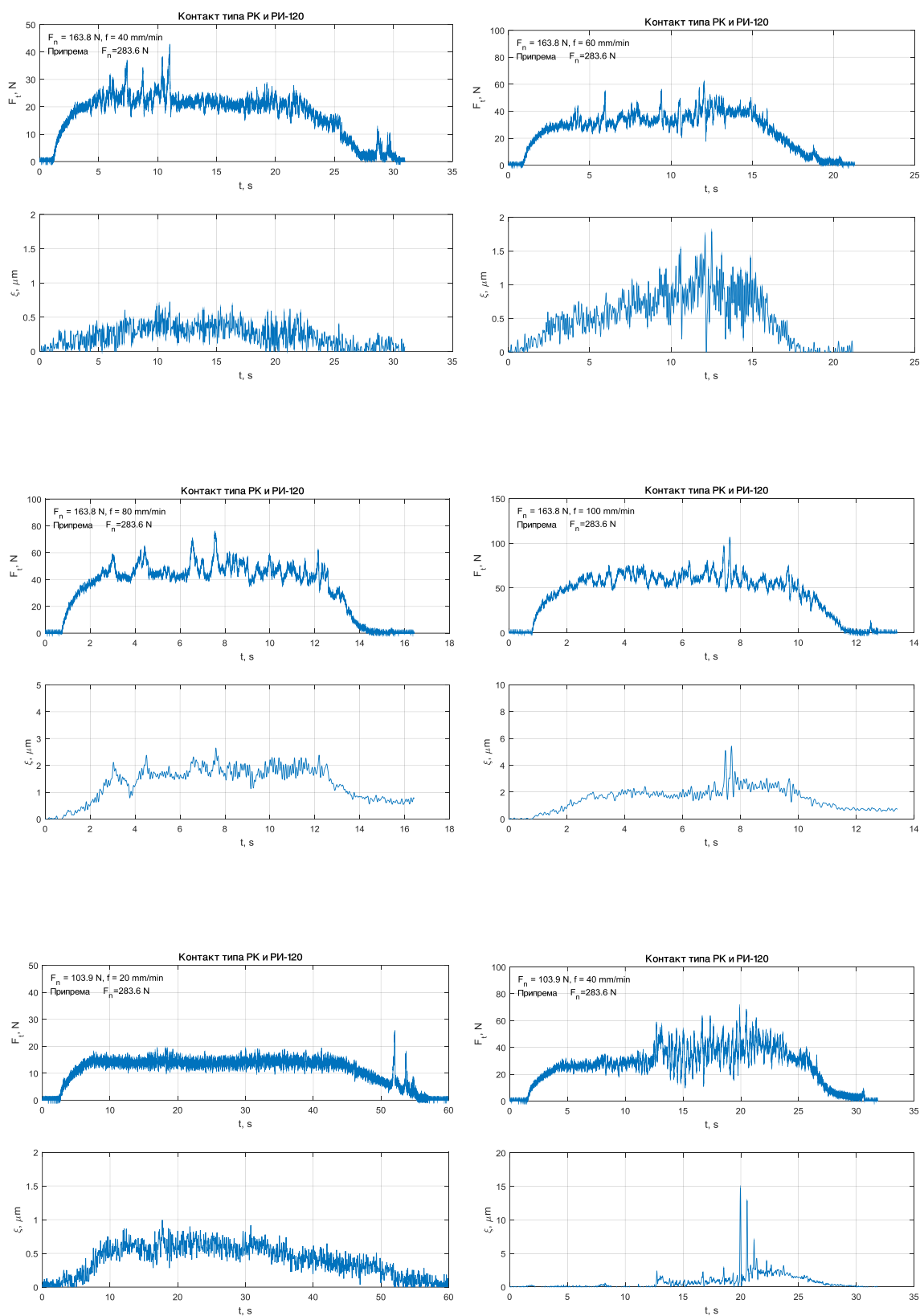
Слика А. 4 Дијаграми тангенцијалне силе и померања у зони контакта за контактни пар елемената типа РК и РИ-60 – наставак



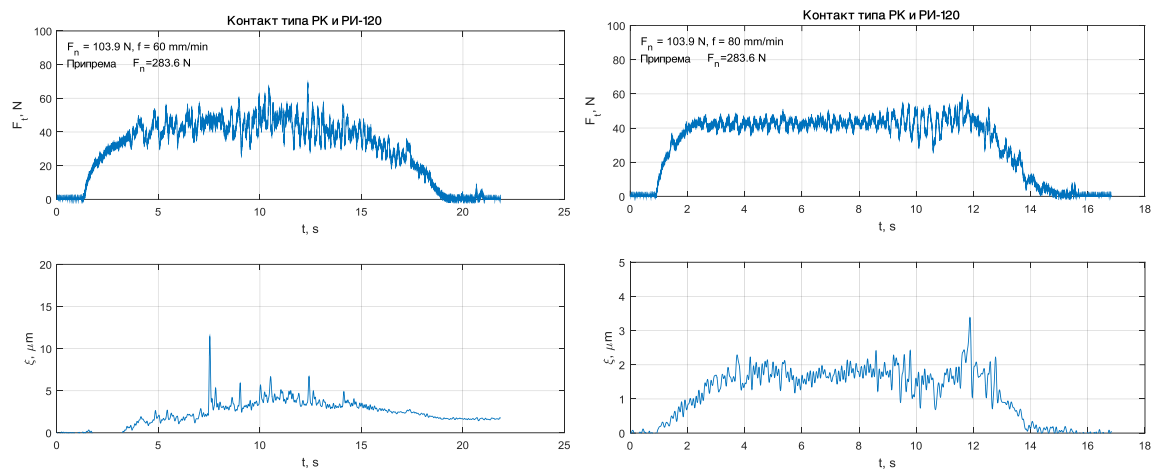
Слика А. 4 Дијаграми тангенцијалне силе и померања у зони контакта за контактни пар елемената типа РК и РИ-60 – наставак



Слика А. 5 Дијаграми тангенцијалне силе и померања у зони контакта за контактни пар елемената типа РК и РИ-120, δ_1



Слика А. 5 Дијаграми тангенцијалне силе и померања у зони контакта за контактни пар елемената типа РК и РИ-120, $\delta 1$ – наставак



Слика А. 5 Дијаграми тангенцијалне силе и померања у зони контакта за контактни пар елемената типа РК и РИ-120, $\delta 1$ – наставак

Додатак Б

Резултати мерења топографије контактних површина

У овом додатку су дати резултати мерења топографије контактних површина стезних елемената са равном површином (РК). Приказана је топографија контактних површина пре почетка експеримента, односно иницијалне површине у уздужном и попречном мерном правцу (слика 7.5 приказано као u и p респективно). Дата је и топографије контактних површина након претходне припреме контакта и спроведених експерименталних истраживања на претходно дефинисаним мерним местима m_1 , m_2 и m_3 (слика 7.5).

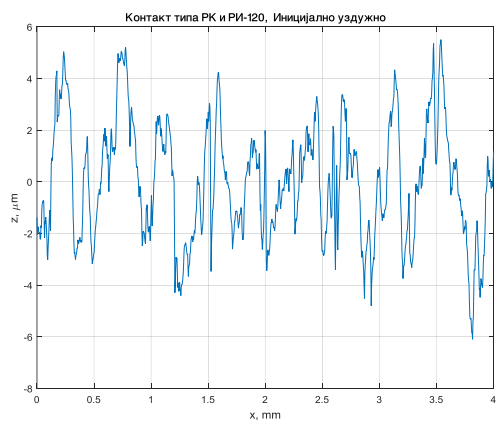
Разматране су топографије контактних површина за случајеве експерименталних испитивања код којих је урађена претходна припрема контакта.

Топографије контактних површина стезних елемената са равном површином РК приказан је на следећим сликама:

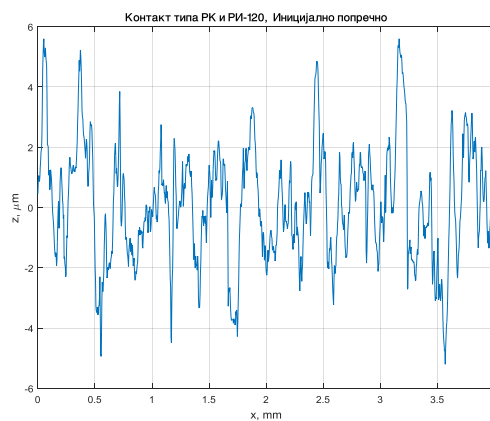
- Слика Б. 1 и Слика Б. 2 приказују иницијалне топографије и топографије после претходне припреме контактне површина са РИ-120, $\varphi = \pm 180^\circ$ при $F_n = 643,0 N$ (δ_2),
- Слика Б. 3 Слика Б. 4 приказују иницијалне топографије и топографије после претходне припреме контактне површина са РИ-90, $\varphi = \pm 180^\circ$ при $F_n = 643,0 N$,
- Слика Б. 5 Слика Б. 6 приказују иницијалне топографије и топографије после претходне припреме контактне површина са РИ-60, $\varphi = \pm 180^\circ$ при $F_n = 643,0 N$ и
- Слика Б. 7 Слика Б. 8 приказују иницијалне топографије и топографије после претходне припреме контактне површина са РИ-120, $\varphi = \pm 180^\circ$ при $F_n = 283,6 N$ (δ_1).

Детаљнија анализа параметара храпавости анализираних контактних површина, као и поређење топографија дат је у поглављу 7.4.

а)

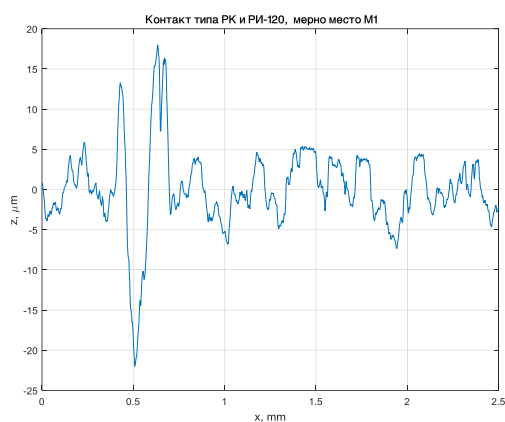


б)

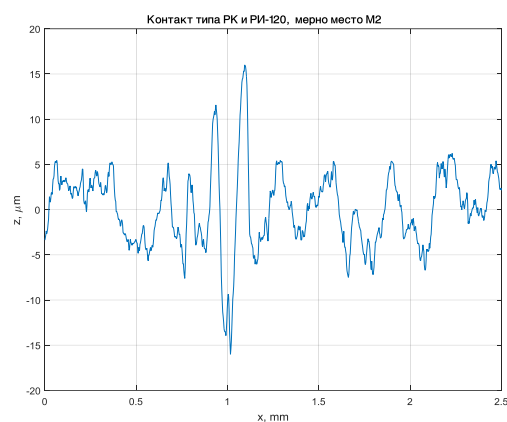


Слика Б. 1 Топографија иницијалне површине РК за експеримент контактнoг пара елемената типа РК и РИ-120 (δ_2), а) уздужно и б) попречно

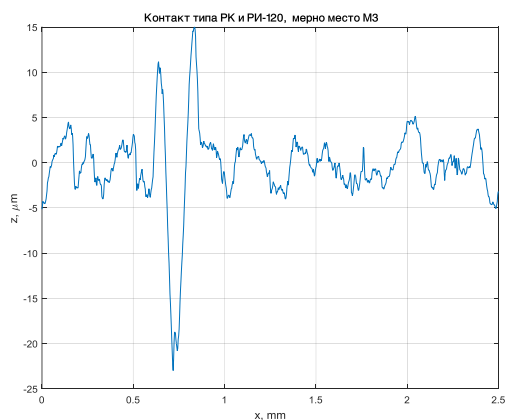
а)



б)

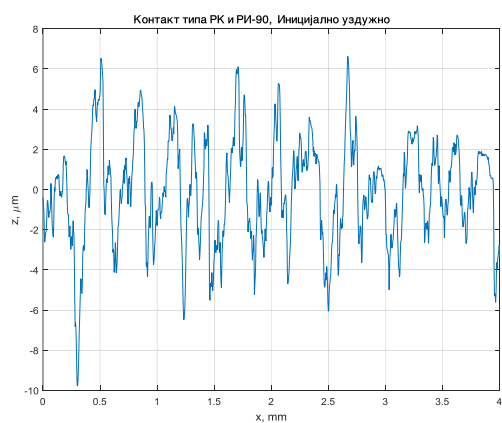


в)

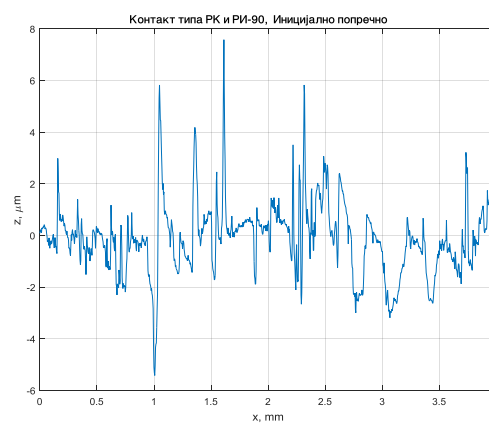


Слика Б. 2 Топографија РК, припрема контакта са РИ-120, $\varphi = \pm 180^\circ$ при $F_n = 643,0 \text{ N}$ (δ_2) за мерно место, а) m_1 , б) m_2 и в) m_3

а)

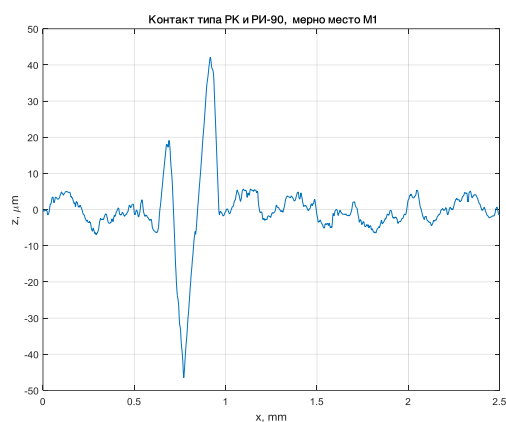


б)

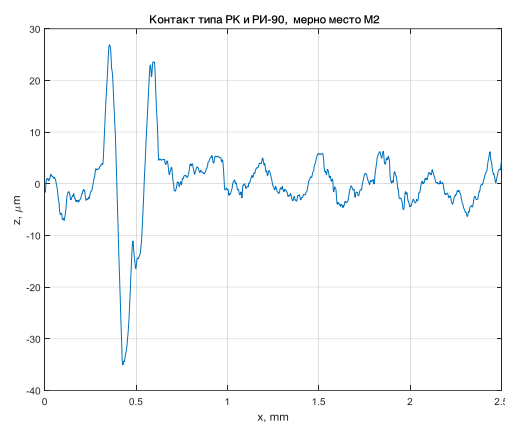


Слика Б. 3 Топографија иницијалне површине РК за експеримент контактнoг пара елемента типа РК и РИ-90, а) уздужно и б) попречно

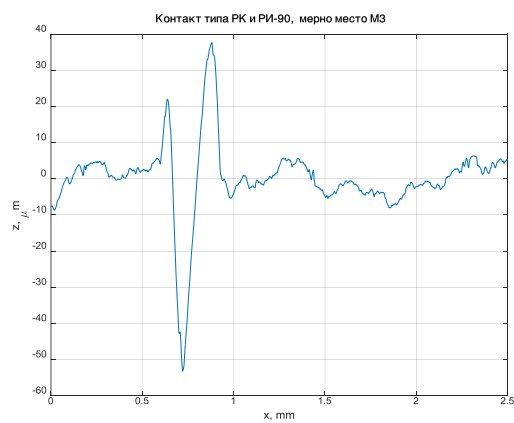
а)



б)

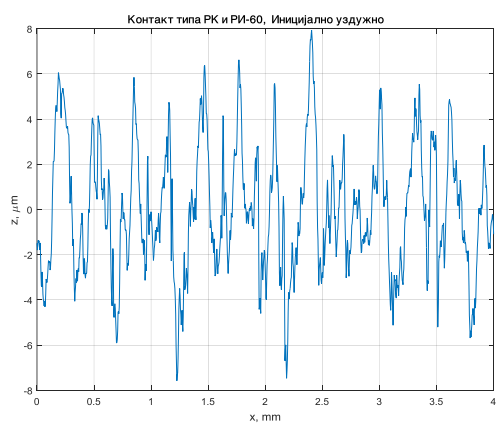


в)

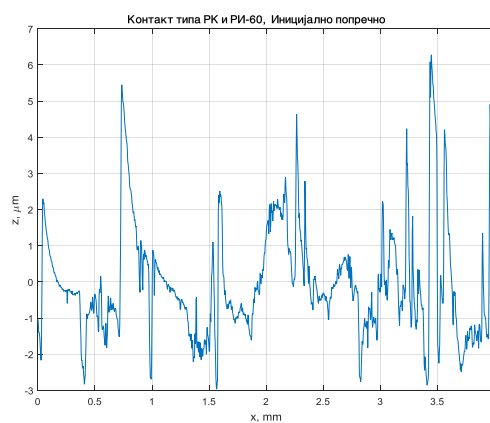


Слика Б. 4 Топографија РК, припрема контакта са РИ-90, $\varphi = \pm 180^\circ$ при $F_n = 643,0 \text{ N}$ за мерно место, а) m_1 , б) m_2 и в) m_3

а)

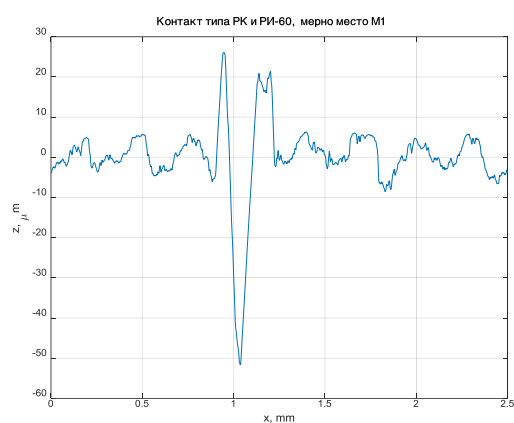


б)

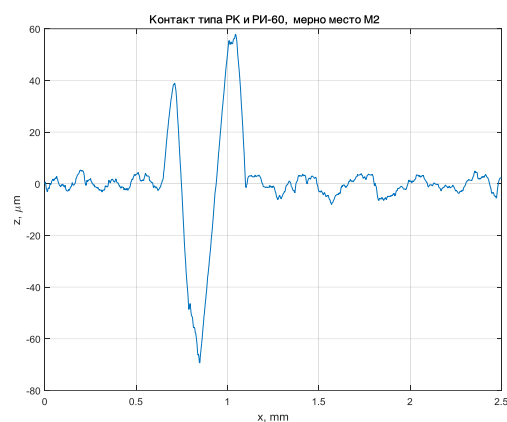


Слика Б. 5 Топографија иницијалне површине РК за експеримент контактнoг пара елемената типа РК и РИ-60, а) уздужно и б) попречно

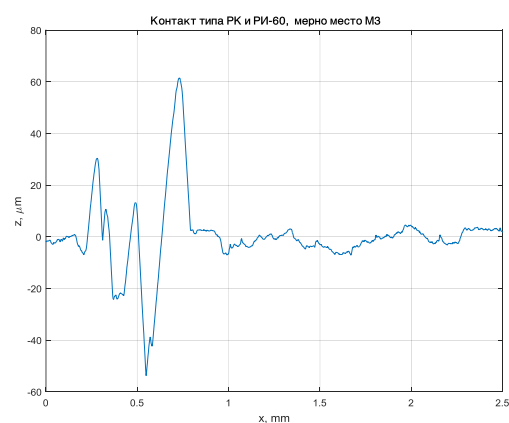
а)



б)

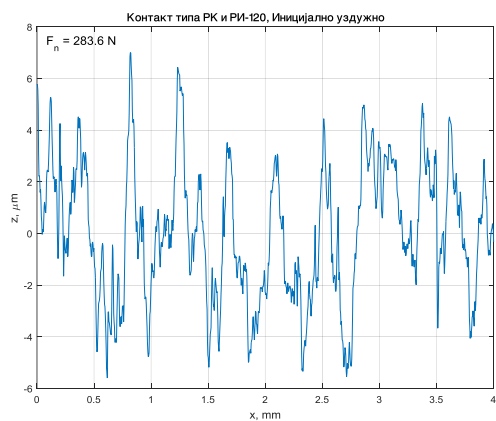


в)

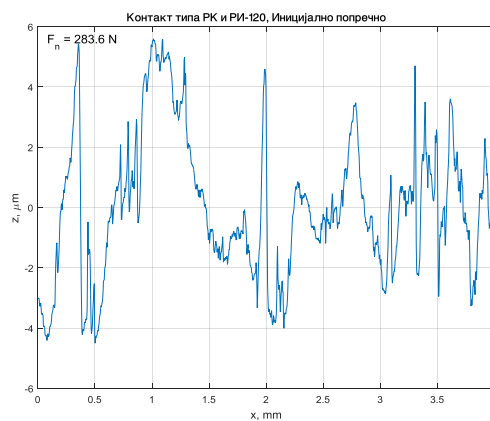


Слика Б. 6 Топографија РК, припрема контакта са РИ-60, $\varphi = \pm 180^\circ$ при $F_n = 643,0 \text{ N}$ за мерно место, а) m_1 , б) m_2 и в) m_3

а)

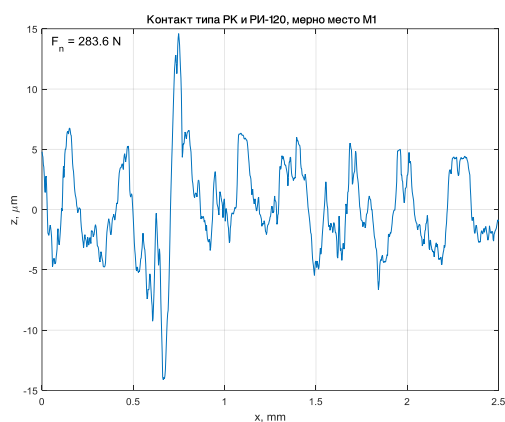


б)

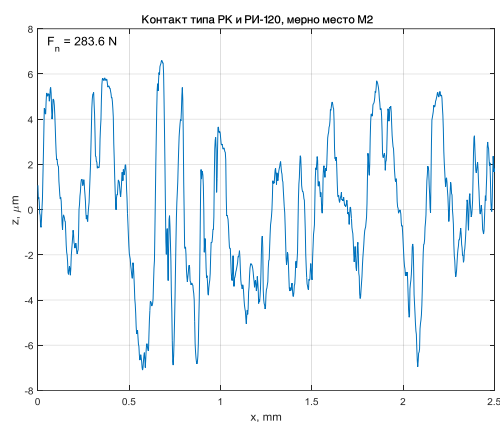


Слика Б. 7 Топографија иницијалне површине РК за експеримент контактнoг пара елемената типа РК и РИ-120 (δ_1), а) уздужно и б) попречно

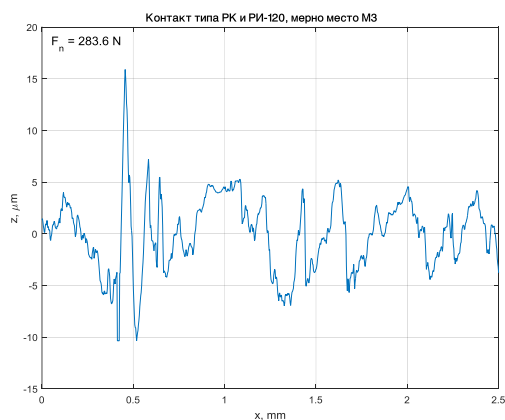
а)



б)



в)



Слика Б. 8 Топографија РК, припрема контакта са РИ-120, $\varphi = \pm 180^\circ$ при $F_n = 283,6 \text{ N}$ (δ_1) за мерно место, а) m_1 , б) m_2 и в) m_3