



UNIVERZITET U NOVOM SADU
FAKULTET TEHNIČKIH NAUKA



Cvijetin D. Mladenović

**DINAMIČKO PONAŠANJE OBRADNIH
SISTEMA ZA MIKROBRADU**

DOKTORSKA DISERTACIJA

Novi Sad, 2020.



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

КЉУЧНА ДОКУМЕНТАЦИЈСКА ИНФОРМАЦИЈА

Редни број, РБР:	
Идентификациони број, ИБР:	
Тип документације, ТД:	Монографска публикација
Тип записа, ТЗ:	Текстуални штампани материјал
Врста рада, ВР:	Докторска дисертација
Аутор, АУ:	Цвијетин Млађеновић, маг. инж. маш.
Ментор, МН:	Проф. др Милан Зељковић
Наслов рада, НР:	Динамичко понашање обрадних система за микрообраду
Језик публикације, ЈП:	Српски
Језик извода, ЈИ:	Српски/Енглески
Земља публикавања, ЗП:	Република Србија
Уже географско подручје, УГП:	АП Војводина
Година, ГО:	2020
Издавач, ИЗ:	Ауторски репринт
Место и адреса, МА:	Нови Сад, Трг Доситеја Обрадовића 6
Физички опис рада, ФО: (поглавља/страница/цитата/табела/слика/графика/прилога)	12/182/217/26/152/0/0
Научна област, НО:	Машинско инжењерство
Научна дисциплина, НД:	Производно инжењерство
Предметна одредница/Кључне речи, ПО:	Обрадни систем, микрообрада, динамичко понашање, самопобудне вибрације, карта стабилности, симулација процеса резања, микроалати,
УДК	621
Чува се, ЧУ:	Библиотека Факултета техничких наука
Важна напомена, ВН:	
Извод, ИЗ:	<p>Предмет истраживања приказаних у оквиру докторске дисертације су самопобудне вибрације при обради глодањем. На основу детаљне анализе законитости настанка самопобудних вибрација успостављена је одређена паралела између глодања и микроглодања, за случајеве када је дубина резања већа од радијуса резне ивице алата. За тако усвојене претпоставке, развијени су модели унапређене нумеричке симулације процеса глодања и микроглодања. Развијени модели су свестрано верификовани, с једне стране, у сегментима где постоје подаци у литератури; поређењем са резултатима других аутора, а са друге стране поређењем са сопственим експерименталним испитивањима. За експериментално дефинисање граничне дубине резања при глодању предложена је иновативна метода тангенти, а при микроглодању, имајући у виду расположиву мерну опрему, метода храпавости обрађене површине. Математички модели и експерименталне методе су верификовани при обради три карактеристичне врсте материјала и на два обрадна система при глодању, односно једном материјалу и једном обрадном систему при микроглодању. Резултати истраживања су презентовани кроз дванаест поглавља чији садржај се наводи у наставку.</p>



КЉУЧНА ДОКУМЕНТАЦИЈСКА ИНФОРМАЦИЈА

У *првом, уводном поглављу*, указано је на значај истраживања самопобудних вибрација при макро и микроглодању. Приказана је и актуелност истраживања анализом броја научних радова који се баве проблематиком самопобудних вибрација у периоду од последњих двадесет пет година.

Кроз *друго поглавље* детаљно су приказана досадашња истраживања самопобудних вибрација при макроглодању, док су у *трећем поглављу* приказана истраживања самопобудних вибрација при микроглодању. Извршена је анализа утицајних параметри на граничну дубину резања, која представља основни показатељ динамичке стабилности како макро, тако и микрообрадних система.

На основу сазнања приказаних у оквиру другог и трећег поглавља у *четвртом поглављу* су дефинисани циљеви и хипотезе истраживања.

Математичке методе за дефинисање карте стабилности обрадног система, приказане су у *петом поглављу*. Приказана су два математичка модела за дефинисање карте стабилности при макроглодању, модел средњег угла контакта алата у захвату и модел Фуријеових редова. Презентована је нумеричка симулација процеса обраде глодањем, намењена првенствено за симулацију сила резања. Полазећи од претходно приказане идеје у оквиру овог поглавља је развијена нова математичка метода предикције граничне дубине резања - унапређена нумеричка симулација процеса глодања.

У *оквиру шестог поглавља* приказане су експерименталне методе идентификације вибрација машина алатки, односно експериментално одређивање модалних параметара обрадних система као и методе детекције самопобудних вибрација при глодању. У циљу дефинисања граничне дубине резања, приказана је метода фреквентне анализе вибрација при глодању, као метода која се често користи у савременим експерименталним истраживањима. Међутим, и математичке и експерименталне методе анализе вибрација при глодању имају одређена ограничења. Полазећи од претходног, развијена је иновативна метода тангенти, базирана на раније коришћеној методи у оквиру Лабораторије за машине алатке Института за производно машинство ФТН у Новом Саду, и примени савремених мерних система. Поред тога, у овом поглављу је експериментално потврђен утицај самопобудних вибрација на квалитет обрађене површине и геометријску тачност обратка.

Методологија спрезања математички и експериментално дефинисаних функција фреквентног одзива елемената машине алатке приказана је у *седмом поглављу*. Презентоване су једначине спрезања померајних одзива математички дефинисаних функција фреквентног одзива алата и држача алата, базиране на Ојлеровој теорији греде, са експериментално дефинисаном функцијом фреквентног одзива склопа главног вретена машине алатке.

У оквиру *осмог поглавља* развијен је математички модел сила резања при микроглодању. Предложени модел сила резања, који узима у обзир силу трења између леђне површине алата и обрађене површине, имплементиран је у унапређену нумеричку симулацију глодања чиме је омогућена њена примена за дефинисање граничних дубина резања при микроглодању.



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

КЉУЧНА ДОКУМЕНТАЦИЈСКА ИНФОРМАЦИЈА

Верификација развијених нумеричких и експерименталних метода за испитивање вибрација при макроглодању је приказана у *деветом поглављу*. Спроведен је низ експерименталних испитивања, при којима су одређиване граничне дубине глодања при обради три различита материјала обратка (*Al7075, 42CrMo4 i Ti-6Al-4V*) на два обрадна система. На основу ових испитивања извршена је верификација унапређене нумеричке симулације глодања и иновативне методе тангенти.

У *десетом поглављу* приказана је верификација метода анализе самопобудних вибрација при микроглодању. Применом методологије спрезања померајних одзива, дефинисани су модални параметри обрадног система за микрообраду, потребни за дефинисање граничних дубина резања, тј. карте стабилности, унапређеном нумеричком симулацијом микроглодања. Карта стабилности дефинисана развијеном унапређеном нумеричком симулацијом, верификована је експериментално и поређењем са литературним изворима.

У *једанаестом поглављу* дата су закључна разматрања, критички осврт на остварене резултате, и правци будућих истраживања.

Дванаесто поглавље приказује преглед коришћене литературе, коју чини 218 референци већим делом цитиране у самом раду, а у засебном поглављу дати су прилози.

Датум прихватања теме, ДП:			
Датум одбране, ДО:			
Чланови комисије, КО:	Председник:	Др Слободан Табаковић, редовни професор	
	Члан:	Др Љубодраг Тановић, редовни професор	
	Члан:	Др Саша Живановић, ванредни професор	Потпис ментора
	Члан:	Др Александар Живковић, ванредни професор	
	Члан, ментор:	Др Милан Зељковић, редовни професор	



KEY WORDS DOCUMENTATION

Accession number, ANO :	
Identification number, INO :	
Document type, DT :	Monographic publication
Type of record, TR :	Textual material, printed
Contents code, CC :	Doctoral dissertation
Author, AU :	Msc Cvijetin Mladenović, M.E.
Mentor, MN :	Professor dr Milan Zeljković
Title, TI :	Dynamic behavior of micromachining systems
Language of text, LT :	Serbian
Language of abstract, LA :	Serbian/English
Country of publication, CP :	Republic of Serbia
Locality of publication, LP :	AP Vojvodina
Publication year, PY :	2020
Publisher, PB :	Author's reprint
Publication place, PP :	Novi Sad, Trg Dositeja Obradovića 6
Physical description, PD : <small>(chapters/pages/ref./tables/pictures/graphs/appendixes)</small>	12/182/217/26/152/0/0
Scientific field, SF :	Mechanical Engineering
Scientific discipline, SD :	Production Engineering
Subject/Key words, S/KW :	Machining system, micromachining, dynamic behavior, self-excited vibrations, stability lobe diagram, cutting process simulation, microtools
UC	621
Holding data, HD :	The Library of the Faculty of Technical Sciences
Note, N :	
Abstract, AB :	<p>The subject of research presented in the doctoral dissertation are self-excited vibrations in milling. Based on a detailed analysis of the self-excited vibrations occurrence, a certain parallel has been established between macro and micromilling, for cases when the depth of cut is greater than the cutting edge radius of the tool. For such adopted assumptions, models of advanced numerical simulation of macro and micromilling processes were developed. The developed models were comprehensively verified, on the one hand, by comparison with the results of other authors, and on the other hand by comparison with own experimental results. An innovative tangent method has been proposed for the experimental definition of the cutting depth limit in milling, and the method of machined surface roughness has been proposed for micromilling, having in mind the available measuring equipment. Mathematical models and experimental methods were verified by machining three characteristic types of materials on two machining systems in macromilling, and one material on one machining system in micromilling. The results of the research are presented through twelve chapters, the content of which is listed below.</p>



KEY WORDS DOCUMENTATION

In the *first, introductory chapter*, the importance of the research of self - excited vibrations in macro and micromilling is pointed out. The topicality of the research is also presented by analyzing the number of scientific papers dealing with the issue of self - excited vibrations in the period of the last twenty - five years.

The *second chapter* presents in detail the previous research on self-excited vibrations during macromilling, while the *third chapter* presents research on self-excited vibrations during micromilling. An analysis of the influential parameters on the cutting depth limit was performed, which is a basic indicator of the dynamic stability of both macro and micromachining systems.

Based on the findings presented in the *second and third chapters*, the *fourth chapter* defines the goals and hypotheses of the research.

Mathematical methods for defining the stability lobe diagram of the machining system are presented in the *fifth chapter*. Two mathematical models for defining the stability lobe diagram for macromachining are presented, the model of the tool's mean contact angle and the model of Fourier series. Numerical simulation of the milling process is presented, intended primarily for the simulation of cutting forces. Starting from the previously presented idea, a new mathematical method for predicting the cutting depth limit has been developed within this chapter - an improved numerical simulation of the milling process.

In the *sixth chapter*, experimental methods of machine tools vibration identification are presented, ie experimental determination of machining systems modal parameters as well as methods of self - excited vibrations detection during milling. In order to define the cutting depth limit, the method of vibrations frequency analysis during milling is presented, as a method that is often used in modern experimental research. However, both mathematical and experimental methods of milling vibration analysis have certain limitations. Starting from the previous one, an innovative tangent method was developed, based on the previously developed method, used within the Laboratory for Machine Tools, Institute of Production Engineering Faculty of Technical Sciences in Novi Sad, and the application of modern measuring systems. In addition, in this chapter, the influence of self - excited vibrations on the machined surface quality and the geometric accuracy of the workpiece is experimentally confirmed.

The methodology of machine tool elements mathematically and experimentally defined frequency response functions coupling is presented in the *seventh chapter*. The displacement responses coupling equations of mathematically defined tools and tool holders FRF's (based on Euler 's beam theory) with the experimentally defined FRF of the machine tool main spindle assembly are presented.

Within the *eighth chapter*, a mathematical model of cutting forces in micromilling was developed. The proposed cutting forces model, which takes into account the friction force between the relieve tool surface and the machined surface, is implemented in an advanced numerical micromilling simulation, which enables its application to define cutting depth limit in micromilling.



KEY WORDS DOCUMENTATION

Verification of the developed numerical and experimental methods for vibrations analysis during macromachining is presented in the *ninth chapter*. A series of experimental tests were performed, during which the cutting depth limits were determined during the milling of three different workpiece materials (*Al7075*, *42CrMo4* and *Ti-6Al-4V*) on two machining systems.

In the *tenth chapter*, the verification of the methods of analysis of self-excited vibrations during micromilling is presented. Using the methodology of coupling displacement responses, the modal parameters of the machining system for micromachining are defined, needed to define the cutting depth limits, ie. stability lobe diagram, by advanced numerical micromilling simulation. The stability lobe diagram, defined by the developed advanced numerical simulation, was verified experimentally and by comparison with literature sources.

The *eleventh chapter* provides concluding remarks, a critical review of the achieved results, and directions for future research.

The *twelfth chapter* presents an overview of the used literature, which consists of 218 references, mostly cited in the paper itself.

Accepted by the Scientific Board on, **ASB**:

Defended on, **DE**:

Defended Board, **DB**

President: Dr Slobodan Tabaković, Full Professor

Member: Dr Ljubodrag Tanović, Full Professor

Member: Dr Saša Živanović, Associate Professor

Member: Dr Aleksandar Živković, Associate Professor

Member,
mentor: Dr Milan Zeljković, Full Professor

Mentor's sign

Ovaj rad je rezultat mog višegodišnjeg naučno-istraživačkog i stručnog rada u oblasti ispitivanja i analize vibracija u mašinama alatkama. Tokom celog tog perioda sproveden je značajan broj eksperimentalnih ispitivanja vibracija na raznim tipovima mašina alatki, a kao rezultat tih ispitivanja proizašao je veći broj radova saopštenih na domaćim i inostranim konferencijama, savetovanjima, simpozijumima, i publikovanih u odgovarajućim časopisima.

Rad takođe predstavlja deo rezultata istraživanja na projektu "Savremeni prilazi u razvoju specijalnih rešenja uležištenja u mašinstvu i medicinskoj protetici" broj TR 35025, podržanom od strane Ministarstva prosvete, nauke i tehnološkog razvoja Republike Srbije.

Veoma značajnu stručnu i moralnu podršku i podsticaj, tokom svih ovih godina usavršavanja imao sam od mentora prof. dr Milana Zeljkovića, na čemu sam mu beskrajno zahvalan, i bez čije svesrdne pomoći i upornosti ovaj rad nikada ne bi ugledao svetlost dana.

Zahvaljujem se i svim kolegama, članovima i saradnicima Laboratorije za mašine alatke, fleksibilne tehnološke sisteme i automatizaciju postupaka projektovanja, na podršci tokom izrade rada. Posebnu zahvalnost dugujem kolegama doc. dr Aleksandru Košarcu sa Mašinskog fakulteta u Istočnom Sarajevu, kolegi i kumu Milošu Kneževu, master inž. maš., prof. dr Aleksandru Živkoviću i prof. dr Vojinu Iliću na pomoći, savetima i moralnoj podršci tokom eksperimentalnih istraživanja.

Takođe, zahvaljujem se članovima komisije za ocenu i odbranu doktorske disertacije prof. dr Ljubodragu Tanoviću, prof. dr Saši Živanoviću i prof. dr Slobodanu Tabakoviću na brznoj recenziji i ključnim savetima pri izradi ovog rada.

I na kraju, ali ne na poslednjem mestu, želim da se zahvalim supruzi Ivani, roditeljima, Draganu i Mileni, i bratu Mladenu na ukazanoj podršci, ličnom odricanju i razumevanju za mene i moj rad tokom svih ovih godina.

Novi Sad, 2020.

Cvijetin Mladenović

SADRŽAJ

1. UVOD	1
2. PRIKAZ DOSADAŠNJIH ISTRAŽIVANJA DINAMIČKOG PONAŠANJA OBRADNIH SISTEMA.....	5
2.1 Uvodna razmatranja.....	5
2.2 Karte stabilnosti procesa rezanja	9
2.2.1 Definisane karte stabilnosti matematičkim modelovanjem dinamičkog ponašanja obradnog sistema	10
2.2.1.1 Određivanje specifičnog otpora rezanja u cilju definisanja karte stabilnosti.....	11
2.2.1.2 Određivanje dinamičkih karakteristika obradnog sistema	13
2.2.1.3 Uticaj prigušenja procesa rezanja na kartu stabilnosti.....	18
2.2.2 Definisane karte stabilnosti eksperimentalnim ispitivanjem obradnog sistema	21
2.3 Strategije za obezbeđivanje stabilnog procesa obrade.....	26
2.3.1 Pasivne strategije za obezbeđivanje stabilnog procesa obrade	26
2.3.2 Aktivne strategije za obezbeđivanje stabilnog procesa obrade	28
3. PRIKAZ DOSADAŠNJIH ISTRAŽIVANJA DINAMIČKOG PONAŠANJA MIKROOBRADNIH SISTEMA	30
3.1 Uvodna razmatranja.....	30
3.2 Efekti minijaturizacije zahvata mikroglodanja	34
3.2.1 Efekat minimalne debljine strugotine i uticaj radijusa rezne ivice alata..	34
3.2.2 Sile pri mikroglodanju.....	37
3.2.3 Samopobudne vibracije pri mikroglodanju	42
4. DEFINISANJE CILJA I HIPOTEZA ISTRAŽIVANJA	46
4.1 Ciljevi istraživanja	46
4.2 Hipoteze istraživanja.....	47
5. MATEMATIČKE METODE DEFINISANJA KARTE STABILNOSTI OBRADNIH SISTEMA.....	49
5.1 Matematički modeli za definisanje karte stabilnosti.....	49
5.1.1 Model srednjeg ugla kontakta alata u zahvatu	49
5.1.2 Model Furijeovih redova.....	52
5.2 Numerička simulacija procesa glodanja.....	59

5.3 Unapređena numerička simulacija glodanja	66
5.3.1 Obezbeđivanje kontinualnog povećanja dubine rezanja.....	67
5.3.2 Određivanje granične dubine rezanja.....	69
6. EKSPERIMENTALNE METODE IDENTIFIKACIJE VIBRACIJA MAŠINA ALATKI I NJIHOVIH ELEMENATA	71
6.1 Eksperimentalno određivanje funkcije frekventnog odziva i modalnih parametara sistema	71
6.2 Metode detekcije samopobudnih vibracija pri obradi glodanjem.....	74
6.2.1 Frekventna karakteristika signala samopobudnih vibracija	77
6.2.2 Određivanje granične dubine rezanja praćenjem vibracija alata ili obratka – inovativna metoda tangenti.....	82
6.2.3 Uticaj samopobudnih vibracija pri obradi glodanjem na kvalitet obrađene površine.....	85
7. SPREZANJE FUNKCIJA FREKVENTNIH ODZIVA MAŠINA ALATKI I NJIHOVIH ELEMENATA.....	87
7.1. Sprezanje funkcija frekventnog odziva elemenata sklopa glavnog vretena ..	88
7.1.1 Pomerajni odziv „slobodno“ oslonjene grede.....	90
7.1.2 Sprezanje pomerajnih odziva slobodno oslonjenih greda.....	94
7.1.3 Pomerajni odziv podsklopa glavno vreteno – držač alata	98
8. SAMOPOBUDNE VIBRACIJE PRI MIKROGLODANJU	102
8.1 Uvodna razmatranja	102
8.2 Modelovanje sila pri mikroglodanju	103
8.3 Unapređena numerička simulacija mikroglodanja.....	106
9. VERIFIKACIJA RAZVIJENIH NUMERIČKIH I EKSPERIMENTALNIH METODA ZA ISPITIVANJE VIBRACIJA PRI MAKROGLODANJU.....	110
9.1 Uvodna razmatranja	110
9.2 Eksperimentalna modalna analiza i određivanje modalnih parametara obradnog centra EMCO ConceptMill 450	111
9.3 Eksperimentalna verifikacija metode sprezanja funkcija frekventnog odziva	117
9.3.1 Sprezanje eksperimentalno određenih i matematički modelovanih pomerajnih odziva elemenata sklopa glavnog vretena	117
9.3.2 Eksperimentalna verifikacija sprezanja pomerajnih odziva elemenata sklopa glavnog vretena.....	120
9.4 Verifikacija numeričkih modela za definisanje karte stabilnosti obradnih sistema	122
9.4.1 Definisanje karte stabilnosti obradnog centra matematičkim modelom Furijevih redova.....	122
9.4.2 Definisanje karte stabilnosti unapređenom numeričkom simulacijom...	124

9.5	Verifikacija eksperimentalnih metoda za definisanje karte stabilnosti obradnih sistema.....	127
9.5.1	<i>Eksperimentalno definisanje karte stabilnosti metodom analize frekventne karakteristike signala vibracija</i>	<i>128</i>
9.5.2	<i>Eksperimentalno definisanje karte stabilnosti inovativnom metodom tangenti.....</i>	<i>131</i>
9.5.3	<i>Uporedna analiza metoda za definisanje karte stabilnosti obradnih sistema</i>	<i>134</i>
9.5.4	<i>Ispitivanje uticaja samopobudnih vibracija na kvalitet obrađene površine.....</i>	<i>136</i>
9.6	Analiza samopobudnih vibracija pri glodanju konstrukcionog čelika	141
9.7	Analiza samopobudnih vibracija pri obradi teškoobradljivih materijala ...	146
9.7.1	<i>Definisanje karte stabilnosti obradnog sistema metodom Furijeovih redova</i>	<i>146</i>
9.7.2	<i>Definisanje karte stabilnosti obradnog sistema unapređenom numeričkom simulacijom glodanja.....</i>	<i>146</i>
10.	EKSPERIMENTALNA VERIFIKACIJA METODA ANALIZE VIBRACIJA PRI MIKROGLODANJU	152
10.1	Uvodna razmatranja	152
10.2	Određivanje modalnih parametara obradnog sistema za mikroobradu	152
10.3	Definisanje karte stabilnosti obradnog sistema za mikrogodanje unapređenom numeričkom simulacijom obrade.....	158
10.4	Eksperimentalna verifikacija karte stabilnosti definisane numeričkom simulacijom procesa mikrogodanja.....	163
10.5	Verifikacija unapređene numeričke simulacije procesa mikrogodanja na osnovu literaturnih podataka	167
11.	ZAVRŠNA RAZMATRANJA	169
11.1	Sumiranje rezultata istraživanja	169
11.2	Pravci budućih istraživanja.....	173
12.	LITERATURA	174
	PRILOZI	187

SADRŽAJ SLIKA

Slika 1.1 Broj publikacija koje se bave temom samopobudnih vibracija pri glodanju u periodu od 1995. do 2019. godine [215].....	2
Slika 2.1 Faktori koji utiču na dinamičko ponašanje sistema MAPO [35].....	5
Slika 2.2 Slobodne prigušene vibracije	6
Slika 2.3 Model samopobudnih vibracija nastalih usled sprezanja položaja [200]	8
Slika 2.4 Regeneracija talasastosti površine obratka na modelu glodanja sa dva stepena slobode [176]	8
Slika 2.5 Uticaj fazne razlike talasastosti obrađene površine (ϵ) na promenu debljine strugotine [50].....	9
Slika 2.6 Karta stabilnosti	9
Slika 2.7 Poređenje matematičkih metoda za definisanje karte stabilnosti sa eksperimentalnim rezultatima [59].....	11
Slika 2.8 Ispitivanje sinusnom pobudom [210].....	14
Slika 2.9 Ispitivanje impulsnom pobudom.....	14
Slika 2.10 a) Promena sopstvene frekvencije pri tankozidnoj obradi; b) 3D karta stabilnosti pri tankozidnoj obradi [168].....	16
Slika 2.11 a) Uticaj prigušenja procesa na kartu stabilnosti; b) kontakt između leđne površine alata i obrađene površine [30].....	18
Slika 2.12 Antivibracioni leđni ugao alata α_1 [102].....	20
Slika 2.13 a) Uticaj pojasa habanja na prigušenje procesa rezanja; b) poređenje karata stabilnosti za slučaj obrade novim i pohabanim alatom [12]	20
Slika 2.14 Načini stezanja obratka pri ispitivanju dinamičkog ponašanja strugova po Koenigsberger-u i Tlusty-ju [81]	22
Slika 2.15 Dimenzije i načini stezanja obratka pri ispitivanju dinamičkog ponašanja strugova po Kudinovu [95].....	22
Slika 2.16 Amplituda zvuka za različite režime rezanja [134]	23
Slika 2.17 Karta stabilnosti definisana metodom zvučnog mapiranja	24
Slika 2.18 Pasivne strategije za obezbeđivanje stabilnog procesa obrade [32].....	26
Slika 2.19 a) Standardno glodalo; b) Glodalo sa promenljivim korakom; c) Glodalo sa promenljivim uglom zavojnice [133]	27
Slika 2.20 a) Konstantni broj obrtaj alata; b) Trouglasto VBO; c) Sinusoidno VBO [133]	28
Slika 3.1 Razvoj računara od 1946. do 2020. godine.....	30

Slika 3.2 Primeri delova i sklopova izrađenih mezo/mikro tehnologijama; a) hirurški implanti, b) visokobrzinsko pneumatsko vreteno, c) kamera mobilnog telefona, d) mikrorobot	31
Slika 3.3 Površina sa teksturom nalik na ajkulinu krljušt [44].....	31
Slika 3.4 Postupci mikrorezanja; a) mikrostruganje, b) mikrogodanje [44]	32
Slika 3.5 Elasto-plastično ponašanje materijala pri mikrorezanju [44]	34
Slika 3.6 Mehanizmi smicanja i grebanja materijala u jednom prolazu alata	35
Slika 3.7 Efekti minimalne debljine strugotine na kvalitet obrađene površine [199]	35
Slika 3.8 Normalizovana minimalna debljina strugotine pri mikrogodanju a) aluminijuma AL6082-T6; b) čelika C18 i C40 [104]	36
Slika 3.9 Eksperimentalno određene i matematički modelovane sile za slučaj obrade a) perlita i b) ferita [71, 72].....	38
Slika 3.10 Uticaj pomaka po zubu i brzine rezanja na specifični otpor rezanja bakra pri mikrogodanju [52]	41
Slika 3.11 Zone dominantnih mehanizama nastajanja strugotine pri mikrogodanju aluminijuma Al6160 [109]	41
Slika 3.12 Nelinearnost specifičnog otpora i rezultujuće sile rezanja u zavisnosti od debljine nedeformisane strugotine [204]	42
Slika 3.13 Karte stabilnosti za različite grudne uglove, pomake po zubu i radijuse rezne ivice alata [6]	43
Slika 3.14 Karte stabilnosti za različite temperature predgrevanja obratka, pomake po zubu i radijuse rezne ivice [6].....	43
Slika 3.15 Površina “zagrebanog” materijala ispod vrha alata [137].....	44
Slika 3.16 Karta stabilnosti sa prigušenjem procesa i eksperimentalni rezultati [137].....	45
Slika 4.1 Uticajni parametri na graničnu dubinu rezanja pri makrogodanju	46
Slika 4.2 Uticajni parametri na graničnu dubinu rezanja pri mikrogodanju	47
Slika 5.1 Geometrija procesa glodanja.....	50
Slika 5.2 Karta stabilnosti definisana modelom srednjeg ugla kontakta.....	52
Slika 5.3 Dinamički model obrade vretenastim glodalom sa dva stepena slobode [10].....	53
Slika 5.4 Karta stabilnosti definisana modelom Furijeovih redova	58
Slika 5.5 Trenutni ugao alata u zahvatu i aproksimacija putanje zuba glodala.....	59
Slika 5.6 Geometrija procesa rezanja pri numeričkoj simulaciji.....	60
Slika 5.7 Putanja zuba alata za slučaj kada je vibracija alata u trenutnom prolazu a) u fazi i b) nije u fazi sa vibracijom alata u prethodnom prolazu.....	61
Slika 5.8 Inkrement ugla zahvata alata $d\phi$ u različitim vremenskim segmentima dt	62
Slika 5.9 Globalni algoritam numeričke simulacije procesa glodanja	64
Slika 5.10 Rezultat numeričke simulacije procesa glodanja za stabilan proces obrade.....	65
Slika 5.11 Rezultat numeričke simulacije procesa glodanja za nestabilan proces obrade.....	65

Slika 5.12 Rezultati simulacije sila rezanja konstantnom dubinom rezanja za konkretan obradni sistem	66
Slika 5.13 Izgled modela za analizu samopobudnih vibracija	67
Slika 5.14 Globalni algoritam unapređene numeričke simulacije procesa glodanja.....	68
Slika 5.15 Rezultati simulacije obrade sa kontinualnim povećanjem dubine rezanja	69
Slika 5.16 Skok amplitude kao pokazatelj pojave samopobudnih vibracija	69
Slika 5.17 Rezultat unapređene numeričke simulacije procesa glodanja.....	70
Slika 6.1 Ispitivanje impulsnom pobudom u cilju određivanja frekventnog odziva sistema...	72
Slika 6.2 Realni (a) i imaginarni (b) deo funkcije frekventnog odziva.....	73
Slika 6.3 Kontinualna promena dubine rezanja ostvarena geometrijom obratka [42]	75
Slika 6.4 Karta stabilnosti definisana direktno na obratku [121]	76
Slika 6.5 Metode za identifikaciju nastanka samopobudnih vibracija	76
Slika 6.6 Transformacija signala vibracija iz vremenskog u frekventni domen	78
Slika 6.7 Osnovna frekvencija obrtanja glavnog vretena pri rezanju i njeni harmonici	78
Slika 6.8 Frekvencija samopobudnih vibracija	79
Slika 6.9 FFT segmenata signala vibracija pri obradi sa kontinualnom promenom dubine rezanja.....	81
Slika 6.10 Signal samopobudnih vibracija u vremenskom domenu	82
Slika 6.11 Algoritam programskog rešenja inovativne metode tangenti	83
Slika 6.12 Tok primene programskog rešenja za određivanje granične dubine primenom inovativne metode tangenti.....	84
Slika 6.13 Mikroskopski snimak obrađene površine za a) stabilan i b) nestabilan proces rezanja.....	85
Slika 6.14 Mikroskopski snimak tragova vibracija na obrađenoj površini	86
Slika 7.1 Sklop glavno vreteno – držač alata – alat razdvojen na četiri komponente, sa naznačenim karakterističnim koordinatama	88
Slika 7.2 Komponente alata sa pomeranjima i uglom nagiba u odgovarajućim koordinatama	91
Slika 7.3 Lokacija generalizovane sile Q_1 koja deluje na podsklop I+II.....	94
Slika 7.4 Generalizovana sila Q_{3a} , koja deluje u koordinati 3a	96
Slika 7.5 Sprezanje podsklopa I+II i komponente III sa naznačenim karakterističnim koordinatama	97
Slika 7.6 Eksperimentalni model sklopa glavno vreteno – držač alata sa zajedničkim elementom – steznom čaurom	99
Slika 7.7 Koordinate za merenje direktne H_{33} i ukrštene H_{3a3} FRF	100
Slika 7.8 Šematski prikaz algoritma metode sprezanja pomerajnih odziva.....	101
Slika 8.1 Uticaj minimalne debljine strugotine na mehanizam nastajanja strugotine pri mikroglodanju.....	102
Slika 8.2 Sila trenja između ledne površine alata i obrađene površine obratka	103

Slika 8.3	Određivanje tangencijalne i radijalne sile rezanja pri mikroglodanju	105
Slika 8.4	Projekcija otpora pri mikroglodanju na ose X i Y	107
Slika 8.5	Globalni algoritam numeričke simulacije procesa mikroglodanja	108
Slika 8.6	Rezultati numeričke simulacije mikroglodanja.....	108
Slika 8.7	Rezultat numeričke simulacije procesa mikroglodanja sa kontinualnom promenom dubine rezanja.....	109
Slika 9.1	Vertikalni obradni centar EMCO ConceptMill 450.....	111
Slika 9.2	Model eksperimenta za određivanje FRF obradnog centra	112
Slika 9.3	Procedura eksperimentalne modalne analize obradnog centra EMCO-2	112
Slika 9.4	Pobudni čekić: a) izgled; b) dimenzije.....	113
Slika 9.5	Oprema korišćena za eksperimentalnu modalnu analizu: a) Senzor ubrzanja PCB 352C33 b) A/D kartica National Instrumets USB-4432.....	113
Slika 9.6	Realni i imaginarni deo FRF obradnog centra EMCO-1 u pravcu ose X.....	114
Slika 9.7	Realni i imaginarni deo FRF obradnog centra EMCO-1 u pravcu ose Y	115
Slika 9.8	Realni i imaginarni deo FRF obradnog centra EMCO-2 u pravcu ose X.....	115
Slika 9.9	Realni i imaginarni deo FRF obradnog centra EMCO-2 u pravcu ose Y	116
Slika 9.10	Slobodno oslonjeni sklop glavnog vretena	117
Slika 9.11	Određivanje a) direktne H_{33} i b) ukrštene H_{3a3} FRF sklopa glavnog vretena	118
Slika 9.12	Realni i imaginarni deo direktnog pomerajnog odziva H_{33}	118
Slika 9.13	Realni i imaginarni deo ukrštenog pomerajnog odziva H_{3a3}	119
Slika 9.14	Realni i imaginarni deo funkcije frekventnog odziva G_{11}	119
Slika 9.15	Određivanje direktne FRF sklopa glavno vreteno – držač alata – fiktivni alat....	120
Slika 9.16	Realni i imaginarni deo eksperimentalno određene funkcije frekventnog odziva	120
Slika 9.17	Poređenje eksperimentalno definisane FRF i FRF definisane metodom sprezanja pomerajnih odziva	121
Slika 9.18	Crtež priprema za definisanje karte stabilnosti	122
Slika 9.19	Karta stabilnosti obradnog centra EMCO-1 definisana metodom Furijeovih redova	123
Slika 9.20	Rezultat unapređene numeričke simulacija obrade za broj obrtaja glavnog vretena 4500 [$^{\circ}/_{min}$].....	124
Slika 9.21	Karta stabilnosti obradnog centra EMCO-1 definisana unapređenom numeričkom simulacijom glodanja.....	126
Slika 9.22	Pripremak od Al7075 za eksperimentalno ispitivanje samopobudnih vibracija...	127
Slika 9.23	Pozicija senzora ubrzanja pri eksperimentalnom definisanju karte stabilnosti obradnog centra EMCO-1.....	128
Slika 9.24	Vremenski signal vibracija za obradu sa 6500 [o/min] sa izdvojenim segmentima	129
Slika 9.25	FFT segmenata signala vibracija za obradu sa 6500 [o/min].....	129

Slika 9.26 Karta stabilnosti definisana metodom analize frekventne karakteristike signala vibracija	131
Slika 9.27 Određivanje granične dubine rezanja metodom tangenti za obradu sa 4750 [o/min]	132
Slika 9.28 Karta stabilnosti definisana inovativnom metodom tangenti.....	133
Slika 9.29 Preklopljene karte stabilnosti definisane eksperimentalno, unapređenom numeričkom simulacijom obrade i metodom Furijeovih redova.....	135
Slika 9.30 Izdvojeni uzorci za analizu hrapavosti obrađene površine	136
Slika 9.31 Uređaj za merenje hrapavosti HOMMELWERKE LV-50	137
Slika 9.32 Hrapavost obrađene površine za obradu brojem obrtaja glavnog vretena od 5500 [o/min] i pomak po zubu 0,02 [mm/z].....	137
Slika 9.33 Svetlosni mikroskop Leitz Orthoplan	139
Slika 9.34 Granična dubina rezanja za eksperiment broj 15 ($\Omega=5500$ [o/min])	139
Slika 9.35 Granična dubina rezanja za eksperiment broj 16 ($\Omega=5750$ [o/min])	140
Slika 9.36 Granična dubina rezanja za eksperiment broj 17 ($\Omega=6000$ [o/min])	140
Slika 9.37 Obrada radnog predmeta od 42CrMo4 na obradnom centru EMCO-1	142
Slika 9.38 Rezultati Furijeove transformacije signala vibracija za prvi eksperiment.....	143
Slika 9.39 Karta stabilnosti definisana metodom Furijeovih redova za obradni centar EMCO-1 i obradak od 42CrMo4.....	144
Slika 9.40 Eksponecijalna kriva za prigušenje procesa rezanja	145
Slika 9.41 Karta stabilnosti definisana metodom Furijeovih redova za obradni centar EMCO-1 i obradak od 42CrMo4 sa prigušenjem procesa obrade.....	145
Slika 9.42 Karta stabilnosti obradnog centra EMCO-2 definisana metodom Furijeovih redova	146
Slika 9.43 Karta stabilnosti obradnog centra EMCO-2 definisana unapređenom numeričkom simulacijom obrade.....	147
Slika 9.44 Priprema obradnog centra EMCO ConceptMill 450 za eksperimentalna ispitivanja.....	148
Slika 9.45 Izmereni signal vibracija u frekventnom domenu za eksperiment broj 3	149
Slika 9.46 Izmereni signal vibracija u frekventnom domenu za eksperiment broj 4	149
Slika 9.47 Karta stabilnosti obradnog centra EMCO-2 definisana metodom Furijeovih redova sa naznačenim eksperimentalnim rezultatima	150
Slika 9.48 Karta stabilnosti obradnog centra EMCO-2 definisana unapređenom numeričkom simulacijom glodanja sa naznačenim eksperimentalnim rezultatima.....	151
Slika 10.1 Pneumatsko vreteno za mikroobradu stegnuto u glavno vreteno obradnog centra FM-38	153
Slika 10.2 Određivanje a) direktne H_{33} i b) ukrštene H_{3a3} FRF pneumatskog vretena u horizontalnom pravcu	154

Slika 10.3 Realni i imaginarni deo direktnog pomerajnog odziva pneumatskog vretena u horizontalnom pravcu	154
Slika 10.4 Realni i imaginarni deo ukrštenog pomerajnog odziva pneumatskog vretena u horizontalnom pravcu	155
Slika 10.5 Realni i imaginarni deo direktnog pomerajnog odziva pneumatskog vretena u vertikalnom pravcu	155
Slika 10.6 Realni i imaginarni deo ukrštenog pomerajnog odziva pneumatskog vretena u vertikalnom pravcu	156
Slika 10.7 Alat za mikroobradu primenjen za sprezanje pomerajnog odziva sa pneumatskim vretenom	156
Slika 10.8 Realni i imaginarni deo funkcije frekventnog odziva sklopa pneumatsko vreteno – alat u horizontalnom pravcu	157
Slika 10.9 Realni i imaginarni deo funkcije frekventnog odziva sklopa pneumatsko vreteno – alat u vertikalnom pravcu	157
Slika 10.10 Merenje radijusa rezne ivice mikroalata primenom svetlosnog mikroskopa.....	159
Slika 10.11 Numerička simulacija obrade za broj obrtaja glavnog vretena 20000 [$^{\circ}/_{min}$]	160
Slika 10.12 Karta stabilnosti definisana unapređenom numeričkom simulacijom obrade glodalom prečnika 0,5[mm].....	161
Slika 10.13 Karta stabilnosti definisana unapređenom numeričkom simulacijom obrade glodalom prečnika 1[mm].....	162
Slika 10.14 Karta stabilnosti definisana unapređenom numeričkom simulacijom obrade glodalom prečnika 1,5[mm].....	162
Slika 10.15 Karta stabilnosti definisana unapređenom numeričkom simulacijom obrade glodalom prečnika 2[mm].....	163
Slika 10.16 Priprema obradnog centra za eksperimentalna ispitivanja.....	164
Slika 10.17 Brza Furijeova transformacija signala eksperimenta broj 6.....	165
Slika 10.18 Mikroskopski snimak obrađenog kanala za a) stabilan i b) nestabilan proces obrade	165
Slika 10.19 Karta stabilnosti definisana unapređenom numeričkom simulacijom mikroglođanja sa naznačenim eksperimentalnim rezultatima.....	166
Slika 10.20 Karta stabilnosti definisana u [192] i granične dubine definisane unapređenom numeričkom simulacijom mikroglođanja	168

SADRŽAJ TABELA

Tabela 3.1 Poređenje makrorezanja i mikrorezanja	33
Tabela 3.2 Matematički modeli sila rezanja pri mikroglodanju.....	39
Tabela 7.1 Izrazi za određivanje direktnih i ukrštenih pomerajnih odziva grede primenom Ojler-Bernulijeve teorije [153].....	90
Tabela 9.1 Mehaničke i karakteristike obradljivosti materijala korišćenih pri ispitivanjima	110
Tabela 9.2 Hemijski sastav materijala obradaka pri eksperimentalnim ispitivanjima.....	111
Tabela 9.3 Karakteristike pobudnog čekića	113
Tabela 9.4 Izračunati modalni parametri obradnih centara.....	116
Tabela 9.5 Poređenje predikovanih vrednosti frekvencija u odnosu na eksperimentalne.....	121
Tabela 9.6 Parametri potrebni za definisanje karte stabilnosti.....	123
Tabela 9.7 Granične dubine rezanja određene unapređenom numeričkom simulacijom obrade	125
Tabela 9.8 Eksperimentalne granične dubine rezanja određene metodom analize frekventne karakteristike signala vibracija	130
Tabela 9.9 Granične dubine rezanja određene inovativnom metodom tangenti	132
Tabela 9.10 Koeficijenti korelacije za poređene vrednosti graničnih dubina rezanja	135
Tabela 9.11 Parametri kvaliteta obrađene površine za tri izdvojena eksperimenta	138
Tabela 9.12 Rezultati merenja granične dubine rezanja na osnovu mikroskopskih snimaka	140
Tabela 9.13 Režimi rezanja za eksperimentalno određivanje granične dubine pri obradi 42CrMo4	142
Tabela 9.14 Granične dubine rezanja definisane eksperimentalnim ispitivanjima, metodom Furijeovih redova i unapređenom numeričkom simulacijom glodanja.....	144
Tabela 9.15 Kombinacije brojeva ortaja glavnog vretena i dubina rezanja za eksperimentalnu verifikaciju definisanih karata stabilnosti.....	148
Tabela 9.16 Rezultati eksperimentalnog ispitivanja samopobudnih vibracija na obradnom centru EMCO-2	150
Tabela 10.1 Modalni parametri sistema pneumatsko vreteno – alat	158
Tabela 10.2 Parametri obrade potrebni za definisanje karte stabilnosti.....	159
Tabela 10.3 Granične dubine rezanja određene numeričkom simulacijom obrade za odgovarajuće prečnike alata	160
Tabela 10.4 Kombinacije brojeva obrtaja glavnog vretena i dubina rezanja za eksperimentalnu verifikaciju karte stabilnosti	164

Tabela 10.5 Rezultati eksperimentalnog ispitivanja samopobudnih vibracija pri mikrorezanju.....	166
Tabela 10.6 Parametri obrade potrebni za definisanje karte stabilnosti.....	167
Tabela 10.7 Granične dubine definisane u [192] i unapređenom numeričkom simulacijom mikroglođanja.....	168

PREGLED KORIŠĆENIH OZNAKA

$[A(t)]$	Periodična funkcija obrtanja alata
a_{xv} ; a_{xy} a_{yv} ; a_{yy}	Koeficijenti pravca orijentacije zuba alata u pravcu osa X i Y za metod Furijeovih redova
b	Dubina rezanja [mm]
b_{gr}	Granična dubina rezanja [mm]
dt	Vremenski inkrement numeričke simulacije [s]
$d\phi$	Ugaoni inkrement numeričke simulacije [°]
F_r	Radijalna sila rezanja [N]
$FRF(\omega)$	Funkcija frekventnog odziva obradnog sistema
$FRF_{or}(\omega)$	Orjentisana funkcija frekventnog odziva obradnog sistema
F_t	Tangencijalna sila rezanja [N]
$G(\omega)$	Realni deo FRF [m/N]
$G_{or}(\omega)$	Realni deo orjentisane FRF
h	Debljina strugotine [mm]
$H(\omega)$	Imaginarni deo FRF [m/N]
$h_j(\phi)$	Trenutna debljina strugotine [mm]
$H_{or}(\omega)$	Imaginarni deo orjentisane FRF
k	Modalna krutost sistema [N/m]
K_r	Specifični otpor rezanja u radijalnom pravcu [MPa]
K_s	Specifični otpor rezanja [MPa]
K_t	Specifični otpor rezanja u tangencijalnom pravcu [MPa]
k_t	Broj „talasa“ na karti stabilnosti
m	Modalna masa sistema [kg]
m'	Srednji broj zuba u zahvatu
N_t	Broj zuba alata (glodala)
S_{ip}	Broj koraka numeričke simulacije po jednom obrtaju glavnog vretena
s_z	Pomak po zubu [mm/zubu]
T	Period obrtanja alata
T_{krit}	Ukupno trajanje unapredene numeričke simulacije [s]
T_{seg_kr}	Trenutak kraja segmenta u kome je došlo do nastanka samopobudnih vibracija pri eksperimentalnim ispitivanjima [s]
$T_{seg_poč}$	Trenutak početka segmenta u kome je došlo do nastanka samopobudnih vibracija pri eksperimentalnim ispitivanjima [s]
T_{spv}	Trenutak nastanka samopobudnih vibracija pri eksperimentalnim ispitivanjima [s]

u_x	Koeficijent pravca orijentacije zuba alata u pravcu X ose za model srednjeg ugla alata u kontaktu
u_y	Koeficijent pravca orijentacije zuba alata u pravcu Y ose za model srednjeg ugla alata u kontaktu
$v_j; v_j^0$	Pomeranja alata u trenutnom i prethodnom prolazu zuba alata za ugao ϕ_j
$x; x^0; y; y^0$	Pomeranja alata u trenutnom i prethodnom prolazu zuba alata u pravcu osa X i Y
α_o	Ugao nagiba gornje površine pripremljena [°]
β	Ugao pravca delovanja sile rezanja [°]
ε	Fazno pomeranje između talasa koje na obrađenoj površini ostavljaju dva uzastopna zuba alata [rad]
ζ	Faktor prigušenja sistema
κ	Odnos između imaginarnog i realnog dela kompleksne funkcije λ
$\lambda_{Re}; \lambda_{Im}$	Realni i imaginarni deo kompleksne funkcije koja u obzir uzima direktnu i ukrštenu FRF sistema
v_p	Brzina pomoćnog kretanja pri glodanju [mm/min]
ϕ_{avg}	Srednja vrednost ugla alata u zahvatu [°]
ϕ_{ex}	Ugao pod kojim alat izlazi iz zahvata obrade [°]
ϕ_j	Trenutni ugao alata u zahvatu [°]
ϕ_p	Ugao između dva susedna zuba alata [°]
ϕ_{st}	Ugao pod kojim alat ulazi u zahvat obrade [°]
Ω	Broj obrtaja glavnog vretena mašine alatke [o/min]
ω_n	Sopstvena frekvencija sistema [Hz]
ω_c	Frekvencija samopobudnih vibracija [Hz]

1. UVOD

Zahtevi savremenog tržišta za komponentama i uređajima redukovane veličine postali su bitan faktor u procesima projektovanja i proizvodnje savremenih proizvoda. Ova pojava, nazvana minijaturizacija, prvenstveno se pojavila u proizvodnji računara i telekomunikacionih uređaja, i proširila se na skoro sve industrijske sektore.

Osnovni preduslov za minijaturizaciju nekog funkcionalnog uređaja je proizvodnja njegovih komponenti sa dimenzijama u mezo i mikro opsegu. Ovaj uslov uzrokovao je razvoj novih tehnologija izrade ovakvih delova i mašina sposobnih da ispune ovaj zahtev. Trenutno, oblasti u kojima vlada najveća potražnja za ovim delovima su [66, 199]:

- *Industrija elektronskih uređaja.* Osnovni cilj ove industrijske grane je „napraviti što manje proizvode sa što više mogućnosti“, i zbog toga se može reći da je ova industrija do danas bila najaktivnija u oblasti projektovanja i izrade mezo/mikro delova i sklopova.
- *Biomedicinska industrija.* Trenutni cilj ove industrije je, između ostalog, proizvodnja uređaja za pomoć pacijentima koji će biti dovoljno malih dimenzija da uz minimalne hirurške zahvate budu ugrađeni u ljudsko telo.
- *Avio i svemirska industrija.* Proizvodi ovih industrija su letelice koje se sastoje iz velikog broja elemenata, pa je zbog toga smanjenje dimenzija i mase nekih od tih elemenata od ključne važnosti za smanjenje troškova proizvodnje ovih izrazito skupih proizvoda.
- *Automobilska industrija.* Svake godine ova industrija predstavi veliki broj inovacija koje imaju za cilj povećanje kvaliteta njenih proizvoda. Većina ovih inovacija se po pravilu zasniva na mezo/mikro delovima i uređajima. Neki od njih su minijaturni elektromotori, kompleksne dizne za gorivo, mikroventili, razni senzori, itd.

Posmatrajući globalno težnju tržišta ka minijaturizaciji, može se zaključiti da se u svetu sve više pažnje poklanja ovim tehnologijama upravo zbog njihovog velikog potencijala. Međutim, iskorišćenje ovih potencijala zavisi od mogućnosti tehnologija proizvodnje da izrade delove malih i vrlo malih dimenzija, i da ih učine dostupnim što većim grupama potrošača. Tehnologija koja se najčešće primenjuje za izradu ovakvih delova, zbog mogućnosti obrade širokog spektra različitih materijala i izrade obradaka složenog oblika, je mikrorezanje, u koju spada i metod obrade mikroglodanjem. Kao i makroglodanje i mikroglodanje je pored mikrostruganja najzastupljeniji metod mikroobrade.

Mikroglodanje je mehanička mikroobrada koja se izvodi na konvencionalnim ultra-preciznim mašinama alatkama ili mikromašinama alatkama, primenom alata definisane geometrije. Između makroglodanja i mikroglodanja se mogu povući jasne paralele, pogotovo kada je reč o vibracijama u procesu rezanja.

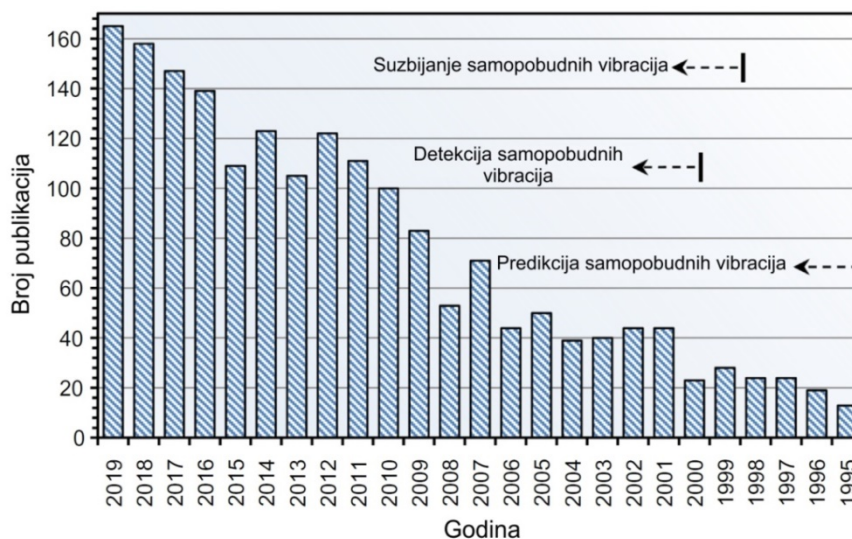
U procesu obrade rezanjem, kako pri makro tako i pri mikrorezanju, u zavisnosti od režima koji se koriste, može doći do nastanka intenzivnih vibracija pojedinih elemenata mašine alatke, usled čega dolazi do naglog povećanja hrapavosti obrađene površine, kao i do porasta sile rezanja, koja može dovesti do drastičnog smanjenja postojanosti alata ili njegovog loma, pa i do oštećenja elemenata mašine alatke. Ove izrazito nepovoljne vibracije, koji su posledica pojava usko vezanih za proces rezanja, nazivaju se samopobudne vibracije.

Negativni uticaji samopobudnih vibracija na proces rezanja su višestruki, a njihova pojava može da izazove [83, 84, 86, 89, 121, 123]:

- pogoršanje kvaliteta obrađene površine,
- geometrijsku netačnost obratka,
- značajno povećanje habanja alata,
- pojavu oštećenja mašine alatke i/ili njenih elemenata,
- smanjenje proizvodnosti,
- povećanje troškova usled povećanja vremena obrade,
- gubitke u materijalu i energiji,
- dodatne troškove recikliranja ili dorade neadekvatno obrađenih delova – škarta,
- pojavu intenzivne buke u procesu rezanja, itd.

Pojava samopobudnih vibracija pri obradi rezanjem je uočena polovinom dvadesetog veka, ali i danas predstavlja vrlo aktuelno polje istraživanja kako sa stanovišta matematičkog modelovanja i predikcije, tako i sa stanovišta eksperimentalnog ispitivanja i upravljanja procesom obrade. Razvojem NU mašina alatki i sve većom primenom visokobrzinske obrade, pomenuti problemi su postali još izraženiji, pa su detekcija i prevencija nastanka samopobudnih vibracija postale suštinski važne za eksploataciju ovih obradnih sistema.

Aktuelnost istraživanja samopobudnih vibracija u savremenim makro i mikroobradnim sistemima, može se prikazati konstantnim povećanjem broja publikovanih radova u kojima se prezentuje ova problematika (Slika 1.1). Podaci prikazani na slici 1.1 dobijeni su pretraživanjem baze naučnih radova u *Web of Science* za period od 1995. do 2019. godine i ključne reči „*samopobudne vibracije*“ i „*obrada glodanjem*“ [215].



Slika 1.1 Broj publikacija koje se bave temom samopobudnih vibracija pri glodanju u periodu od 1995. do 2019. godine [215]

Da bi se izbegle posledice samopobudnih vibracija, pri radu mašine alatke često nije moguće koristiti određene režime rezanja jer uzrokuju nestabilan rad mašine. Dijagrami koji prikazuju područje stabilnog i nestabilnog rada mašine alatke nazivaju se karte stabilnosti, a formiraju se na osnovu graničnih dubina rezanja pri kojima dolazi do pojave samopobudnih vibracija. Karta stabilnosti obradnog sistema najčešće se definiše primenom matematičkih modela ili primenom eksperimentalnih ispitivanja.

Osnovni cilj istraživanja prezentovanog u nastavku je što detaljnija spoznaja dinamičkog ponašanja makro i mikroobradnih sistema kroz analizu i unapređenje metoda predikcije i ispitivanja samopobudnih vibracija pri makro i mikroglođanju.

Na osnovu prethodno izloženog, tj. na osnovu značaja nastanka samopobudnih vibracija pri makro i mikroobradi, sproveden je niz kako teorijskih tako i eksperimentalnih ispitivanja koja za osnovni cilj imaju razumevanje pojave samopobudnih vibracija pri makro i pri mikroglođanju. Istraživanja su prikazana kroz dvanaest poglavlja.

U *prvom, uvodnom poglavlju*, ukazano je na značaj istraživanja samopobudnih vibracija pri makro i mikroglođanju. Prikazana je i aktuelnost istraživanja analizom izabranih naučnih radova koji se bave problematikom samopobudnih vibracija u periodu od poslednjih dvadeset pet godina.

Kroz *drugo poglavlje* detaljno su prikazana dosadašnja istraživanja samopobudnih vibracija pri makroglođanju, dok su u *trećem poglavlju* prikazana istraživanja samopobudnih vibracija pri mikroglođanju. Izvršena je analiza uticajnih parametara na graničnu dubinu rezanja, koja predstavlja osnovni pokazatelj dinamičke stabilnosti kako makro, tako i mikroobradnih sistema.

Na osnovu saznanja prikazanih u okviru drugog i trećeg poglavlja u *četvrtom poglavlju* su definisani ciljevi i hipoteze istraživanja.

Matematičke metode za definisanje karte stabilnosti obradnog sistema, prikazane su u *petom poglavlju*. Prikazana su dva matematička modela za definisanje karte stabilnosti pri makroglođanju, model srednjeg ugla kontakta alata u zahvatu i model Furijeovih redova. Prezentovana je numerička simulacija procesa obrade glođanjem, namenjena prvenstveno za simulaciju sila rezanja. Polazeći od prethodno prikazane ideje u okviru ovog poglavlja je razvijena nova matematička metoda predikcije granične dubine rezanja - unapređena numerička simulacija procesa glođanja.

U okviru *šestog poglavlja* prikazane su eksperimentalne metode identifikacije vibracija mašina alatki, odnosno eksperimentalno određivanje modalnih parametara obradnih sistema kao i metode detekcije samopobudnih vibracija pri glođanju. U cilju definisanja granične dubine rezanja, prikazana je metoda frekventne analize vibracija pri glođanju, kao metoda koja se često koristi u savremenim eksperimentalnim istraživanjima. Međutim, i matematičke i eksperimentalne metode analize vibracija pri glođanju imaju određena ograničenja. Polazeći od prethodnog, razvijena je inovativna metoda tangenti, bazirana na ranije korišćenoj metodi u okviru Laboratorije za mašine alatke Instituta za proizvodno mašinstvo FTN u Novom Sadu, i primeni savremenih mernih sistema. Pored toga, u ovom poglavlju je eksperimentalno potvrđen uticaj samopobudnih vibracija na kvalitet obrađene površine i geometrijsku tačnost obratka.

Metodologija spreznja matematički i eksperimentalno definisanih funkcija frekventnog odziva elemenata mašine alatke prikazana je u **sedmom poglavlju**. Prezentovane su jednačine spreznja pomerajnih odziva matematički definisanih funkcija frekventnog odziva alata i držača alata, bazirane na Ojlerovoj teoriji grede, sa eksperimentalno definisanom funkcijom frekventnog odziva sklopa glavnog vretena mašine alatke.

U okviru **osmog poglavlja** razvijen je matematički model sila rezanja pri mikroglođanju. Predloženi model sila rezanja, koji uzima u obzir silu trenja između leđne površine alata i obrađene površine, implementiran je u unapređenu numeričku simulaciju glodanja čime je omogućena njena primena za definisanje graničnih dubina rezanja pri mikroglođanju.

Verifikacija razvijenih numeričkih i eksperimentalnih metoda za ispitivanje vibracija pri makroglođanju je prikazana u **devetom poglavlju**. Sproveden je niz eksperimentalnih ispitivanja, pri kojima su određivane granične dubine glodanja pri obradi tri različita materijala obratka (Al7075, 42CrMo4 i Ti-6Al-4V) na dva obradna sistema. Na osnovu ovih ispitivanjima izvršena je verifikacija unapređene numeričke simulacije glodanja i inovativne metode tangenti.

U **desetom poglavlju** prikazana je verifikacija metoda analize samopobudnih vibracija pri mikroglođanju. Primenom metodologije spreznja pomerajnih odziva, definisani su modalni parametri obradnog sistema za mikroobradu, potrebni za definisanje graničnih dubina rezanja, tj. karte stabilnosti, unapređenom numeričkom simulacijom mikroglođanja. Karta stabilnosti definisana razvijenom unapređenom numeričkom simulacijom, verifikovana je eksperimentalno i poređenjem sa literaturnim izvorima.

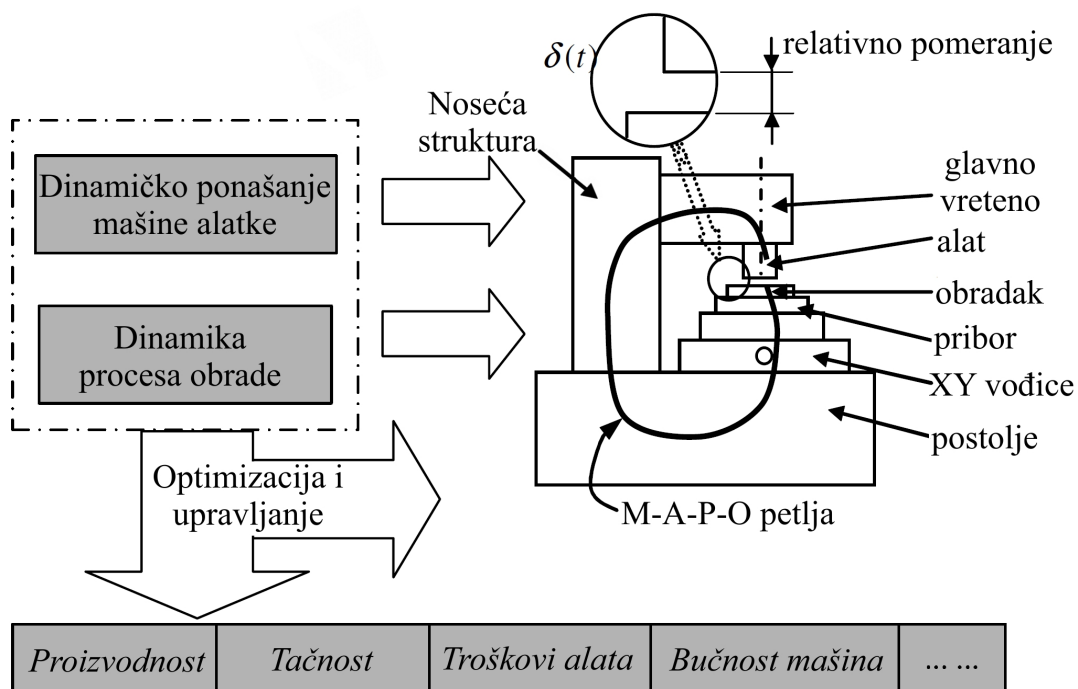
U **jedanaestom poglavlju** data su zaključna razmatranja, kritički osvrt na ostvarene rezultate, i pravci budućih istraživanja.

Dvanaesto poglavlje prikazuje pregled korišćene literature, koju čini 217 referenci većim delom citirane u samom radu, a u zasebnom poglavlju dati su prilozi.

2. PRIKAZ DOSADAŠNJIH ISTRAŽIVANJA DINAMIČKOG PONAŠANJA OBRADNIH SISTEMA

2.1 Uvodna razmatranja

Rastući zahtevi savremene industrije u pogledu obrade teško obradljivih materijala i povećanja tačnosti proizvoda, uslovljavaju razvoj savremenih mašina alatki koje omogućavaju izradu geometrijski složenih delova sa visokom tačnošću. Trenutni trendovi u oblasti razvoja preciznih mašina alatki zahtevaju od projekatanta da se koncentrišu ne samo na optimizaciju mašine alatke u smislu maksimalnih brzina i tačnosti, već da u obzir uzimaju i njihovo dinamičko ponašanje pri procesu rezanja [35]. Stoga, savremene mašine alatke moraju biti sistemi sa dominantnim dinamičkim karakteristikama, kako bi odgovorile zahtevima u pogledu proizvodnosti, tačnosti i pouzdanosti. U tu svrhu potrebno je optimizovati i sistem MAPO¹ i proces obrade u smislu povećanja dinamičke stabilnosti. Štaviše, dinamičke karakteristike mašine alatke i dinamika procesa rezanja predstavljaju dva integrisana elementa koja se istovremeno moraju uzeti u obzir pri optimizaciji obradnih sistema prema zahtevima savremene industrije (Slika 2.1).



Slika 2.1 Faktori koji utiču na dinamičko ponašanje sistema MAPO [35]

¹ M-A-P-O: mašina alatka – alat – pribor – obradak

Pojava vibracija u procesu rezanja usled nedovoljno ispitanog dinamičkog ponašanja obradnog sistema, može dovesti do [133]:

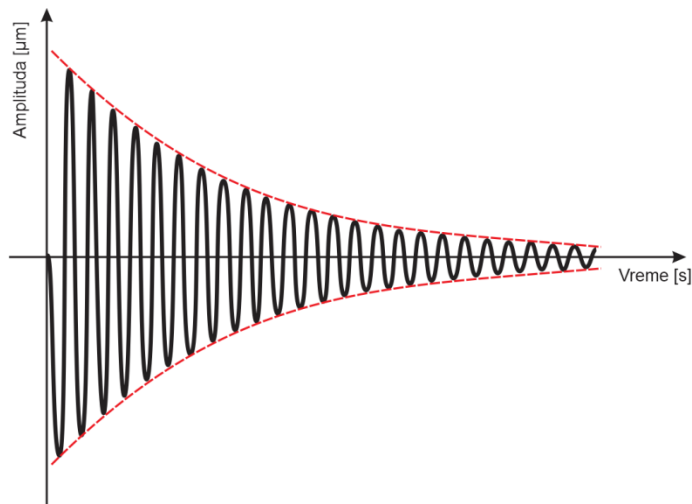
- smanjenja tačnosti obrade i kvaliteta obrađene površine,
- značajnog povećanja habanja reznog alata,
- pojave oštećenja mašine alatke i/ili njenih elemenata,
- smanjenja proizvodnosti,
- povećanja troškova usled povećanja vremena obrade,
- gubitaka u materijalu i energiji,
- dodatnih troškove recikliranja ili dorade neadekvatno obrađenih delova – škarta,
- pojave intezivne buke u procesu rezanja, itd.

U cilju smanjenja negativnih uticaja pojave vibracija u procesu rezanja, potrebno je, na bazi dinamičkih karakteristika mašine alatke i dinamike procesa rezanja, detektovati i analizirati tipove i izvore vibracije koje se javljaju pri radu mašine alatke.

Klasifikacija vibracija može se izvršiti na nekoliko načina. Npr. vibracije se, po izvoru pobude, mogu podeliti na slobodne, prinudne i samopobudne vibracije. Stoga, dinamičko ponašanje mašine alatke se može razmatrati sa tri stanovišta:

- a) mašina ne radi, ali je bila izložena dejstvu dinamičkih sila - **slobodne (sopstvene, prirodne) vibracije**;
- b) mašina radi u praznom hodu - **prinudne vibracije**;
- c) mašina je u eksploataciji, na njoj se izvodi proces rezanja - **samopobudne vibracije**.

Sopstvene vibracije nastaju kada se mehaničkom sistemu, izvedenom iz svog ravnotežnog položaja, omogući slobodno oscilovanje bez spoljašnjih uticaja. Osnovna odlika ovog tipa vibracija je da im se amplituda, nakon prestanka delovanja pobude koja ih izaziva, eksponencijalno smanjuje do potpunog iščezavanja (Slika 2.2).



Slika 2.2 Slobodne prigušene vibracije

Prinudne vibracije nastaju kao rezultat nekog spoljašnjeg izvora pobude a ponašanje sistema izloženog ovim vibracijama zavisi od tipa te pobude. Postoji nekoliko različitih tipova spoljašnjih pobuda, npr. harmonijske sile, periodične sile koje nisu harmonijske, impulsne sile, itd. Primer ovog tipa vibracija je obrada prekinutih površina, npr. ožljebljenog vratila, pri

kome alat naizmenično ulazi i izlazi iz zahvata obrade. Pored toga, ovaj tip vibracija može da izazove neuravnoteženost obrtnih elemenata mašine alatke, greške ili oštećenja pokretnih elemenata mašine, ili prenošenje vibracija sa drugih izvora na mašinu alatku.

Slobodne i prinudne vibracije, ukoliko je poznat njihov izvor, mogu se efikasno izbeći, redukovati ili ukloniti iz procesa obrade.

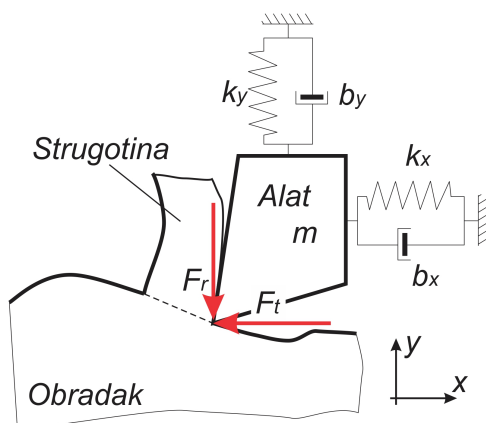
Samopobudne vibracije predstavljaju najnepovoljniji tip vibracija, koje energiju za svoj nastanak i rast amplitude crpe iz samog procesa rezanja. Ove vibracije često dovode do nestabilnog rada mašine alatke, a za posledicu imaju smanjenje kvaliteta obrađene površine, pojavu buke, ubrzano trošenje alata i elemenata mašine alatke [133], itd.

Važnost izbegavanja pojave samopobudnih vibracija u procesu rezanja, može se prikazati na primeru fabrike automobila *Renault S.A.S.*, koja je pri proizvodnji bloka automobilskog motora obračunala troškove usled pojave samopobudnih vibracija od približno 0,35€ po izrađenom delu. Ako se uzme u obzir da ova fabrika godišnje proizvede tri miliona automobilskih motora, jasno je da su gubici usled nastanka samopobudnih vibracija više nego značajni [133], [100].

Samopobudne vibracije se u opštem slučaju mogu podeliti na dve grupe [133]: primarne i sekundarne, pri čemu primarne samopobudne vibracije može izazvati sam proces rezanja (*usled trenja između alata i obratka, usled termo – mehaničkih efekata procesa nastanka strugotine ili usled sprežanja položaja*), dok sekundarne mogu biti izazvane regeneracijom talasastosti obrađene površine obratka (*regenerativni efekat*).

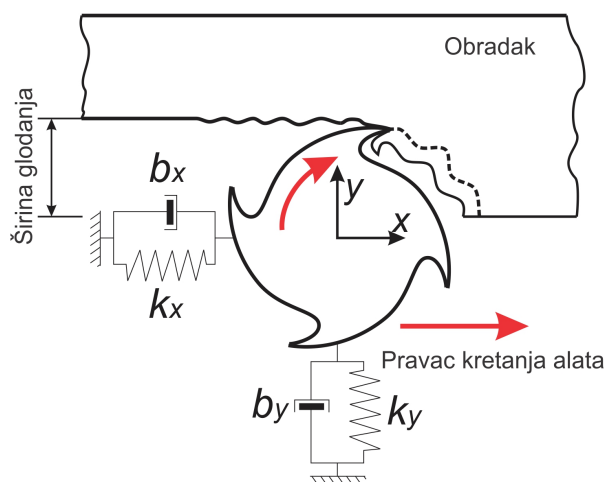
Iako se često izraz “samopobudne vibracije” odnosi na vibracije nastale regenerativnim efektom, moguće je, u zavisnosti od mehanizma njihovog nastanka, napraviti jasnu razliku između primarnih i sekundarnih samopobudnih vibracija. U tom smislu, samopobudne vibracije se mogu podeliti na:

- Frikcione samopobudne vibracije – ovaj tip vibracija nastaje usled trenja između ledne površine alata i obratka, koje izaziva oscilovanje alata u pravcu glavne sile rezanja F [201].
- Samopobudne vibracije nastale usled sprežanja položaja – ove vibracije se javljaju kada oscilovanje alata u pravcu sile prodiranja generiše i njegovo oscilovanje u pravcu glavne sile rezanja, i obratno [200] (Slika 2.3). Ova pojava dovodi do istovremenih oscilacija alata i u pravcu sile prodiranja i u pravcu glavne sile rezanja ali sa različitim amplitudama, te zbog toga putanja vrha alata pri oscilovanju ima oblik elipse [81]. U fizičkom smislu, ovu pojavu izaziva više uzroka, kao npr. trenje na grudnoj i leđnoj površini alata, variranje debljine strugotine tokom rezanja, itd. [200].

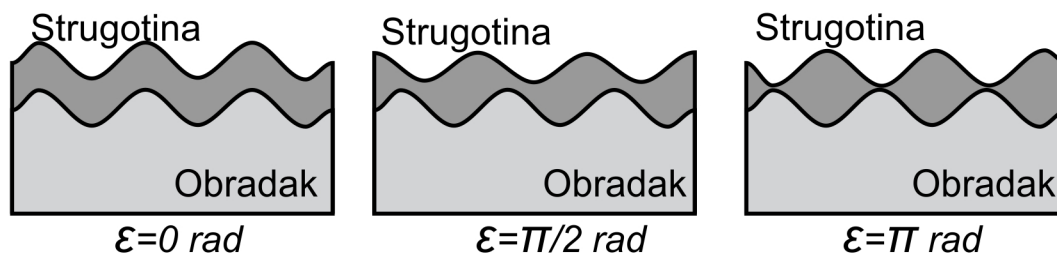


Slika 2.3 Model samopobudnih vibracija nastalih usled sprezanja položaja [200]

- Samopobudne vibracije nastale usled regenerativnog efekta – ove vibracije su najčešći tip samopobudnih vibracija. Do nastanka ovih vibracija dolazi vrlo često jer kod većine tehnologija obrade rezanjem dolazi do preklapanja putanja alata, odnosno alat obrađuje površinu koja je već obrađena u prethodnom obrtaju (kod struganja) ili prethodnim zubom (kod glodanja). Zbog toga talasastost obrađene površine nastala u jednom prolazu alata usled njegovog oscilovanja, u svakom sledećem prolazu raste, povećavajući pri tom i amplitudu oscilovanja alata sve do nastanka samopobudnih vibracija. Na primer kod glodanja, usled oscilovanja alata jedan njegov zub pravi talasastu obrađenu površinu (Slika 2.4) [166]. Sledeći zub alata koji ulazi u zahvat obrađuje ovu talasastu površinu praveći novu talasastu površinu. Debljina strugotine, a time i sila rezanja, varira usled fazne razlike u talasastosti obrađenih površina dobijenih prvim i drugim zubom alata [200], [9]. Varijacije sile rezanja izazvane promenom debljine strugotine, mogu dovesti do povećanja amplitude oscilovanja alata, a time i do nastanka samopobudnih vibracija. Uticaj fazne razlike talasastosti obrađene površine dobijene sa dva uzastopna zuba alata na varijaciju debljine strugotine, prikazan je na slici 2.5 [50]. Sa slike se vidi da se maksimalna varijacija debljine strugotine javlja kada je fazno pomeranje između talasa dve uzastopno obrađene površine jednako π , što predstavlja najpovoljniji slučaj za nastanak samopobudnih vibracija.



Slika 2.4 Regeneracija talasastosti površine obratka na modelu glodanja sa dva stepena slobode [176]



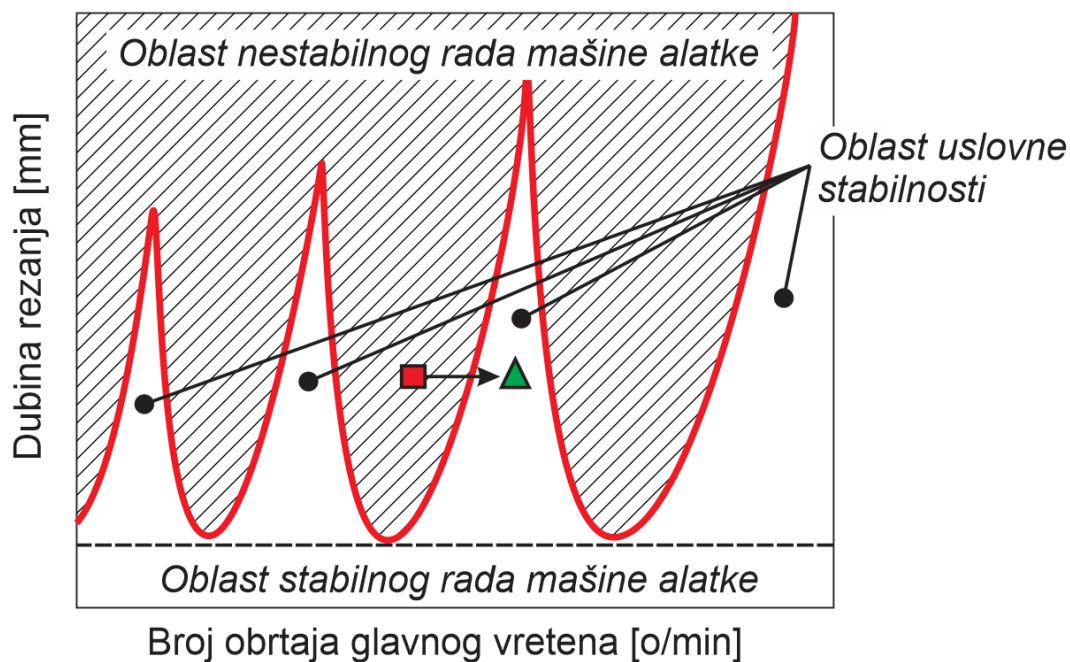
Slika 2.5 Uticaj fazne razlike talasastosti obrađene površine (ϵ) na promenu debljine strugotine [50]

2.2 Karte stabilnosti procesa rezanja

Pri određenim režimima rezanja, obično pri malim dubinama rezanja, samopobudne vibracije ne nastaju, a sam proces rezanja se smatra stabilnim. Međutim, pri rezanju dubinama većim od granične, pomenute vibracije nastaju i brzo rastu, a proces obrade prelazi u nestabilno područje.

Pod pretpostavkom da se ne želi menjati konstrukcija i dinamičke karakteristike mašine alakte, uobičajen pristup ispitivanju samopobudnih vibracija je definisanje karte stabilnosti obradnog sistema.

Između stabilnog i nestabilnog procesa rezanja postoji jasna granica, koja se može prikazati u zavisnosti od broja obrtaja glavnog vretena i dubine rezanja, a ovako dobijen dijagram naziva se karta stabilnosti (Slika 2.6).



Slika 2.6 Karta stabilnosti

Karte stabilnosti mogu biti iskorišćene u cilju određivanja režima rezanja pri kojima neće doći do nastanka samopobudnih vibracija, i pri kojima će mašina alatka imati maksimalnu proizvodnost [10].

Definisanje karte stabilnosti moguće je, u opštem slučaju, izvesti na dva načina, matematičkim modelovanjem dinamičkog ponašanja obradnog sistema, ili njegovim eksperimentalnim ispitivanjem. Iako su oba pomenuta načina relativno složeni, pozitivni aspekti posedovanja karte stabilnosti za određene uslove obrade (određena mašina alatka, držač alata, alat, itd.) su višestruki. Naime, na osnovu karte stabilnosti moguće je odabrati takve režime rezanja koji neće dovesti do nastanka samopobudnih vibracija, niti će uticati na kvalitet obrađene površine, a koji će dovesti do povećanja produktivnosti mašine alatke.

Što se tiče eksperimentalnog ispitivanja, u cilju dobijanja karte stabilnosti za konkretnu mašinu alatku, držač alata, rezni alat i obradak, izvodi se niz eksperimenata pri kojima se, primenom akvizicionih sistema, detektuje nastanak samopobudnih vibracija. Ispitivanje se izvodi tako što se za konstantan broj obrtaja glavnog vretena kontinualno povećava dubina rezanja sve do nastanka samopobudnih vibracija, a zatim se eksperiment ponavlja za druge brojeve obrtaja. Na ovaj način dobija se karta stabilnosti za željeni opseg brojeva obrtaja glavnog vretena mašine alatke.

Za definisanje karte stabilnosti matematičkim modelovanjem dinamičkog ponašanja obradnog sistema, potrebno je poznavati određene ulazne podatke, kao što su specifični otpori rezanja za odgovarajuće uslove obrade, modalni parametri sistema, funkcija prenosa (TF) ili funkcija frekventnog odziva (FRF) sistema, režime obrade i geometriju alata kojima se izvodi obrada. Svaki od ovih ulaznih podataka, ima značajan uticaj na tačnost definisane karte stabilnosti.

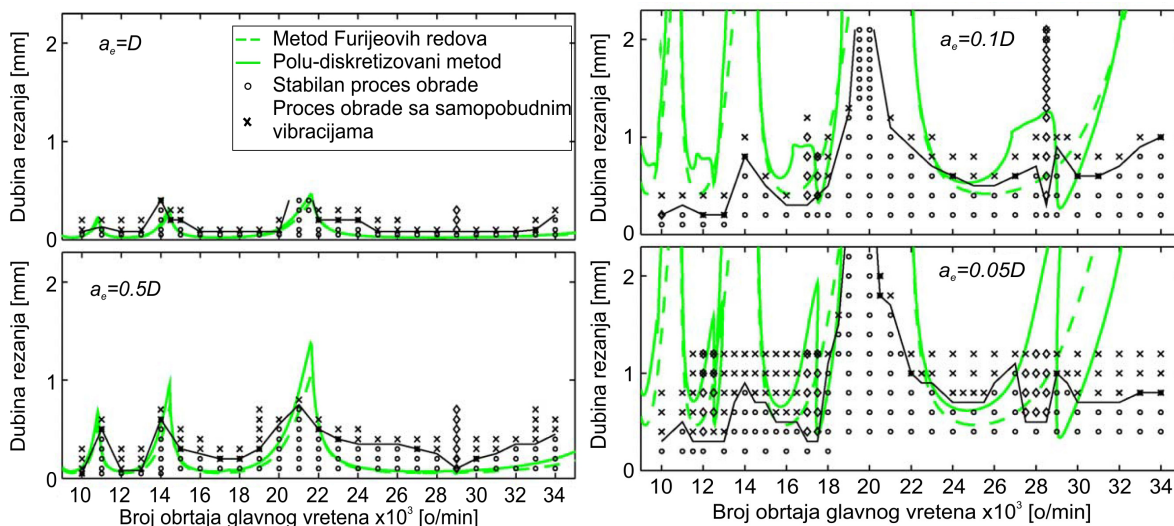
2.2.1 Definisanje karte stabilnosti matematičkim modelovanjem dinamičkog ponašanja obradnog sistema

U cilju matematičkog modelovanja dinamičkog ponašanja obradnih sistema, najsveobuhvatnija istraživanja u smislu različitih procesa obrade, prezentovali su *Altintas* i *Weck* [15], koji su prikazali osnove modelovanja samopobudnih vibracija pri struganju, glodanju, bušenju i brušenju, i definisali karte stabilnosti za ove procese obrade. Međutim, usled mnogo veće zastupljenosti obrada struganjem i glodanjem, većina trenutno dostupnih referenci se odnosi na analizu samopobudnih vibracija pri ovim metodama obrade.

Prva istraživanja matematičkog modelovanja samopobudnih vibracija sproveli su *Tobias* [181], [133] i *Thusty* [179], [133], koji su identifikovali regenerativni mehanizam nastanka samopobudnih vibracija, i razvili matematički model u obliku diferencijalnih jednačina sa kašnjenjem (*Delay Differential Equations*) (DDE). Metod Furijeovih redova predložen od strane *Altintas*-a i *Budak*-a, [10], zasniva se na predviđanju stabilnosti sistema primenom Furijeovog izraza nultog reda u cilju aproksimacije promene sile rezanja i formiranja karte stabilnosti za procese kod kojih sila rezanja varira relativno malo, npr. pri glodanju u slučaju velike širine glodanja i velikog broja zuba alata.

Pored pomenutih, veliki broj istraživača je takođe primenio složene matematičke izraze za modelovanje samopobudnih vibracija u cilju definisanja karte stabilnosti, pa su tako *Inspurger* i *Stephan* [68] [69] primenili polu-diskretizovani metod (*semi – discretization*)

(SD) kako bi DDE metod sveli na seriju običnih diferencijalnih jednačina (ODE) sa poznatim rešenjem. *Gradišek* je u svojim istraživanjima [58] i [59] uporedio granične dubine rezanja dobijene metodom Furijeovih redova i polu-diskretizovanim metod sa eksperimentalnim rezultatima, pri čemu je zaključio da za procese glodanja širinama većim od polovine prečnika glodala, ove dve metode daju veoma slične karte stabilnosti. Kada je širina glodanja manja od polovine prečnika alata, polu-diskretizovani metod daje bolje rezultate od metode Furijeovih redova (Slika 2.7).



Slika 2.7 Poređenje matematičkih metoda za definisanje karte stabilnosti sa eksperimentalnim rezultatima [59]

2.2.1.1 Određivanje specifičnog otpora rezanja u cilju definisanja karte stabilnosti

Tačno određivanje specifičnog otpora rezanja jedan je od ključnih koraka za predikciju stabilnosti procesa rezanja. Specifični otpori rezanja predstavljaju parametre koji u obzir uzimaju karakteristike interakcije između alata i obratka, tj. napon tečenja materijala, trenje između alata i obratka, i geometriju alata. Za njihovo određivanje, u literaturi se najčešće koristi jedan od dva metoda, metod prosečne ili metod trenutne sile rezanja.

Metod prosečne sile rezanja se bazira na linearnoj zavisnosti prosečne vrednosti sile rezanja u odnosu na pomak po zubu glodala. Ovim metodom, *Wang* i *Zheng* [193] su, na bazi linearne dekompozicije sile rezanja na dve komponente, silu smicanja i silu grebanja materijala, i primenom konvolucionog integrala, definisali izraze za prosečnu silu rezanja. Iz ovih izraza, definisani su specifični otpori rezanja koji su u direktnoj vezi sa dubinom rezanja, radijusom vrha alata i sa prosečnom silom rezanja.

Metod trenutne sile rezanja predložili su *Gonzalo* i saradnici u radu [57], gde je, na bazi vrednosti trenutnog intenziteta sile rezanja, analizirana veza grudnog ugla alata i debljine strugotine sa silom rezanja i specifičnim otporom rezanja. Rezultati dobijeni predloženim modelom su verifikovani poređenjem sa rezultatima dobijenim metodom prosečne sile rezanja i sa eksperimentalnim ispitivanjem na primeru ortogonalnog rezanja. Autori su zaključili da obrada alatom sa negativnim grudnim uglom daje veće vrednosti specifičnog otpora rezanja nego obrada alatom sa pozitivnim grudnim uglom. Takođe, za iste uslove obrade, predloženi

metod trenutne sile u poređenju sa metodom prosečne sile, daje rezultate približnije eksperimentalno definisanim vrednostima.

Campatelli [34] i *Salguero* [146] su analizirali zakonitost promene specifičnog otpora rezanja u zavisnosti od brzine rezanja i pomaka po zubu pri obradi glodanjem legure aluminijuma Al 6082-T4. Autori su pri tome zaključili da porastom vrednosti pomaka po zubu eksponencijalno opada vrednost specifičnog otpora rezanja u tangencijalnom pravcu, dok je u radijalnom pravcu specifični otpor približno nepromenljiv. Pored toga, u opsegu brzina rezanja od 180 do 280 [m/min], autori su ustanovili da je promena specifičnih otpora rezanja približno linearna.

Grossi i saradnici [63] su analizirali promenu specifičnog otpora rezanja za niz različitih brojeva obrtaja glavnog vretena pri obradi glodanjem legure aluminijuma Al 6082-T4. U tu svrhu primenili su i metod prosečne i metod trenutne sile rezanja i ustanovili da, u poređenju sa eksperimentalnim rezultatima, metod trenutne sile rezanja daje tačnije rezultate. Međutim, kao jedan od najvećih problema pri ovom ispitivanju, autori su naglasili promenu specifičnog otpora rezanja sa porastom broja obrtaja glavnog vretena. Na primer, pri obradi brojem obrtaja od 19894 [o/min] ustanovljeno je da je specifični otpor rezanja za 16% manji nego pri obradi sa 995 [o/min]. Kao izvor ovog problema, izdvojen je uticaj dinamičkih karakteristika dinamometra na izmerene rezultate, i u cilju njegovog uklanjanja predložena je nova tehnika kompenzacije izmerenog signala sile rezanja, koja omogućava određivanje specifičnog otpora rezanja i u području visokih brojeva obrtaja.

Primenom metoda trenutne sile rezanja i metoda nelinearne optimizacije, *Rubeo* i *Schmitz* [143] su analizirali uticaj režima rezanja (pomak po zubu, broj obrtaja glavnog vretena i širina glodanja) na specifični otpor rezanja pri obradi legure aluminijuma Al6061-T6511. Pri ovom ispitivanju, ustanovljeno je da, u granicama od 0,025 [mm/z] do 0,25 [mm/z], porastom pomaka po zubu eksponencijalno opada specifični otpor rezanja. Pored toga, porastom širine glodanja dolazi takođe do smanjenja specifičnog otpora rezanja. Analizom uticaja broja obrtaja glavnog vretena, ustanovljeno je da specifični otpor rezanja opada do kritičnog broja obrtaja (u ovom slučaju 12500[o/min]), zatim ima tendenciju rasta. Smanjenje intenziteta specifičnog otpora rezanja do kritičnog broja obrtaja se opravdava toplotnim omekšavanjem materijala obratka usled rastuće temperature u zoni rezanja.

Wang [197] je takođe analizirao uticaj režima rezanja (broj obrtaja glavnog vretena i dubina rezanja) na specifični otpor rezanja pri obradi legure aluminijuma Al2024-T3511 i legure titanijuma Ti-6Al-2Zr-1Mo-1V. Pri tome je zaključeno da režimi rezanja ne utiču na koeficijent otpora rezanja u opsegu brojeva obrtaja glavnog vretena od 500 do 1500 [o/min] i dubine rezanja do 2 [mm].

Pretpostavljajući da se koeficijenti specifičnog otpora rezanja menjaju sa promenom brzine rezanja, *Grossi* i saradnici [62] su unapredili metod za definisanje karte stabilnosti modelom Furijevih redova. analize stabilnosti procesa rezanja koji u obzir uzima kontinualnu varijaciju otpora rezanja u zavisnosti od broja obrtaja glavnog vretena. Autori su eksperimentalno odredili specifične otpore rezanja pri obradi aluminijuma Al 6082-T4 brzinama rezanja od 25 [m/min] do 800 [m/min], a zakonitost promene specifičnih otpora rezanja u zavisnosti od promene brzine rezanja, je implementirana u metodu definisanja karte stabilnosti. Na ovaj način, autori su ostvarili povećanje tačnosti karte stabilnosti, koje su eksperimentalno verifikovali.

Slično istraživanje sprovedli su i *Liu* i *Yue* sa saradnicima [106, 206]. Autori su, pri obradi loptastim glodalom ustanovili da specifični otpor rezanja raste sa porastom dubine i/ili širine rezanja, dok opada sa porastom pomaka po zubu alata. Pored toga, specifični otpor rezanja u radijalnom pravcu raste sa porastom pomaka po zubu, dok promena dubine i/ili širine rezanja nema značajan uticaj. Uzimajući u obzir zavisnost specifičnih otpora od režima rezanja, definisana je karta stabilnosti, za koju je eksperimentalno ustanovljeno da ima veću tačnost nego karta stabilnosti bez uticaja promenljivosti specifičnih otpora rezanja.

2.2.1.2 Određivanje dinamičkih karakteristika obradnog sistema

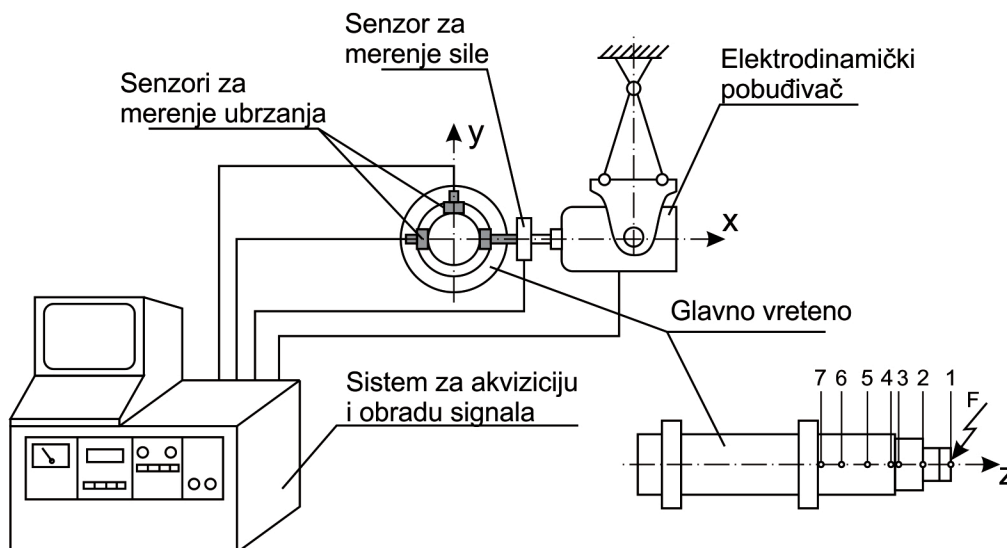
Da bi granica stabilnosti obradnog sistema bila definisana, potrebno je poznavati dinamičke karakteristike sistema MAPO. Ove karakteristike sistema moguće je definisati na dva načina, eksperimentalnim ispitivanjem ili matematičkim modelovanjem, najčešće primenom metode konačnih elemenata.

Određivanje dinamičkih karakteristika sistema eksperimentalnim ispitivanjima, zasniva se na određivanju funkcije frekventnog odziva (FRF²) ili funkcije prenosa sistema (TF³). Osnovna ideja je da se struktura mašine pobudi silom određene frekvencije na određenom mestu, a da se prati dinamički odziv sistema na istom ili nekom drugom mestu. Pobuda sistema može biti ostvarena primenom sinusne ili impulsne sile, a odziv sistema se meri odgovarajućim senzorima.

Metoda sinusne pobudne sile predstavlja racionalan postupak za određivanje frekventnih karakteristika linearnih sistema, jer u tom slučaju amplitudno-fazna karakteristika ujedno predstavlja i funkciju prenosa sistema. Ispitivanje se izvodi primenom elektromagnetnih ili hidrauličnih vibratora, a sama metodologija ispitivanja se zasniva na činjenici da uvođenjem harmonijske pobude određene frekvencije u sistem, posle izvesnog vremena nastaje stacionarno stanje, pri čemu je izlazna karakteristika takođe harmonijska, sa istom frekvencijom kao i pobuda ali sa različitom fazom i amplitudom. Snimanje frekventnih karakteristika u odabranom frekventnom opsegu vrši se pri stupnjevitijoj ili kontinualnoj promeni frekvencije pobudne sile i merenjem amplitude pomeraja i faznog ugla u odnosu na pobudnu silu. Za posmatranu frekvenciju, funkcija prenosa se definiše iz odnosa amplitude odziva sistema i amplitude pobudne sile. Iako je analiza podataka dobijenih na ovaj način relativno jednostavna, ovaj metod ima nekoliko mana. Prva od njih je cena vibratora koji predstavlja izrazito skupu opremu u poređenju sa mogućim alternativama. Takođe, vibrator zahteva čvrsto povezivanje sa strukturom mašine, što u nekim slučajevima može značiti i fizička oštećenja na konstrukcionim elementima mašine. Na kraju, eksperiment traje relativno dugo zbog potreba testiranja na različitim frekvencijama. Šematski prikaz ispitivanja sinusnom pobudom je prikazan na slici 2.8.

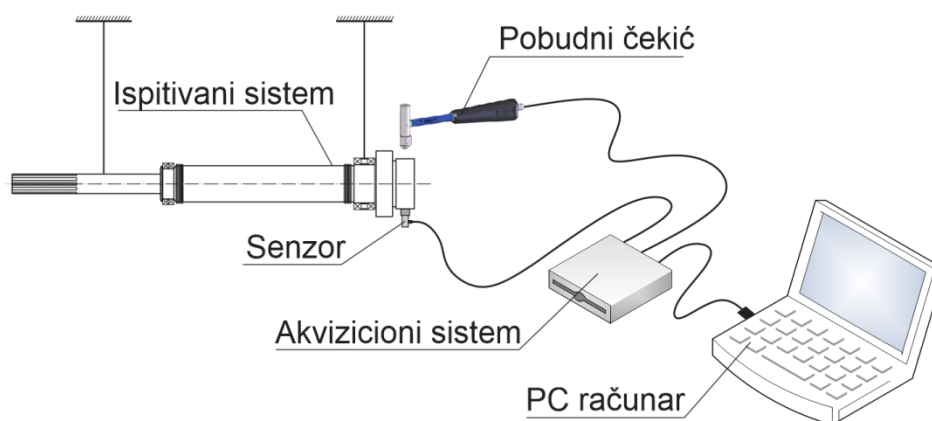
² FRF – Frequency Response Function

³ TF – Transfer Function



Slika 2.8 Ispitivanje sinusnom pobudom [210]

Drugi način ispitivanja mehaničkih sistema je pomoću Furijeove (*Furier*) analize, gde se, primenom impulsne umesto harmonijske sile, ostvaruje pobuda sistema širokim spektrom različitih frekvencija u samo jednom ispitivanju. Ovo je moguće jer po teoriji idealna impulsna funkcija sa beskonačno malim periodom impulsa (npr. $0+$), sadrži beskonačan broj frekvencija koje mogu biti prikazane Furijeovom analizom. Stoga, osnovna ideja je da se Furijeove transformacije primene na ulazni i izlazni signal kako bi se definisao kompletan frekventni odziv sistema u jednom ispitivanju. Ovaj metod je široko primenjivan u ispitivanjima pri kojima se analizirana struktura pobuđuje u nekoj tački pobudnim čekićem a odziv sistema se meri u istoj ili nekoj drugoj tački, najčešće senzorima ubrzanja. Šematski prikaz ispitivanja impulsnom pobudom je prikazan na slici 2.9.



Slika 2.9 Ispitivanje impulsnom pobudom

Još jedan metod za određivanje funkcije frekventnog odziva sistema u cilju definisanja karte stabilnosti za glodanje, predložio je *Sims* [163] koji je umesto pobudnog čekića i senzora ubrzanja primenio piezoelektrične pobudne sisteme i senzore. Na ovaj način ostvaruje se veća kontrola signala pobude u poređenju sa pobudom čekićem, i ovaj metod je pogodan za ispitivanje sistema malih dimenzija (mikromašina alatki) gde je teško ostvariti tačnu pobudu čekićem i gde masa akcelerometra značajno menja dinamičke karakteristike posmatranog sistema.

Uticao mase aksceleometra na tačnost funkcije frekventnog odziva

Pri ispitivanju struktura impulsnom pobudom, postoji određen broj praktičnih ograničenja koja je potrebno uzeti u obzir u cilju povećanja tačnosti ispitivanja. Prvo, u cilju povećanja kvaliteta prikupljenih podataka, potrebno je povećati odnos između signala i šuma, što je najjednostavnije učiniti primenom dobro izolovanih kablova što je moguće manje dužine. Takođe, da bi se snimili što tačniji podaci odziva sistema neophodno je izabrati odgovarajući senzor za ispitivanje sa stanovišta mase, osetljivosti i mernog opsega. Npr. ukoliko izabrani senzor ubrzanja ima veliku masu u odnosu na ispitivani sistem, on može značajno da utiče na dinamičko ponašanje strukture, te je njegov izbor od velikog značaja za tačnost izmerenih podataka [48].

Senzori ubrzanja, koji se najčešće primenjuju za snimanje signala odziva pri određivanju funkcije frekventnog odziva sistema glavno vreteno – držač alata – alat, su relativno malih dimenzija u poređenju sa dimenzijama alata na koji se oni postavljaju pri ispitivanju. Međutim, i pored malih dimenzija senzori mogu imati značajan uticaj na tačnost dobijenih rezultata, što su u svojim istraživanjima i pokazali *Özşahin, Özgüven i Budak [129]*. Naime, oni su prikazali uticaj mase senzora na funkciju frekventnog odziva sistema za različite odnose masa alata i senzora. Sproveden je niz eksperimenata u kojima je odziv sistema praćen na dva načina, senzorom ubrzanja mase 2,5[g] čiji se uticaj ispituje, i laserskim uređajem za merenje brzine. Na osnovu rezultata ispitivanja, zaključeno je da se povećanjem prečnika i slobodne dužine alata smanjuje uticaj mase senzora na izmerene rezultate, te je taj uticaj moguće i zanemariti za alate većeg prečnika. Međutim, za alate prečnika manjeg od 12 [mm] i merenje odziva sistema senzorom ubrzanja mase 2,5[g], neophodno je korigovati definisanu funkciju frekventnog odziva sistema.

Problemom smanjenja uticaja mase akcelerometra na određivanje funkcije frekventnog odziva sistema, bavili su se i *Cakar i Sanliturk [33]*. Autori su razvili metod, baziran na složenim *Sherman-Morrison*–ovim izrazima, čijom se primenom sprovodi filtriranje izmerenih signala kako bi se uklonio uticaj mase senzora ubrzanja na izmerene rezultate. Sproveden je niz eksperimentalnih istraživanja na osnovu kojih je zaključeno da predloženi metod daje zadovoljavajuće rezultate. Međutim, povećanjem šuma u snimljenom signalu smanjuje se tačnost ovog metoda, te je u tom slučaju neophodno prvo filtrirati snimljene signale kako bi šum bio uklonjen, pa tek onda primeniti predloženi metod.

Kada se za pobudu obradnog sistema, pri određivanju FRF, primenjuje vibracioni pobuđivač – vibrator, potrebno je uzeti u obzir i njegovu masu i njen uticaj na tačnost dobijene FRF. Ovim istraživanjem bavio se *Bi*, sa saradnicima [24] pri čemu je ustanovljeno da je mnogo lakše odstraniti uticaj mase vibratora nego mase akcelerometra, usled veće osetljivosti akcelerometra.

Uticao krutosti i mase obratka na određivanje modalnih parametara sistema

Pri definisanju funkcije frekventnog odziva sistema, kao kritični element sistema MAPO najčešće se smatra sklop glavno vreteno – držač alata – alat, te se za njega najčešće i određuju modalni parametri. Međutim, pri obradi tankozidnih radnih predmeta, obradak ima manju krutost od sklopa glavno vreteno – držač alata – alat, te on postaje kritični element sistema MAPO.

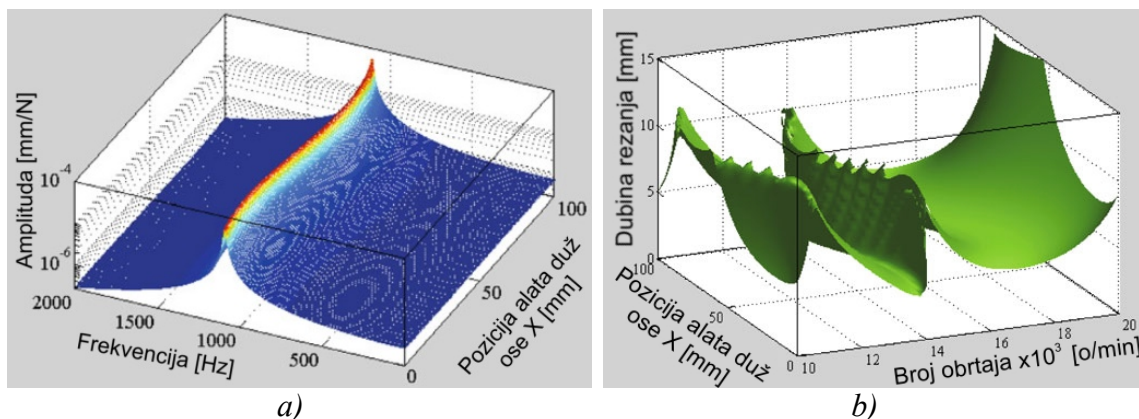
U slučaju obrade tankozidnih obradaka, dinamičke karakteristike sistema MAPO nisu konstantne, nego se menjaju sa uklanjanjem materijala obratka. Usled toga, dinamičko modelovanje ovakvih sistema i analitičko opisivanje njihovih dinamičkih karakteristika, predstavlja centralni problem pri analizi dinamičke stabilnosti sistema. Dinamičke karakteristike tankozidnih obradaka najčešće se određuju primenom metode konačnih elemenata (MKE).

Primenom metode konačnih elemenata, zahvat obrade se deli na određeni broj međusobnih položaja alata i obratka. Za svaki od tih položaja na bazi MKE modela, posebno se definiše sila rezanja, na osnovu koje se određuju dinamičke karakteristike sistema. Na ovaj način dobija se zakonitost promene dinamičkih karakteristika sistema za celokupan zahvat obrade.

Dinamičku stabilnost procesa struganja elastičnih obradaka analizirali su *Stepan* i saradnici [171]. Autori su odredili promenljive dinamičke karakteristike sistema na bazi metode konačnih elemenata, pri čemu su u odnosu na početne uslove obrade ustanovljene značajne promene sopstvene frekvencije i modalne krutosti sistema. Kako ova dva parametra imaju veliki uticaj na tačnost predikcije stabilnosti procesa obrade, jasno je da se uzimanjem u obzir njihove promenljivosti tokom procesa obrade, značajno povećava tačnost definisane karte stabilnosti.

Adetoro sa saradnicima [3] je unapredio već postojeći matematički metod za definisanje karte stabilnosti tako što je u obzir uzeo uticaj nelinearnosti specifičnog otpora na graničnu dubinu rezanja. Pored toga, autori su primenom MKE i Furijeovih transformacija, u obzir uzeli i promenljivost dinamičkih karakteristika sistema pri rezanju tankozidnih obradaka, i za slučaj obrade rebra širine 3[mm] od legure aluminijuma Al7010-T7651, definisali kartu stabilnosti. Eksperimentalna ispitivanja su pokazala zadovoljavajuću tačnost karte stabilnosti dobijene na bazi unapređenog modela.

Song i saradnici [168] su primenom MKE analizirali dinamičke karakteristike obradnog sistema pri rezanju tankozidnog obratka debljine 3[mm] od legure aluminijuma Al 7050-T7451. Rezultati su pokazali da pri obradi rebra širinom rezanja od 0,6[mm], i brojevima obrtaja od 10000 do 20000 [o/min], smanjenje mase obratka ima značajan uticaj na promenu dinamičkih karakteristika sistema, prvenstveno njegove sopstvene frekvencije (Slika 2.10a). Na bazi promene dinamičkih karakteristika sistema pri obradi, autori su definisali 3D kartu stabilnosti koja u obzir uzima trenutni položaj alata pri obradi (Slika 2.10b).



Slika 2.10 a) Promena sopstvene frekvencije pri tankozidnoj obradi; b) 3D karta stabilnosti pri tankozidnoj obradi [168]

Budak i saradnici [31] i su analizirali uticaj varijabilnih dinamičkih karakteristika obratka na stabilnost procesa izrade turbinskih lopatica. Početna FRF sistema dobijena je na bazi MKE, a zatim je korigovana uzimajući u obzir uklanjanje materijala kretanjem alata po programiranoj putanji. Na bazi korigovane FRF definisane su karte stabilnosti koje su verifikovane eksperimentalno, pri čemu je zaključeno da se sopstvena frekvencija sistema značajno menja sa uklanjanjem materijala obratka, o čemu treba voditi računa pri definisanju karte stabilnosti sistema.

Salih i saradnici [8] su razvili metodologiju za predikciju promene dinamičkih karakteristika obratka u toku obrade. Materijal uklonjen svakim prolazom alata posmatran je kao strukturna modifikacija obratka, i iskorišćen za definisanje promenljive funkcije frekventnog odziva obratka. Funkcije frekventnog odziva obratka definisane predloženom metodologijom iskorišćene su za definisanje karata stabilnosti za svaki prolaz alata. Definisane karte stabilnosti su verifikovane eksperimentalnim ispitivanjem samopobudnih vibracija pri obradi legure aluminijuma Al7075.

Zhang sa saradnicima [213, 214] je predstavio metod za suzbijanje samopobudnih vibracija pri obradi tankozidnih obradaka njihovim potapanjem u viskozni fluid. Autori su zaključili da se obradom legure aluminijuma Al7075 u viskoznom fluidu, u poređenju sa suvom obradom, dolazi do značajnog smanjenja specifičnog otpora rezanja zbog smanjenja trenja između obratka i alata. Takođe, potapanjem obratka u viskozni fluid dolazi do promene njegovih modalnih parametara, odnosno u zavisnosti od tačke merenja modalnih parametara, sopstvena frekvencija obratka se smanjuje i do 50%, faktor prigušenja se povećava i do 6 puta, dok modalna krutost ostaje nepromenjena. Nizom eksperimentalnih ispitivanja, ustanovljeno je da se potapanjem obratka u viskozni fluid pri glodanju tankozidnih obradaka, značajno povećava dinamička stabilnost procesa.

Za analize stabilnosti procesa obrade, koje su prikazane u nastavku ovog rada, podrazumevano je da obradak ima veću krutost od sklopa glavno vreteno – držač alata – alat, te je uticaj njegove mase i krutosti na stabilnost procesa zanemaren.

Određivanje modalnih parametara sistema sprežanjem odziva njegovih elemenata

U cilju definisanja funkcije frekventnog odziva obradnog sistema, kao što je već napomenuto, najčešće se primenjuje tzv. eksperimentalna modalna analiza, odnosno ispitivanje primenom pobudnog čekića. Međutim, bilo kakva promena sistema glavno vreteno – držač alata – alat, dovodi do promene njegovih modalnih parametara. Odnosno, ukoliko se na ispitivanom sistemu zameni alat, držač alata, ili se čak samo promeni slobodna dužina alata u držaču, neophodno je sprovesti novo eksperimentalno ispitivanje i određivanje modalnih parametara sistema. Ako se u obzir uzmu sve moguće kombinacije sistema glavno vreteno – držač alata – alat, jasno se može zaključiti da primena eksperimentalne modalne analize nije praktična.

U cilju smanjenja broja potrebnih eksperimenata, za određivanje funkcije frekventnog odziva sistema glavno vreteno – držač alata – alat razvijene su kombinovane teorijsko – eksperimentalne metode .

Schmitz i saradnici [148, 149, 151, 152], su razvili novi metod za predikciju funkcije frekventnog odziva vrha alata, tzv. *RCSA* („*Receptance Coupling Substructure Analysis*“) metod. *RCSA* metod se bazira na *RC* metodi spajanja pomerajnih odziva („*Receptance Coupling*“) elemenata ukupnog sistema, koji su prvi put prezentovali *Bishop* i *Johnson* [26].

Osnovna ideja ovog metoda je da se problem modelovanja složenih dinamičkih sistema može značajno pojednostaviti razlaganjem sistema na podsisteme, koji se mogu predstaviti manjim jednostavnim modelom. Ukupan odziv posmatranog sistema definiše se međusobnim spajanjem pojedinačnih odziva svih podsistema. U cilju definisanja odziva sklopa glavno vreteno – držač alata – alat, *Schmitz* je predložio proceduru pri kojoj se samo jednim eksperimentom određuje odziv podsistema glavno vreteno – držač alata, dok se odziv alata definiše primenom Ojler-Bernulijeve (*Euller-Bernoulli*) teorije grede. Spajanjem ovih odziva, definiše se ukupan odziv analiziranog sistema.

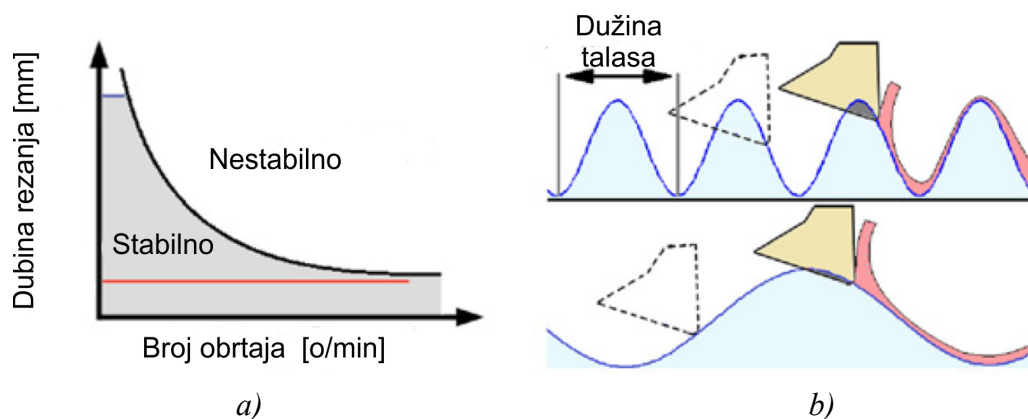
Erturk i saradnici [47] su razvili i eksperimentalno verifikovali novi, tačniji matematički model za predikciju funkcije frekventnog odziva glavno vreteno – držač alata – alat, koji se bazira na Timoshenkovoj teoriji grede. Predloženi model je potpuno analitički, tj. nije potrebno određivati odziv podsklopa glavno vreteno – držač alata, jer se i za modelovanje odziva ovog podsklopa primjenjuje teorija grede.

U cilju povećanja efikasnosti određivanja modalnih parametara obradnih sistema, *Geurtsen* [56] je takođe primenio metodu spajanja pomerajnih odziva elemenata sklopa glavno vreteno – držač alata – alat. Pri tome, pomenuti sistem je podeljen na dva dela, I) glavno vreteno – držač alata, čiji se odziv određuje eksperimentalno, i II) alat, čiji se odziv definiše primenom metode konačnih elemenata. Spajanjem ovih odziva, definisan je odziv ukupnog sistema i određeni su njegovi modalni parametri, na osnovu kojih je definisana karta stabilnosti posmatranog sistema.

Čiča [37] je predložio metod za definisanje karakteristike veza između elemenata sklopa glavno vreteno – držač alata – alat, pri sprezanju njihovih pomerajnih odziva RC metodom. Predloženi metod je verifikovan eksperimentalno sprezanjem analitički definisanih pomerajnih odziva značajnog broja različitih alata sa eksperimentalno određenim pomerajnim odzivom podsklopa glavno vreteno – držač alata.

2.2.1.3 Uticaj prigušenja procesa rezanja na kartu stabilnosti

Pri obradi relativno niskim brojem obrtaja glavnog vretena dolazi do tzv. prigušenja procesa rezanja (*process damping*), pri čemu talasasta obrađena površina, usled trenja sa leđnom površinom alata (Slika 2.11b), prigušuje oscilacije u pravcu radijalne sile rezanja. Na ovaj način, dolazi do povećanja dinamičke stabilnosti sistema tj. do povećanja granične dubine rezanja (Slika 2.11a). Ova pojava, ima značajan uticaj na proces rezanja i mora biti uzeta u obzir pri predikciji dinamičkog ponašanja obradnih sistema.



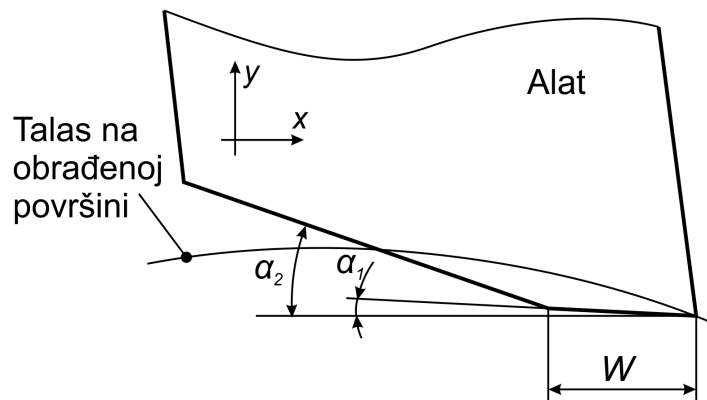
Slika 2.11 a) Uticaj prigušenja procesa na kartu stabilnosti; b) kontakt između leđne površine alata i obrađene površine [30]

Budak i Tunc [30] su predložili novi metod za identifikaciju i modelovanje prigušenja procesa za obrade struganjem i glodanjem. Koeficijent prigušenja procesa određen je eksperimentalno za obradu struganjem obradaka od aluminijuma A17075, čelika Ck50, dok je za operaciju glodanjem koeficijent prigušenja procesa određen takođe za aluminijum i čelik, i za leguru titanijuma Ti6Al4V. Eksperimentalno definisani koeficijenti prigušenja su implementirani u model za definisanje karte stabilnosti, na bazi koje su, između ostalog, analizirani uticaj leđnog ugla alata i radijusa rezne ivice na prigušenje procesa rezanja. Za operaciju struganja, tj. ortogonalnog rezanja, zaključeno je da se povećanjem leđnog ugla alata smanjuje prigušenje procesa. Odnosno za $\alpha > 3^\circ$ dolazi do drastičnog pada prigušenja procesa usled smanjenja mogućnosti kontakta između leđne površine alata i obrađene površine. Pored toga, povećanjem radijusa rezne ivice dolazi do porasta prigušenja procesa. Za operaciju glodanja, zaključeno je da povećanjem radijusa rezne ivice i/ili širine glodanja dolazi do porasta prigušenja procesa, usled povećanja dužine kontakta između alata i obratka.

Turkes i saradnici [182] su predstavili novi matematički model za određivanje koeficijenta prigušenja procesa pri obradi struganjem, koji u obzir uzima napon na smicanje materijala obratka, ugao smicanja strugotine i silu usled kontakta leđne površine alata i obrađene površine. Ovaj model implementiran je u metod Furijeovih redova u cilju definisanja karte stabilnosti sa prigušenjem procesa. Predloženi matematički model potvrđen je eksperimentalnim ispitivanjima za različite slobodne dužine alata i brojeve obrtaja od 90 [o/min] do 710 [o/min], pri obradi čelika Ck10.

Gurdal i saradnici [64] su primenom ekvivalentnog viskozno prigušenja, modelovali prigušenje procesa glodanja u funkciji od perioda i amplitude talasa na obrađenoj površini, pojasa habanja na leđnoj površini alata i od leđnog ugla alata. U cilju definisanja karte stabilnosti matematički model je implementiran u metod Furijeovih redova, a u cilju njegove verifikacije, sproveden je niz eksperimenata za brojeve obrtaja glavnog vretena od 1000 [o/min] do 2500 [o/min], pri obradi legure titanijuma Ti6Al4V glodalom prečnika $\phi 8$ [mm]. Iako su eksperimentalni rezultati, koje su autori prikazali, u dobroj korelaciji sa matematičkim modelom, može se zaključiti da predloženi model značajno zavisi od perioda i amplitude talasa na obrađenoj površini. Međutim, kako ove parametre nije jednostavno predvideti, neophodno je sprovesti dodatna istraživanja kako bi se ispitala tačnost i upotrebljivost predloženog modela.

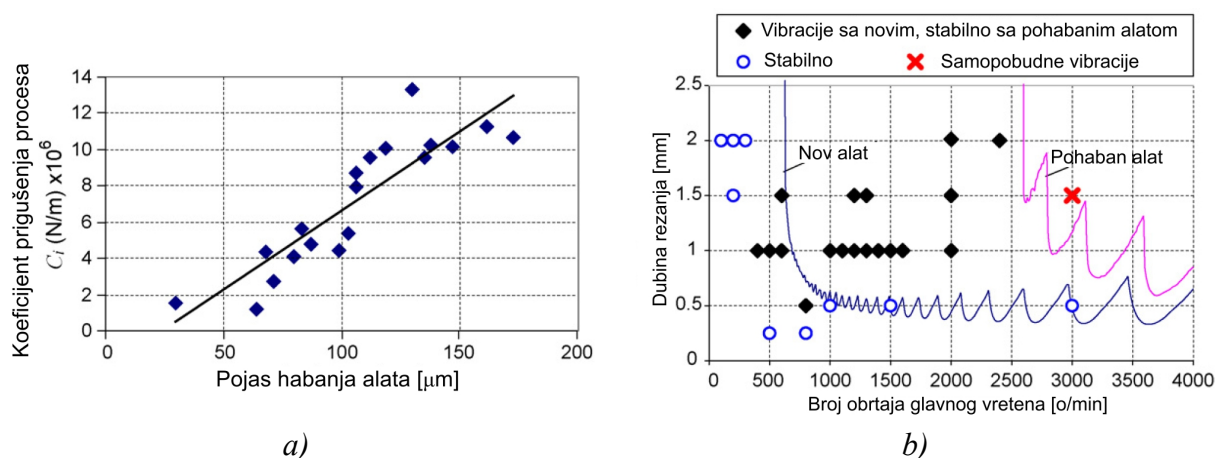
Li i saradnici [102], su razvili matematički model za definisanje karte stabilnosti pri glodanju tankozidnih obradaka, koji u obzir uzima i prigušenje procesa. Pored matematičkog modela, autori su predložili i primenu tzv. antivibracionog leđnog ugla pri projektovanju alata sa stanovišta pojave samopobudnih vibracija. Naime, predloženo je da se leđni ugao alata podeli na dva ugla, manji (α_1) koji je nazvan antivibracioni leđni ugao i veći ugao (α_2) koji odgovara leđnom uglu standardnih alata, pri čemu je dužina fazete ugla α_1 (W) jasno definisana (Slika 2.12). Antivibracioni leđni ugao alata omogućava duži kontakt između obrađene površine i leđne površine alata, čime se povećava prigušenje procesa a time i granična dubina rezanja.



Slika 2.12 Antivibracioni leđni ugao alata α_1 [102]

U cilju verifikacije matematičkog modela i predloženog poboljšanja alata, sproveden je niz eksperimenata pri obradi legure titanijuma sa dva tipa alata, alat 1 bez i alat 2 sa antivibracionim uglom. Alat 1 je prečnika $\phi 16$ [mm] sa 4 zuba i leđnim uglom $\alpha=9^\circ$, dok je kod drugog alata jedina razlika u leđnom uglu koji je podeljen na $\alpha_1=4^\circ$ sa dužinom $W=90$ [μm], i $\alpha_2=9^\circ$. Na bazi eksperimenata, ustanovljeno je da se pri obradi alatom 1 prigušenje procesa javlja na brojevima obrtaja manjim od 750 [o/min], dok se pri obradi alatom 2, ta granica podiže na 1200 [o/min], što dovodi do zaključka da se primenom poboljšanih alata povećava uticaj prigušenja procesa, a time i granična dubina rezanja.

Altintas i saradnici [12] su prezentovali matematički model za definisanje rezultujuće sile rezanja pri ortogonalnom struganju. Sila rezanja izražena je u funkciji od regenerativne debljine strugotine, brzine rezanja, i brzine i ubrzanja kao karakteristika vibracija. Implementacijom razvijenog modela rezultujuće sile rezanja u model Furijeovih redova, definisana je karta stabilnosti koja u obzir uzima i prigušenje procesa rezanja. U okviru eksperimentalnih ispitivanja utvrđen je uticaj pojasa habanja na leđnoj površini alata na koeficijent prigušenja procesa, za obradu nerđajućeg čelika X5CrNi18, pri čemu je zaključeno da se povećanjem pojasa habanja povećava i koeficijent prigušenja procesa, a samim tim i granica stabilnosti sistema (Slika 2.13a). Pored toga, analizirana je stabilnost obradnog sistema za slučaj obrade novim i za slučaj obrade pohabanim alatom, pri čemu je ustanovljeno da se pohabanim alatom dobijaju veće granične dubine rezanja (Slika 2.13b).



Slika 2.13 a) Uticaj pojasa habanja na prigušenje procesa rezanja; b) poređenje karata stabilnosti za slučaj obrade novim i pohabanim alatom [12]

Tyler i *Schmitz* [183], su analizirali stabilnost procesa struganja i glodanja uzimajući u obzir prigušenje procesa rezanja. Prigušenje procesa rezanja predstavljeno je koeficijentom prigušenja procesa direktno zavisnim od brzine rezanja, koji se određuje eksperimentalno. Implementacijom definisanog koeficijenta prigušenja procesa u *Thusty-ev* DDE model, definisana je karta stabilnosti. Pored toga, autori su analizirali i uticaj leđnog ugla i pojasa habanja alata na prigušenje procesa rezanja, pri čemu je zaključeno da smanjenje leđnog ugla alata i/ili povećanje pojasa habanja na leđnoj površini alata, dovodi do povećanja prigušenja procesa a time i do povećanja granice stabilnosti pri nižim brojevima obrtaja glavnog vretena.

Kao nastavak ovog istraživanja, isti autori su [184] formirali bazu koeficijenata prigušenja procesa rezanja za teškoobradljive materijale. Autori su sprovedli niz eksperimentalnih ispitivanja, i za teškoobradljive materijale čelik C18, superleguru titanijuma Ti6Al4V, i nerđajući čelik X5CrNi18, formirali bazu podataka u kojoj su, za dva različita leđna ugla alata i za dva opsega pojasa habanja alata, prikazali koeficijent prigušenja procesa rezanja, specifični otpor rezanja i postojanost alata.

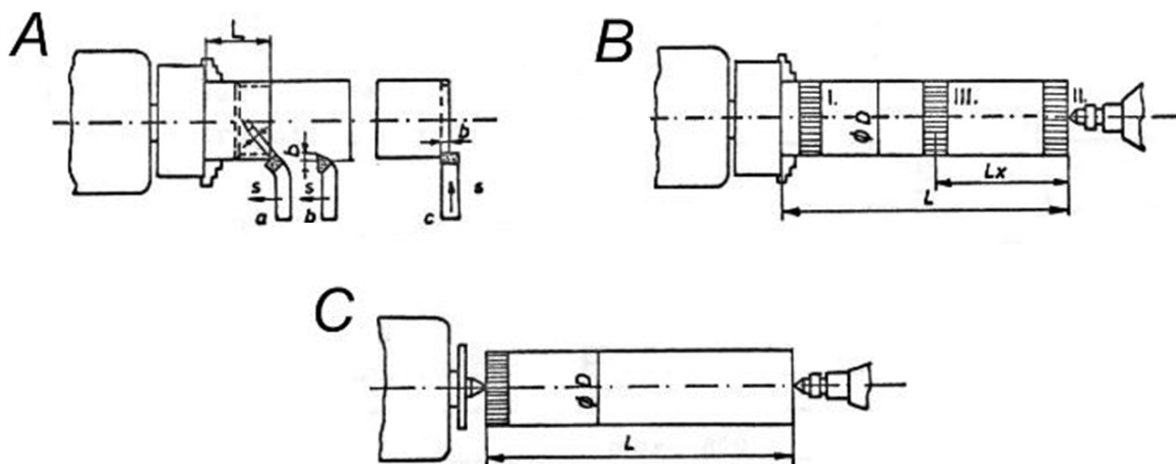
Yusoff sa saradnicima [207] je ispitao uticaj promenljivog koraka zuba i promenljivog ugla zavojnice alata na prigušenje procesa obrade, pri glodanju obratka od A17075. Pri ispitivanjima su korišćena dva alata prečnika $\phi 16$ [mm] sa tri zuba, jedan sa konstantnim korakom zuba i uniformnim uglom zavojnice (30° , 30° , 30°), i drugi sa promenljivim korakom zuba (84° , 221° , 55°) i promenljivim uglom zavojnice (43° , 44° , 48°). Autori su pokazali da promenljivi korak i ugao zavojnice imaju značajan uticaj na povećanje prigušenja procesa, odnosno da se pri obradi ovakvim alatima prigušenje procesa povećava i do dva puta u poređenju sa obradom konvencionalnim alatima. Slično istraživanje sprovedli su i *Tang* i *Liu* [176] koji su posmatrali uticaj ugla zavojnice i grudnog ugla alata na stabilnost procesa glodanja kroz niz eksperimenata, na osnovu čega su zaključili da porastom ova dva ugla raste i stabilnost procesa glodanja.

2.2.2 Definisane karte stabilnosti eksperimentalnim ispitivanjem obradnog sistema

Kartu stabilnosti obradnog sistema, pored prikazanih matematičkih modela, moguće je definisati i eksperimentalno. Na ovaj način, u poređenju sa matematičkim modelima, definiše se tačnija karta stabilnosti jer se karta stabilnosti definiše na bazi realnih vrednosti graničnih dubina rezanja, ali je i ovaj pristup ograničen samo na posmatrani sistem MAPO. Takođe, ovaj metod iziskuje mnogo vremena i relativno visoke troškove u cilju sprovođenja velikog broja eksperimenata kako bi se obezbedio dovoljan broj podataka za definisanje karte stabilnosti.

Među prvim istraživačima koji su ispitivali samopobudne vibracije u cilju definisanja karte stabilnosti za operaciju struganja, bili su *Koenigsberger* i *Thusty* koji su u [81] preporučili tri varijante za ispitivanje univerzalnog struga (Slika 2.14):

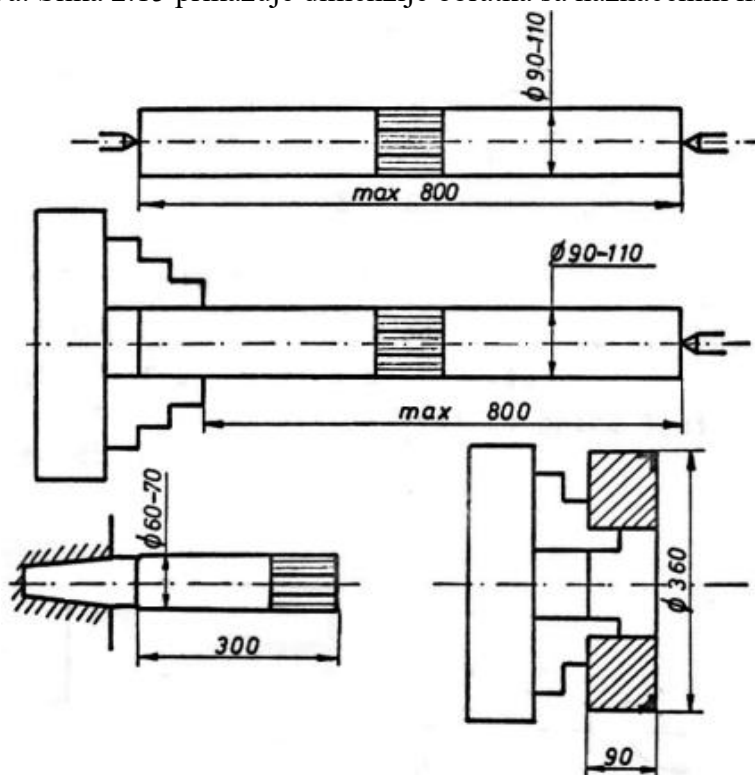
- A. obradak stegnut samo u univerzalnu steznu glavu i obrada se vrši samo na slobodnom kraju u varijantama uzdužne i poprečne obrade,
- B. obradak stegnut u steznu glavu i oslonjen šiljkom, a obrada se izvodi na celoj dužini obratka,
- C. obradak stegnut između šiljaka, a obrada se izvodi neposredno kod glavnog vretena.



Slika 2.14 Načini stezanja obratka pri ispitivanju dinamičkog ponašanja strugova po Koenigsberger-u i Thusty-ju [81]

Za usvojeni pomak postepeno se povećava dubina rezanja dok se ne konstatuje pojava samopobudnih vibracija. Presek strugotine, odnosno dubina rezanja na kojoj je došlo do pojave samopobudnih vibracija smatra se graničnom za posmatrani broj obrtaja, a na osnovu ovih podataka se relativno jednostavno definiše karta stabilnosti.

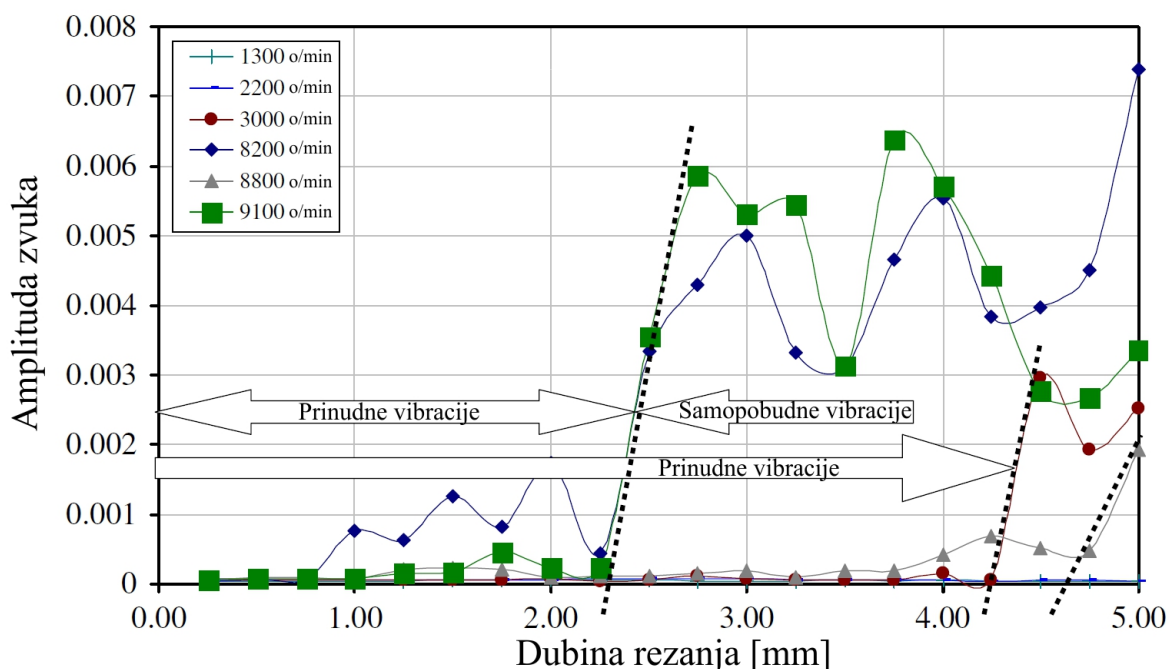
Pored ovih autora, jedan od pionira u ovoj oblasti je i V.A. Kudinov, koji je u [95] prikazao dimenzije i oblik obratka, kao i način njegovog stezanja, za ispitivanje dinamičkog ponašanja strugova. Slika 2.15 prikazuje dimenzije obratka sa naznačenim mestima obrade.



Slika 2.15 Dimenzije i načini stezanja obratka pri ispitivanju dinamičkog ponašanja strugova po Kudinovu [95]

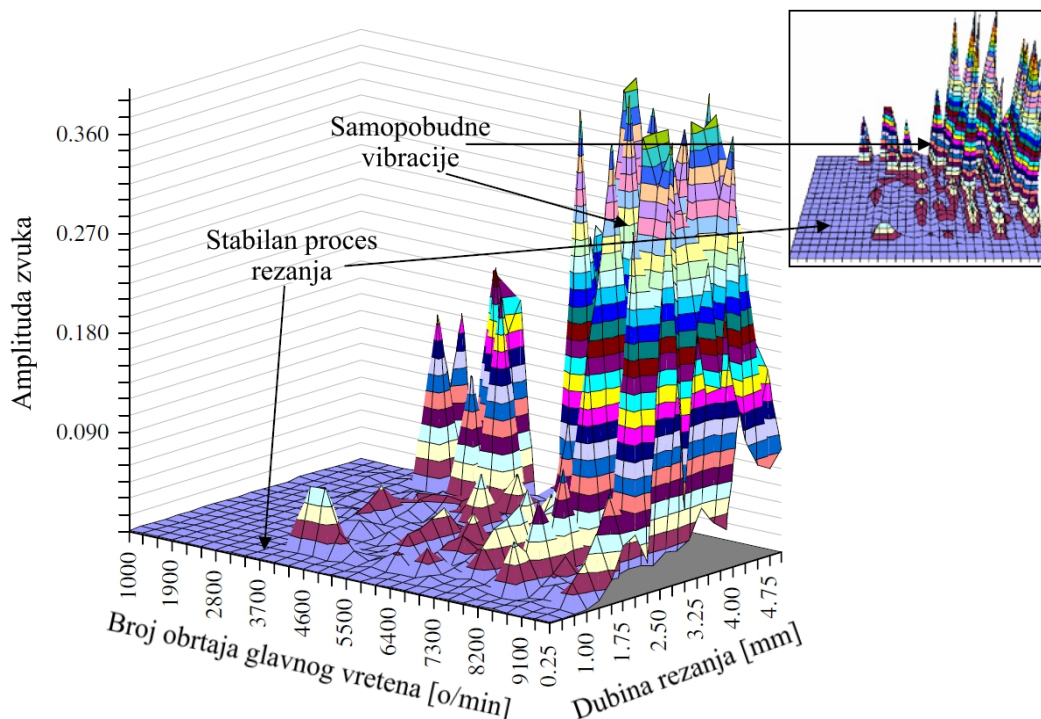
U novije vreme, razvojem računarskih tehnologija, istraživačima su omogućene sofisticiranije metode ispitivanja i analize samopobudnih vibracija, a time i jednostavnije definisanje karte stabilnosti eksperimentalnim metodama. Tako je *Quintana* sa saradnicima [135] predložio metod identifikacije karte stabilnosti pri glodanju, baziran na nizu eksperimentalnih testova. Pri tim testovima, obradak zahvaljujući zakošenoj gornjoj površini, omogućava kontinualno povećanje dubine rezanja u pravcu brzine pomoćnog kretanja (što predstavlja y osu karte stabilnosti), dok se broj obrtaja glavnog vretena (x osa karte stabilnosti) povećava svakim sledećim prolazom alata. Proces rezanja se zaustavlja u trenutku pojave samopobudnih vibracija tako da se karta stabilnosti može očitati direktno sa obratka.

U drugom eksperimentalnom pristupu *Quintana* je sa saradnicima [134] predložio metodu definisanja karte stabilnosti primenom tehnike zvučnog mapiranja (*sound mapping*). Zvučna mapa je grafički trodimenzionalni prikaz nivoa buke neke regije, tj. neke površine podeljene na određeni broj polja u obliku mreže. Autori su pretpostavili da je karta stabilnosti jedna takva površina, i da svaka kombinacija broj obrtaja – dubina rezanja ima karakterističan nivo buke (Slika 2.16).



Slika 2.16 Amplituda zvuka za različite režime rezanja [134]

U svrhu definisanja karte stabilnosti na bazi bučnosti, sprovedeno je 600 eksperimenata, pri kojima je varirano 30 različitih brojeva obrtaja i 20 dubina rezanja. Za svaki od ovih eksperimenata meren je nivo buke koji je unosen u zvučnu mapu, čime je definisana karta stabilnosti obradnog sistema (Slika 2.17). Mana ovog metoda je potrebno vreme i finansijski resursi za sprovođenje velikog broja eksperimentalnih ispitivanja kako bi se obezbedio dovoljan broj ulaznih podataka za definisanje karte stabilnosti.



Slika 2.17 Karta stabilnosti definisana metodom zvučnog mapiranja

Primenom neke od metoda za definisanje karte stabilnosti, prikazanih u prethodnom delu, vrši se predikcija nastanka samopobudnih vibracija i pre startovanja procesa obrade. Odnosno, ukoliko poseduje kartu stabilnosti za posmatrani obradni sistem, operater na mašini može izabrati režime rezanja (broj obrtaja glavnog vretena i dubinu rezanja) koji obezbeđuju i maksimalnu količinu skinute strugotine i dinamičku stabilnost procesa rezanja. Međutim, definisanje karte stabilnosti prethodno prikazanim metodama, zahteva kompletnu analizu dinamičkog ponašanja sistema MAPO, što često nije moguće sprovesti u fabričkim uslovima [135]. Takođe, u nekim slučajevima (višeosna obrada i obrada tankozidnih delova) dolazi do kontinualne promene dinamičkih parametara sistema MAPO, čime se menja i karta stabilnosti obradnog sistema, te nije moguće sa sigurnošću odabrati režime rezanja koji obezbeđuju stabilan proces obrade.

Ubrzani tehnološki razvoj uslovio je i nastanak novih metoda detekcije samopobudnih vibracija. Za primenu ovih metoda, nije potrebno definisati kartu stabilnosti, jer se u tom slučaju tokom procesa (*on – line*) prate određeni parametri (vibracije, buka, sile rezanja, snaga, itd.) na osnovu kojih je moguće detektovati samopobudne vibracije u ranoj fazi nastanka i time blagovremeno korigovati režime rezanja kako bi se sprečio rast amplitude vibracija.

Savremene metode detekcije nastanka samopobudnih vibracija u procesu rezanja, primenili su još 80 – ih godina XX veka *Rahman i Ito* u [136]. U ovom radu, autori su pri struganju konusnog obratka primenili nekoliko metoda detekcije samopobudnih vibracija, odnosno merili su pomeranje obratka u pravcu X ose, nivo buke u radnom prostoru mašine alatke i sile rezanja. Primenom konusnog obratka, omogućeno je kontinualno povećanje dubine rezanja za konstantne vrednosti broja obrtaja glavnog vretena i pomaka alata. Svakom od pomenutih metoda, detektovane su samopobudne vibracije i određena je granična dubina rezanja za konkretne režime rezanja. Analizom dobijenih rezultata i njihovim poređenjem sa

referentnom graničnom dubinom definisanom na bazi hrapavosti obrađene površine, autori su zaključili da je najbolji metod detekcije samopobudnih vibracija praćenjem pomeranja obratka u pravcu X ose.

Liao i *Young* [103] prikazali su *on – line* metod regulacije broja obrtaja glavnog vretena u cilju sprečavanja samopobudnih vibracija u trenutku njihovog nastanka. Autori su primenom dinamometra pratili signal dinamičke sile rezanja, a zatim su sprovedi brzu Furijeovu transformaciju tog signala kako bi detektovali frekvenciju samopobudnih vibracija. Na osnovu detektovane frekvencije ovih vibracija, autori su proračunali potrebne korekcije broja obrtaja glavnog vretena, usled čega dolazi do prekidanja regenerativnog efekta a time i do sprečavanja razvoja samopobudnih vibracija.

Primena mikrofona za prikupljanje i analizu nivoa buke pri procesu rezanja, pokazala se kao jeftino i jednostavno rešenje za detekciju samopobudnih vibracija, te je u tu svrhu razvijeno nekoliko programskih paketa, kao što su *Metalmax – Harmonizer* [111] i *Okuma – Machining Navi* [127]. Međutim, u današnjim proizvodnim pogonima postoji veliki broj raznih izvora buke, koji mogu značajno uticati na kvalitet prikupljenog signala, što dodatno otežava primenu razvijenih programskih rešenja.

Doppenberg je sa autorima u okviru istraživanja [41] predložio kontroler koji, na osnovu informacija dobijenih algoritmom za detekciju samopobudnih vibracija, vraća proces obrade u stabilno stanje korigujući broj obrtaja glavnog vretena. Detekcija nastanka samopobudnih vibracija vrši se senzorima ubrzanja postavljenim na pozicijama uležištenja glavnog vretena mašine alatke. Primenom simulacija u Matlab Simulink programskom sistemu, autori su potvrdili funkciju ovog kontrolera.

Pored toga, *Kuljanic* je sa autorima [96, 97] razvio multisenzorski sistem za detekciju samopobudnih vibracija koji svoju primenu može naći i u proizvodnim pogonima. Autori su prvo uporedili nekoliko različitih tipova senzora (rotacione dinamometre, akcelerometre, senzore akustične emisije i senzore električne snage) kako bi odredili koja kombinacija senzora je najosetljivija na pojavu samopobudnih vibracija. Nakon toga, formiran je multisenzorski sistem koji na osnovu signala tri senzora, dva senzora ubrzanja postavljena na glavno vreteno u pravcu osa X i Y , i aksijalnog dinamometra koji meri silu u pravcu ose Z , primenom veštačke inteligencije detektuje trenutak nastanka samopobudnih vibracija.

Suprock je sa grupom autora [172] razvio relativno jeftin bežični senzor za merenje vibracija koji se montira u držač alata za glodanje. Ovaj senzor može biti primenjen u cilju detekcije samopobudnih vibracija izazvanih regenerativnim efektom, kao i u cilju detekcije debalansa reznog alata.

Najveći nedostatak metoda za detekciju samopobudnih vibracija u procesu obrade je što svaka od predloženih metoda detektuje vibracije tek kada one nastanu, odnosno kada već može doći do oštećenja nekog od elemenata sistema MAPO. Takođe, u cilju detekcije vibracija ovim metodama potrebna je savremena dijagnostička oprema, što predstavlja izvor dodatnih troškova. Pored toga, obrada prikupljenih signala i algoritmi za detekciju samopobudnih vibracija, obično rade na posebnom računaru, a ne na upravljačkoj jedinici mašine alatke. Zbog svega gore navedenog, potrebno je definisati nove načine detektovanja samopobudnih vibracija koji će omogućiti trenutnu detekciju vibracija u trenutku njihovog nastanka.

2.3 Strategije za obezbeđivanje stabilnog procesa obrade

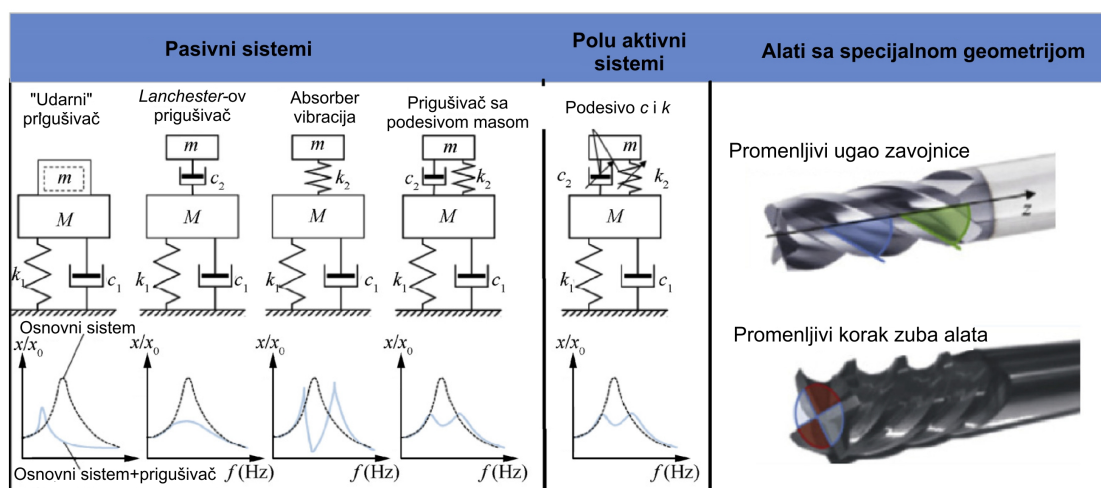
Analiza samopobudnih vibracija se najčešće svodi na detekciju, identifikaciju, izbegavanje, prevenciju, redukciju, kontrolu i suzbijanje samopobudnih vibracija, odnosno na obezbeđivanje stabilnog procesa obrade [133]. Strategije kojima se obezbeđuje stabilan proces obrade mogu biti klasifikovane u dve grupe [32]:

- **pasivne strategije** – zasnivaju se na konstrukcijskom modifikovanju određenih elemenata mašine u cilju promene dinamičkog ponašanja sistema, i
- **aktivne strategije** – zasnivaju se na praćenju i korigovanju dinamičkog ponašanja obradnog sistema tokom samog procesa obrade.

2.3.1 Pasivne strategije za obezbeđivanje stabilnog procesa obrade

Pasivne strategije za obezbeđivanje stabilnog procesa obrade omogućuju povećanje produktivnosti obradnih sistema podizanjem granice njihove stabilnosti ili promenom njihovog dinamičkog ponašanja. Ove metode zasnivaju se na poboljšanjima konstrukcije mašina alatke u smislu otpornosti na vibracije, ili na primeni sistema koji imaju mogućnost apsorbovanja energije samopobudnih vibracija ili prekidanja regenerativnog efekta. Primeri ovih pasivnih prigušnih sistema koji se postavljaju na elemente mašine alatke male krutosti su: frikcionni prigušivači, prigušivači sa dodatnom masom ili podesivi prigušivači [133].

Na Slika 2.18 prikazano je nekoliko pasivnih strategija za obezbeđivanje stabilnog procesa obrade, gde je M , c_1 i k_1 masa, prigušenje i krutost originalnog sistema, a m , c_2 i k_2 , masa, prigušenje i krutost prigušivača, x/x_0 – odnos amplituda dinamičkog i statičkog pomeranja sistema.



Slika 2.18 Pasivne strategije za obezbeđivanje stabilnog procesa obrade [32]

Wang i Lee [195] su sproveli promenu dinamičkog ponašanja mašine alatke redizajniranjem najslabijeg podsistema njene strukture. Autori su izveli niz eksperimenata pri čemu su kao najslabiju komponentu detektovali glavno vreteno mašine. Promenu konstrukcije glavnog vretena izveli su dodavanjem mase vretenu, čime su promenili njegove dinamičke

karateristike, tj. smanjili sopstvenu frekvenciju sklopa glavnog vretena. Rezultat promene konstrukcije mašine alatke, odnosno njenog glavnog vretena, je povećanje granične dubine rezanja i do 100%.

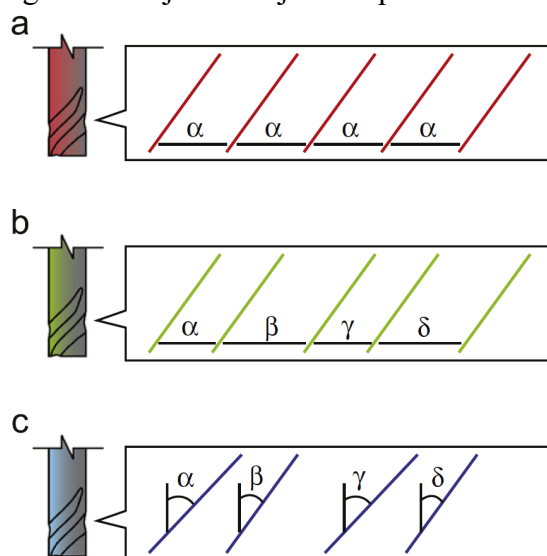
Mnoga istraživanja sprovedena su u cilju promene dinamičkih karakteristika reznog alata primenom određenih pasivnih apsorbera vibracija. Tako je *Maroui* [112] povećao prigušne sposobnosti reznog alata dodavanjem frikcionih elemenata unutar alata, koje imaju zadatak da energiju vibracija pretvore u energiju trenja. *Kim* [78] je predložio implementaciju mehaničkog prigušivača u cilindričnu rupu unutar standardnog vretenastog glodala, čime se kao i u prethodnom slučaju energija samopobudnih vibracija pretvara u trenje.

Ziegert, Stanislaus i *Schmitz* [216] su analizirali mogućnost implementacije mehaničkog prigušivača direktno u glodalo. Usled rotacije alata, dolazi do centrifugalne sile koja deluje na cilindrični prigušivač postavljen u unutrašnjost glodala u pravcu njegove ose. Usled te sile, dolazi do trenja između pokretnih elemenata prigušivača i unutrašnjosti alata, a time i do rasipanja energije samopobudnih vibracija. Analize su pokazale da, u najboljem slučaju, primena ovakvog prigušivača može da poveća graničnu dubinu rezanja i do 53%.

Saadabad i saradnici [144] su razvili samopodesivi apsorber vibracija za obradu glodanjem. Složenim algoritmom sa povratnom spregom određena je optimalna krutost i masa apsorbera. Simulacijom operacije glodanja, ustanovljeno je da se primenom razvijenog apsorbera povećava stabilnost procesa rezanja.

Prigušivači sa podesivom masom se često primenjuju kod pasivnih strategija za sprečavanje nastanka samopobudnih vibracija, pri čemu je moguće koristiti nekoliko prigušivača istovremeno. *Rashid* i saradnici [138] su povezali četiri prigušivača sa podesivom masom na obradak pri glodanju i na taj način postigli redukciju amplitude vibracija i do 98%. Studija *Yang-a* i saradnika [203] je pokazala da se upotrebom nekoliko identičnih prigušivača sa podesivom masom postiže bolje prigušenje nego kada se koristi samo jedan prigušivač.

Pored toga, primenom nestandardnih alata (sa promenljivim korakom i/ili promenljivim uglom zavojnice (Slika 2.19)) moguće je povećati graničnu dubinu rezanja pri glodanju prekidanjem regenerativnog efekta koji uzrokuje samopobudne vibracije [162, 172].



Slika 2.19 a) Standardno glodalo; b) Glodalo sa promenljivim korakom; c) Glodalo sa promenljivim uglom zavojnice [133]

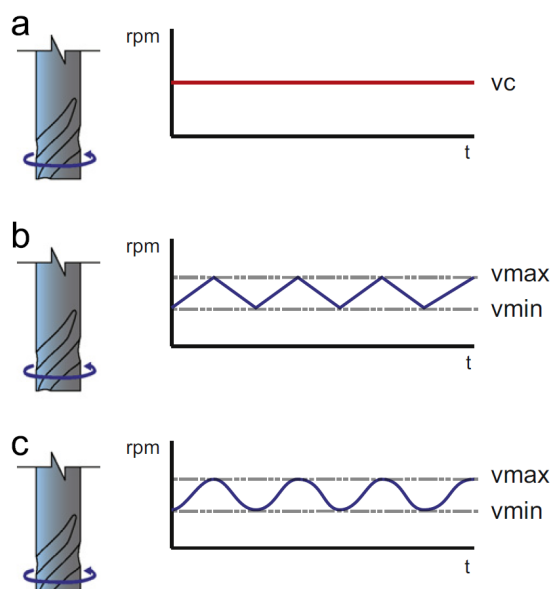
Slavicek [165] je prvi modelovao alat sa neravnomernim korakom zuba i primenio ga za analizu stabilnosti procesa glodanja. Pri tome, zaključeno je da se primenom ovakvih alata, u poređenju sa konvencionalnim alatima, može ostvariti i dvostruko veća granična dubina rezanja.

Sellmeier i Denkena [155] i Altintas sa saradnicima [11] su takođe pokazali da primena alata sa promenljivim korakom zuba, u nekim slučajevima može povećati graničnu dubinu rezanja pri glodanju i do tri puta u poređenju sa obradom sa konvencionalnim alatima.

2.3.2 Aktivne strategije za obezbeđivanje stabilnog procesa obrade

Aktivne strategije za eliminisanje samopobudnih vibracija iz procesa obrade razlikuju se od pasivnih u mogućnosti praćenja dinamičkog stanja obradnog sistema, detektovanja nastanka samopobudnih vibracija i intervenisanja u cilju vraćanja procesa obrade u stabilno stanje [133]. Ovaj pristup je omogućen savremenim razvojem na polju senzorske tehnike, a prvenstveno se zasniva na primeni uređaja koji po potrebi mogu da apsorbuju ili da dodaju energiju posmatranom sistemu.

Jedan od najjednostavnijih načina aktivnog suzbijanja samopobudnih vibracija je kontinualno variranje broja obrtaja (VBO) glavnog vretena u cilju prekidanja regenerativnog efekta [195]. Ova tehnika je dobro poznat način suzbijanja vibracija, koji se koristi za relativno niske brojeve obrtaja glavnog vretena, a zasniva se na kontinualnom variranju broja obrtaja vretena u određenim granicama kako bi se prekinuo uticaj talasastosti površine obrađene u dva uzastopna prolaza na oscilovanje reznog alata. U tu svrhu, naješće se koristi jedan od dva načina VBO glavnog vretena, trouglasto VBO i sinusoidno VBO (Slika 2.20).



Slika 2.20 a) Konstantni broj obrtaja alata; b) Trouglasto VBO; c) Sinusoidno VBO [133]

Kontinualno VBO glavnog vretena predstavlja efikasnu metodu za suzbijanje samopobudnih vibracija za razne procese obrade [207]. Al-Regib je u [7] prikazao metod

programiranja VBO u cilju suzbijanja samopobudnih vibracija, i predložio sinusoidnu VBO za prekidanje samopobudnih vibracija izazvanih regenerativnim efektom.

Ganguli sa saradnicima [54, 55] je, u cilju povećanja granične dubine rezanja, predložio primenu aktivnog prigušnog sistema, baziranog na sensorima ubrzanja za merenje vibracija mašine alatke, i elektromagnetnom prigušivaču sa aktivnom masom (*active mass damper*) (AMD).

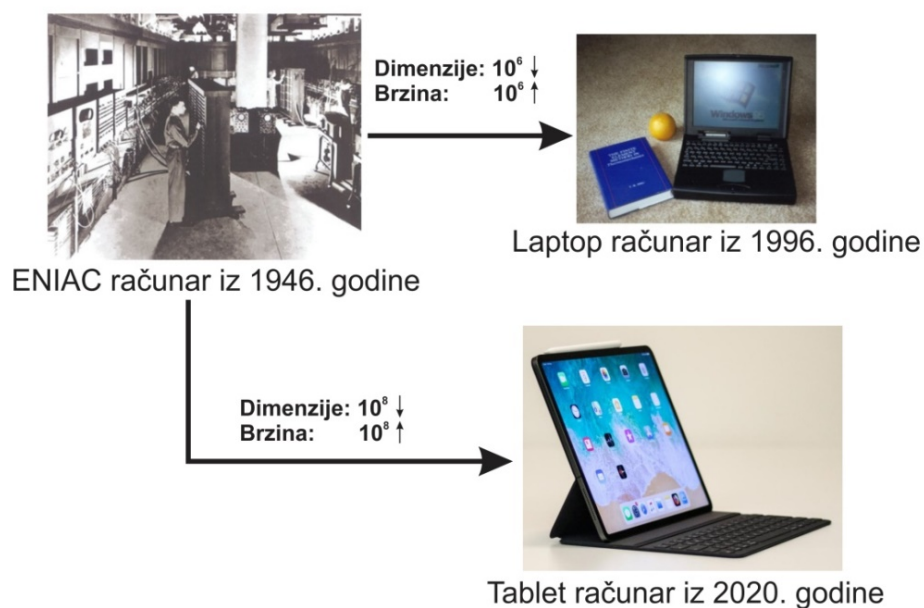
Brecher i saradnici [28] su predložili sistematski pristup sprečavanju nastanka samopobudnih vibracija primenom tzv. aktivnog pribora za stezanje obratka. Ovaj aktivni pribor sadrži dva piezoelektrična pobudna sistema, postavljena u pravcu osa X i Y mašine alatke. Primenom senzora ubrzanja, detektuju se vibracije glavnog vretena mašine alatke i u slučaju nastanka samopobudnih vibracija piezoelektrični sistemi steznog pribora se aktiviraju i generisanjem vibracija na obratku sprečavaju dalji razvoj samopobudnih vibracija. Eksperimentalnim ispitivanjem primene predloženog pribora, ustanovljeno je povećanje granične dubine rezanja, a time i proizvodnosti obradnog sistema i do 50%.

3. PRIKAZ DOSADAŠNJIH ISTRAŽIVANJA DINAMIČKOG PONAŠANJA MIKROBRADNIH SISTEMA

3.1 Uvodna razmatranja

Tehnološki skok koji se desio razvojem računara tokom XX veka, uticao je na razvoj svih sfera ljudskog društva. Mnoge industrijske grane, kao npr. auto industrija, avio industrija, vojna industrija, i druge, u ovom vremenskom periodu doživljavaju pravi procvat.

Međutim, početkom XXI veka pomenute industrijske grane dostižu svoj zenit, pa se javlja potreba za razvojem novih tehnologija koje će omogućiti dalji napredak čovečanstva. Tehnologije koje su ovo omogućile nazvane su mezo/mikro tehnologije. U suštini, to su tehnologije čija je osnova minijaturizacija svih elemenata uključenih u proces proizvodnje, i koje omogućavaju izradu komponenti i sklopova čija je najveća dimenzija od $10\mu\text{m}$ do 100mm . Detaljnija podela ovog dimenzionog opsega nije precizirana, ali se smatra da je ona između mikro i mezo delova na oko $500\mu\text{m}$, a između mezo i mini na oko 10mm [66]. Drugim rečima, minijaturizacija je osnova za proizvodnju sledeće generacije proizvoda koji će imati široku primjenu. Najbolji primer koji ovo potvrđuje su računari, pri čijem razvoju važi Murov zakon (*Gordon Moore*), koji glasi da se brzina računara udvostručuje približno svakih 18-24 meseca. Ovome treba dodati i činjenicu da se i veličina računara smanjuje srazmerno rastu njihove snage [44] (Slika 3.1).

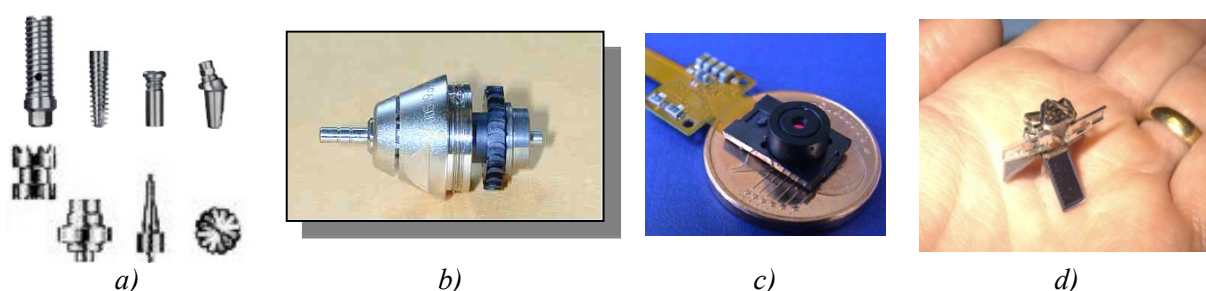


Slika 3.1 Razvoj računara od 1946. do 2020. godine

Inženjerski gledano, prednosti primene mezo/mikro delova i sklopova su:

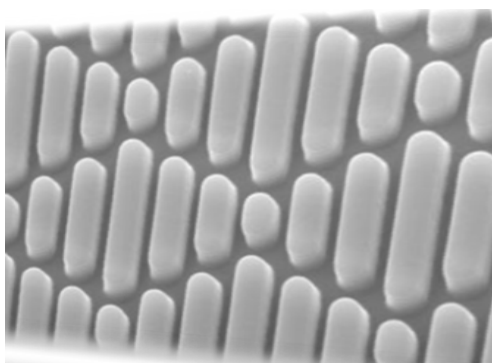
- sistemi malih dimenzija se pokreću i zaustavljaju brže od velikih usled zakona inercije, i zbog toga su idealni za ultraprecizna i visokobrzinska kretanja,
- sistemi malih dimenzija su izloženi manjim toplotnim deformacijama i mehaničkim vibracijama usled male mase,
- sistemi malih dimenzija su posebno pogodni za biomedicinsku primenu,
- sistemi malih dimenzija zahtevaju manje potrebnog prostora za montažu, čime se omogućava integracija više funkcionalnih komponenti u jednom uređaju (npr. mobilni telefon),
- manje materijala potrebnog za izradu podrazumeva niže cene proizvodnje i transporta delova.

Na slici 3.2 prikazani su delovi i sklopovi malih i vrlo malih dimenzija izrađeni mezo/mikro tehnologijama.



Slika 3.2 Primeri delova i sklopova izrađenih mezo/mikro tehnologijama; a) hirurški implantati, b) visokobrzinsko pneumatsko vreteno, c) kamera mobilnog telefona, d) mikro robot

Takođe, treba napomenuti da zahtevi tržišta nisu samo u pogledu izrade delova malih dimenzija već i u pogledu izrade raznih tekstura na površinama makro delova. Tekstura podrazumeva karakterističnu morfologiju površine koja je sa određenim ciljem izrađena na površini nekog dela. Naime, izradom odgovarajućih tekstura moguće je smanjiti trenje između dve dodirne površine (čime se smanjuje i potrebna količina sredstva za podmazivanje), obezbediti bolje srastanje implanata sa ljudskim kostima, smanjiti nagomilavanje leda i nečistoća na avionima i svemirskim letelicama, itd. Međutim, problem kod ovih tehnologija je njihova nedovoljna teoretska proučenost, tj. nepovezanost oblika teksture sa njenom namenom. Jedan od načina za rešavanje ovog problema je reprodukcija tekstura iz prirode koje već imaju dokazanu namenu. Na primer, na slici 3.3 prikazana je površina sa mikroskopskom teksturom po ugledu na ajkulinu krljušt, koja se primenjuje za sprečavanje rasta bakterija na biomedicinskim površinama i raznim medicinskim implantima [44].



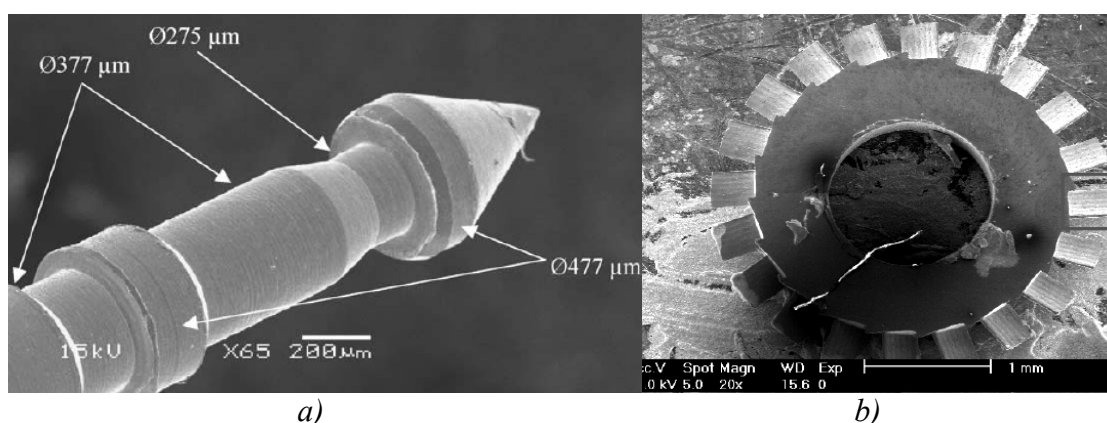
Slika 3.3 Površina sa teksturom nalik na ajkulinu krljušt [44]

Primena visokopreciznih mikrokomponenti u različitim oblastima, kao npr. mikrofluidnim uređajima (*lab-on-chip*⁴ [154]), elektronici, mikrokalupima, mikrosenzorima, i biomedicinskim alatima i implantima, rezultirala je razvojem velikog broja tehnologija za izradu mikrodela, a neke od njih su:

- mikroelektronske proizvodne tehnologije (MEMS⁵ i LIGA⁶ tehnologije),
- mikrorezanje,
- mikrolivenje,
- mikroEDM,
- stereolitografija,
- mikroobrada fokusiranim energetskim snopom (laser, jonski snop, itd.)

Sa stanovišta složenosti geometrije obratka i različitih materijala koji mogu biti obrađivani, za izradu mikrodela najpovoljnija je tehnologija obrade rezanjem, tj. mikrorezanje.

Jedan od problema postupka mikrorezanja je velika zavisnost ostvarive tačnosti obratka od mehaničke sile koja nastaje u procesu rezanja, usled elastičnih deformacija mikroalata i/ili obratka. Međutim, ukoliko se sila rezanja održava u granicama koje ne dovode do deformacije alata/obratka, ovim postupcima se postižu dobra dimenziona tačnost i kvalitet obrađene površine. Na slici 3.4 dati su primeri operacije mikrostruganja i mikroglodanja [44].



Slika 3.4 Postupci mikrorezanja; a) mikrostruganje, b) mikroglodanje [44]

Pojam mikroglodanje se odnosi na mehaničku mikroobradu (skidanjem strugotine) primenom alata definisane geometrije, koja se izvodi na konvencionalnim ultra-preciznim mašinama alatkama ili na mikromašinama alatkama, i kojom se izrađuju visokoprecizni trodimenzionalni oblici od različitih materijala [66]. Mikroglodanje se izvodi mikroglodalicama, kojima se smatraju sva glodala prečnika u rasponu od 0,025 od 2 [mm] [42].

Poredeći mikrorezanje sa konvencionalnim makrorezanjem, moguće je uočiti određene razlike uslovljene prvenstveno minijaturizacijom komponenti mašina alatki, alata i samog

⁴ *Lab-on-chip* – uređaji koji integrišu nekoliko laboratorijskih funkcija u jednom čipu površine nekoliko kvadratnih milimetara

⁵ MEMS - mikro-elektro-mehanički sistemi.

⁶ LIGA – od nemačkih reči “*Lithographie, Galvanoformung, Abformung*”, što znači litografija, elektro oblikovanje i livenje ili presovanje.

procesa obrade. Tabela 3.1 prikazuje poređenje makrorezanja i mikrorezanja, kao i najvažnije izazove povezane sa minijaturizacijom procesa obrade.

Tabela 3.1 Poređenje makrorezanja i mikrorezanja

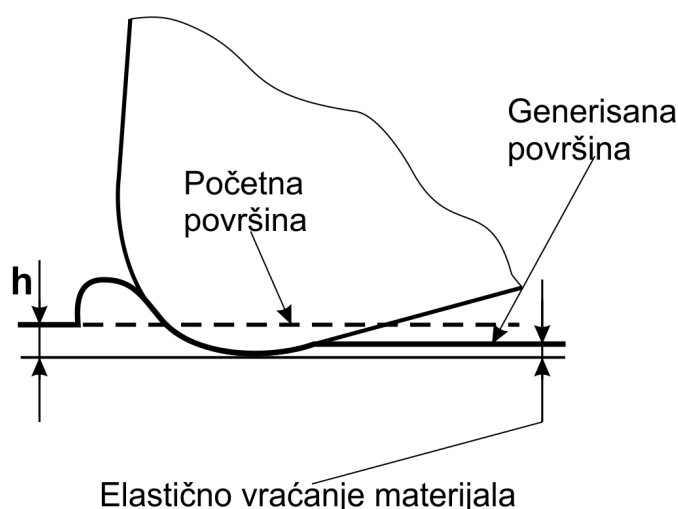
	Makrorezanje	Mikrorezanje	Izazovi povezani sa mikrorezanjem
Tačnost mašine alatke	~10 [μm]	<1 [μm]	Potreba za visokopreciznim pogonima za pomoćno kretanje
Broj obrtaja glavnog vretena	0 ÷ 10000 [o/min] (veliki obrtni momenti)	20000 ÷ 500000 [o/min] (mali obrtni momenti)	Promena dinamičkih karakteristika sistema usled centrifugalnih, žiroskopskih i toplotnih efekata
Materijal alata	Krupnozrni tvrdi metal ili brzorezni čelik	Sitnozrni tvrdi metal	Potrebne su posebne prevlake; radijus rezne ivice ima veliki uticaj na zahvat obrade
Prečnici alata	>2 [mm]	25 [μm] ÷ 2 [mm]	Radijalno bacanje alata ima veliki uticaj na zahvat obrade
Krutost mašine alatke	Visoka krutost	Niska krutost	Sopstvene frekvencije mikromašina alatki su više nego kod konvencionalnih
Predikcija sila rezanja	Standardni modeli nastajanja strugotine	Modeli koji uzimaju u obzir smicanje strugotine, grebanje materijala i/ili elastično vraćanje materijala	Neophodno je uzeti u obzir minimalnu debljinu strugotine i efekat grebanja materijala
Uklanjanje pucni posle obrade	Relativno jednostavno	Veoma teško	Uklanjanje pucni bez oštećenja obrađene površine je izuzetno teško

Na primer, pri mikroglodanju, nastanak čak i vibracija sa malom amplitudom može značajno uticati na postojanost alata i kvalitet obrađene površine. Pored toga, usled veličine mikroalata, veoma je teško detektovati oštećenja, pohabanost ili lom alata. Zatim, konvencijalni modeli sila rezanja (npr. *Merchant*-ov model) ne mogu direktno biti primenjeni za predikciju sila pri mikrorezanju, jer je debljina strugotine u istom dimenzionom opsegu kao i radijus rezne ivice alata, što dovodi do pojave negativnog grudnog ugla alata i elasto-plastičnih deformacija obratka. Takođe, pri mikroglodanju specifični otpor rezanja je veći nego pri makroobradi u slučajevima kada je dubina rezanja manja od minimalne debljine strugotine [105, 187, 199].

3.2 Efekti minijaturizacije zahvata mikroglodanja

Pri mikrozrezanju, kada je debljina nedeformisane strugotine u istom dimenzionom opsegu sa radijusom rezne ivice alata ili dimenzijama zrna materijala obratka, dolazi do pojave određenih negativnih aspekata procesa mikrozrezanja. Odnosno, u tom slučaju efekat radijusa rezne ivice, negativni grudni ugao alata, elastična deformacija obrađene površine, minimalna debljina strugotine i mikrostruktura materijala obratka, postaju dominantni i imaju značajan uticaj na proces mikroobrade. Ovi efekti nazivaju se efekti minijaturizacije zahvata mikroglodanja i mogu uticati na sile rezanja, mehanizme nastajanja strugotine, vibracije i stabilnost procesa mikroobrade, potrošnju energije pri obradi, kao i na kvalitet obrađene površine.

Pri konvencionalnom rezanju, debljina nedeformisane strugotine je najčešće znatno veća od radijusa rezne ivice alata, stoga je moguće zanemariti njegov uticaj i alat smatrati apsolutno oštrim. Takođe, efektivni grudni ugao alata je približno jednak nominalnom grudnom uglu, te je glavni mehanizam nastajanja strugotine smicanje materijala. Međutim, kada je debljina nedeformisane strugotine u istom dimenzionom opsegu sa radijusom rezne ivice alata, alat se ne može smatrati apsolutno oštrim a grudni ugao postaje negativan. Mehanizam nastajanja strugotine, pored smicanja materijala, u tom slučaju postaje tzv. „grebanje“ materijala, tj. elasto-plastično ponašanje materijala (Slika 3.5) [44].

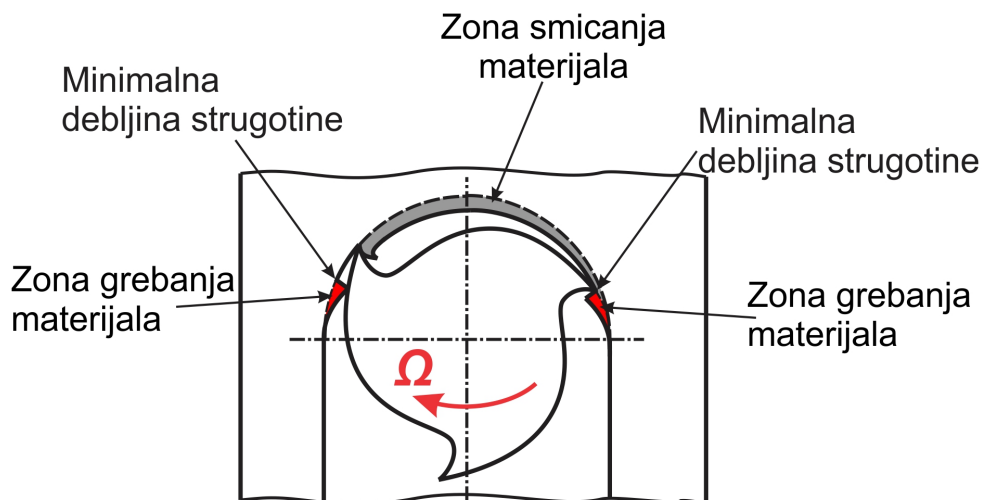


Slika 3.5 Elasto-plastično ponašanje materijala pri mikrozrezanju [44]

3.2.1 Efekat minimalne debljine strugotine i uticaj radijusa rezne ivice alata

Usled isprekidanog procesa rezanja pri mikroglodanju, debljina nedeformisane strugotine se u radialnom pravcu, za svaki prolaz zuba alata, menja od nula do vrednosti pomaka po zubu glodala. U slučaju kada je pomak po zubu veći od minimalne debljine strugotine, mehanizmi smicanja materijala i grebanja materijala su prisutni u jednom prolazu zuba alata. Kada je širina obrade manja od minimalne debljine strugotine (na ulazu i izlazu zuba alata u zahvat), mehanizam grebanja materijala postaje dominantan, dok je u suprotnom slučaju dominantan mehanizam smicanja materijala i dolazi do formiranja strugotine (Slika 3.6). U slučaju kada je minimalna debljina strugotine veća od pomaka po zubu, strugotina se

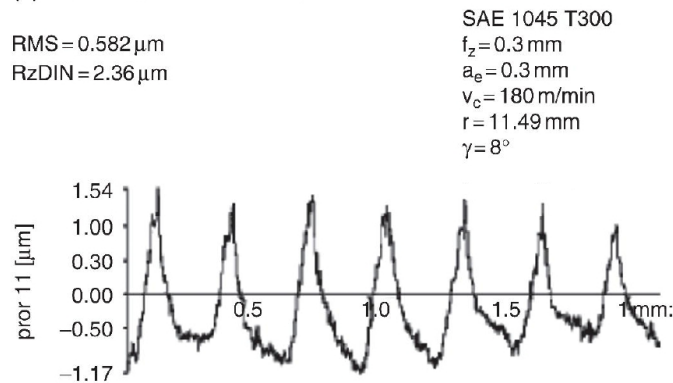
neće formirati u nekoliko uzastopnih prolaza zuba alata usled dominantnog mehanizma grebanja i elastičnog vraćanja materijala.



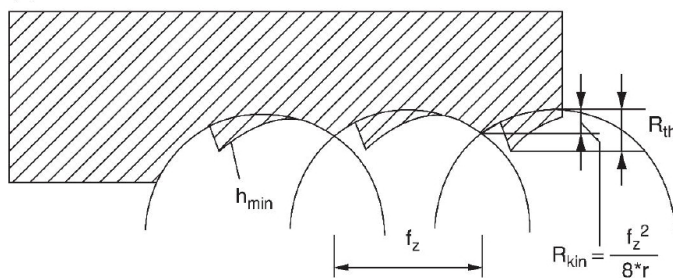
Slika 3.6 Mehanizmi smicanja i grebanja materijala u jednom prolazu alata

Weule i saradnici [199] su analizirali minimalnu debljinu strugotine pri mikrogodanju čelika C45 glodalom od tvrdog metala sa radijusom rezne ivice 5 [μm]. Autori su ustanovili da usled efekta minimalne debljine strugotine obrađena površina ima testerast oblik (Slika 3.7).

(a) Izmereni profil obrađene površine



(b) Teoretski profil obrađene površine



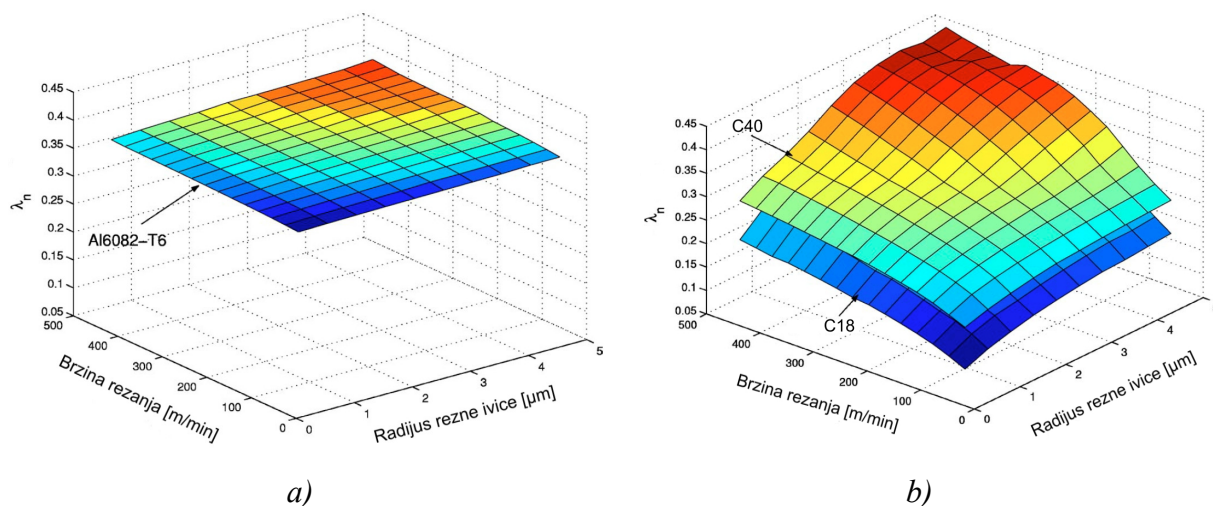
Slika 3.7 Efekti minimalne debljine strugotine na kvalitet obrađene površine [199]

Pri mikrorezanju je veoma bitno odrediti minimalnu debljinu strugotine kako bi se usvojili adekvatni režimi rezanja za posmatranu obradu. Vrednost minimalne debljine strugotine zavisi od radijusa rezne ivice alata, karakteristika materijala obratka i od ostalih parametara obrade, i može se odrediti simulacijom [160, 188], teoretskim proračunom [104, 167] i eksperimentalno [77]. Analizom dostupne literature može se zaključiti da je minimalna debljina strugotine od 5% do 42% radijusa rezne ivice alata.

Vogler sa saradnicima [188] je analizirao minimalnu debljinu strugotine pri mikrogodanju perlitu i feritu primenom mikrostrukturnog MKE modela koji je razvio *Chuzoy* [36]. Simuliranjem procesa obrade, ustanovljeno je da odnos minimalne debljine strugotine i radijusa rezne ivice alata za perlit iznosi 20%, a za ferit 35%.

Shimada i saradnici [160] su predložili metod molekularne dinamičke simulacije u cilju definisanja minimalne debljine strugotine pri mikrorezanju legura bakra i aluminijuma. Zaključeno je da pri obradi ovih duktilnih materijala minimalna debljina strugotine iznosi 5% od radijusa rezne ivice alata.

Liu [104] i saradnici su predložili izraz normalizovana minimalna debljina strugotine (λ_n), koji predstavlja odnos minimalne debljine strugotine i radijusa rezne ivice alata. Autori su za opseg brzina rezanja i različite vrednosti radijusa rezne ivice alata odredili normalizovanu minimalnu debljinu strugotine pri mikrogodanju legure aluminijuma AL6082-T6 i čelika C18 i C40. Zaključeno je da pri mikrogodanju aluminijuma normalizovana minimalna debljina strugotine, tj. odnos minimalne debljine strugotine i radijusa rezne ivice alata, iznosi 35-40%, pri obradi čelika C18 20-30%, a pri obradi čelika C40 20-42% (Slika 3.8).



Slika 3.8 Normalizovana minimalna debljina strugotine pri mikrogodanju a) aluminijuma AL6082-T6; b) čelika C18 i C40 [104]

Kim sa saradnicima [76] je eksperimentalno ispitao minimalnu debljinu strugotine analizirajući promenljivost sile rezanja pri obradi legure mesinga CuZn36Pb3. Zaključeno je da odnos minimalne debljine strugotine i radijusa rezne ivice alata pri mikrogodanju mesinga iznosi 22-25%.

3.2.2 Sile pri mikroglodanju

Matematički modeli za predikciju sila rezanja pri makroglodanju, kojima se pretpostavlja da je alat apsolutno oštar i da je materijal obratka homogen, ne mogu biti direktno primenjeni za predikciju sila rezanja pri mikroglodanju. Iako su makro i mikroglodanje kinematski skoro identični, sa stanovišta sila rezanja pri mikroglodanju postoje određeni uticajni faktori koje treba uzeti u obzir.

Modelovanje sila rezanja pri mikroglodanju, uzimajući u obzir efekat minimalne debljine strugotine i radijusa rezne ivice alata, sproveo je *Lai* sa saradnicima [98], pri čemu je predložio matematički model za predikciju sila rezanja pri mikroglodanju, koji se bazira na *Waldorf*-ovom modelu linija smicanja materijala (*Slip-line model*) [190]. U slučaju mikroglodanja bakra, primenom MKE modela definisana je minimalna debljina strugotine koja iznosi 25% radijusa rezne ivice alata. Eksperimentalnim ispitivanjem, autori su zaključili da predloženi model daje dobre rezultate pri predikciji sila mikroglodanja.

Pojava radijalnog bacanja alata kod mikroglodanja ima značajan uticaj na sile rezanja i kvalitet obrađene površine, što su u svojim istraživanjima analizirali *Afazov* i saradnici [4]. Naime, oni su razvili matematički model kojim se razmatra nelinearnost sila rezanja pri mikroglodanju, uzimajući u obzir radijalno bacanje alata i minimalnu debljinu strugotine. Eksperimentalnim ispitivanjem mikroglodanja obratka od čelika 30CrNiMo8, verifikovan je predloženi matematički model.

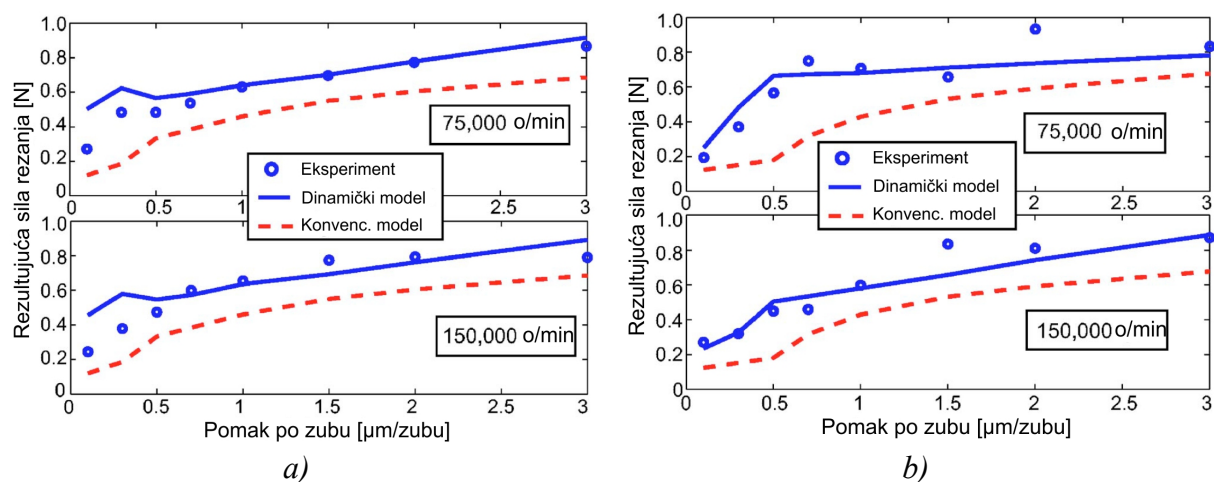
Bissacco sa saradnicima [27] je, za slučaj mikroglodanja, pri modelovanju sila rezanja u obzir uzeo uticaj radijusa rezne ivice alata i radijalnog bacanja alata na minimalnu debljinu strugotine. Eksperimentalna ispitivanja su potvrdila tačnost predloženog matematičkog modela.

Bao i *Tansel* [19] su razvili analitički model za predikciju sila rezanja pri mikroglodanju, koji se zasniva na modelu za predikciju sila pri konvencionalnom rezanju predloženom od *Thusty*-a i *MacNeil*-a [177]. Razvijeni matematički model u obzir uzima režime rezanja, geometriju alata i karakteristike materijala obratka, a debljina strugotine se izračunava na bazi putanje zuba alata u zahvatu. Zaključeno je da rezultati dobijeni predloženim matematičkim modelom odstupaju prosečno 10% od eksperimentalnih rezultata. U kasnijim istraživanjima, autori su povećali tačnost predloženog matematičkog modela tako što su u obzir uzeli radijalno bacanje alata [20] i habanje alata [21].

Zaman sa saradnicima [209] je predstavio prvi trodimenzionalni model sila rezanja pri mikroglodanju, koji u obzir uzima i silu rezanja u pravcu ose alata. Takođe, pri modelovanju je, za razliku od ostalih matematičkih modela koji se zasnivanju na debljini nedeformisane strugotine, određena stvarna debljina strugotine koja je implementirana u proračun sila rezanja. Eksperimentalnim ispitivanjem pri obradi nerđajućeg vatrootpornog čelika X46Cr13, verifikovan je predloženi matematički model.

Li [101] je takođe razvio trodimenzionalni matematički model za predikciju sila rezanja pri mikroglodanju, uzimajući pri tome u obzir uticaj trohoidne putanje alata pri obradi, radijalnog bacanja alata, i uticaj minimalne debljine strugotine. U cilju verifikacije predloženog modela, autori su sprovedli niz eksperimenata pri obradi bakra, i ustanovili da je srednja vrednost greške matematičkog modela ispod 10%.

Jun i saradnici [71, 72] su razvili model za predikciju dinamičkih sila rezanja i analizu vibracija pri mikroglođanju, koji uzima u obzir uticajne faktore, kao što su efekat minimalne debljine strugotine, elastično vraćanje materijala i elasto-plastična karakteristika materijala obratka. Rezultate predloženog modela, autori su uporedili sa rezultatima standardnog matematičkog modela koji u obzir ne uzima pomenute uticajne faktore, i sa eksperimentalnim rezultatima za slučaj obrade ferita i perlita. Pri tome je uočeno da predloženi matematički model ima dobro poklapanje sa eksperimentalnim rezultatima (Slika 3.9).



Slika 3.9 Eksperimentalno određene i matematički modelovane sile za slučaj obrade a) perlita i b) ferita [71, 72]

U svim prethodno prikazanim modelima, pretpostavljena je homogena mikrostruktura materijala obratka. U cilju analize sila rezanja pri mikroglođanju heterogenih materijala, Vogler i saradnici [188] su razvili matematički model na bazi tehnike mikrostrukturnog mapiranja. Mapiranjem različitih faza u mikrostrukturi materijala definisana je realna mikrostruktura materijala obratka, a definisani materijal je primenjen za modelovanje sila rezanja. Predloženi model je verifikovan simulacijama procesa rezanja.

Pri analizi sila mikroglođanja, neminovno je posmatrati i specifični otpor rezanja materijala koji se obrađuje. Pri makroglođanju, vrednost specifičnog otpora rezanja zavisi od geometrije i materijala alata, materijala obratka, zahvata obrade itd. Međutim, pri mikroglođanju, veliki uticaj na specifični otpor rezanja ima odnos debljine strugotine i radijusa rezne ivice alata. Naime, ukoliko se obrada izvodi debljinom nedeformisane strugotine manjom od radijusa rezne ivice alata, dolazi do nelinearnog porasta vrednosti specifičnog otpora rezanja [114].

U tabeli 3.2 prikazani su osnovni matematički izrazi za prethodno opisane modele sila rezanja pri mikroglođanju.

Tabela 3.2 Matematički modeli sila rezanja pri mikroglodanju

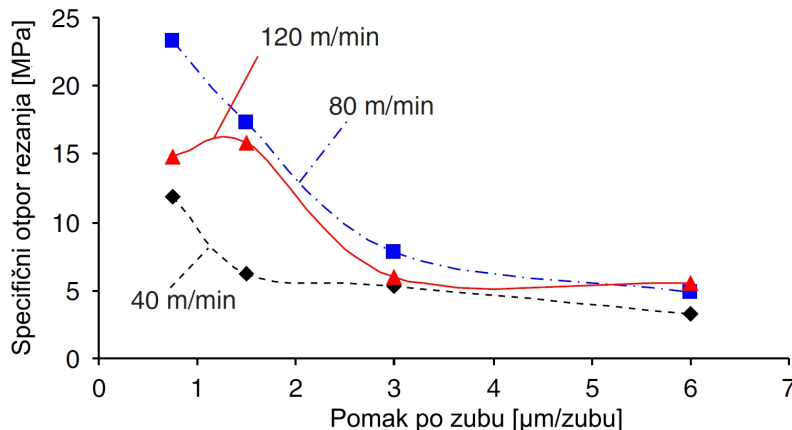
R. br.	Izvor	Matematički model sila	Napomena
1.	Lai [98]	<p>Za $h \leq h_{\min}$</p> $F_T = P_T \cdot h^{\chi_{T1}}(\phi) \cdot b$ $F_N = P_N \cdot h^{\chi_{N1}}(\phi) \cdot b$ <p>Za $h > h_{\min}$</p> $F_T = K_T \cdot h^{\chi_{T2}}(\phi) \cdot b$ $F_N = K_N \cdot h^{\chi_{N2}}(\phi) \cdot b$ <p>$P_T, P_N, \chi_{T1}, \chi_{N1}, \chi_{T2}, \chi_{N2}$ - koeficijenti za predloženi model sila rezanja</p>	<p>Model se bazira na <i>Waldorf</i>-ovom modelu linija smicanja materijala (<i>Slip-line</i> model). Za obradu bakra $h_{\min} = 0.25r_a$.</p>
2.	Afazov [4]	$F_{T,N} = (p_1 v^{p_2})[1 - \exp(p_3 h)] + (p_4 v + p_5)[1 - \exp(p_6 h)]$ <p>$P_1, P_2, P_3, P_4, P_5, P_6$ - konstante materijala obratka</p>	<p>Model uzima u obzir nelinearnost sila rezanja, radialno bacanje alata i minimalnu debljinu strugotine.</p>
3.	Bissaco [27]	$dF_i = (K_{ic} \cdot h + K_{ie}) \cdot db$	<p>Model uzima u obzir radijus rezne ivice i radialno bacanje alata</p>
4.	Bao i Tansel [19]	$dF_T = 2 \left(\frac{F_u}{s_z} \right) \cdot h(\phi) \cdot d\phi$ $dF_N = 2 \left(\frac{F_u}{s_z} \right) \cdot p \cdot h(\phi) \cdot d\phi$ <p>F_u – jedinična sila [N] P – koeficijent proporcionalnosti</p>	<p>Model uzima u obzir režime rezanja, geometriju alata i karakteristike materijala obratka.</p>
5.	Zaman [209]	$F_{xi} = (F_{ti} \cos \Psi) \sin \phi_i - F_{ri} \cos \phi_i$ $F_{yi} = -(F_{ti} \cos \Psi) \cos \phi_i - F_{ri} \sin \phi_i$ $F_{zi} = -F_{ti} \sin \Psi$ $F_{ci} = \sqrt{F_{xi}^2 + F_{yi}^2 + F_{zi}^2}$	<p>Trodimenzijski model sila rezanja koji se zasniva na debljini nedeformisane strugotine.</p>

Tabela 3.2 Matematički modeli sila rezanja pri mikroglodanju (nastavak 1)

6.	Li [101]	<p>Za $h(\phi, k) < h_{\min}$</p> $F_x(t) = \frac{r_a}{\tan \beta} \sum_{k=0}^{K-1} \int_{\phi_{st}}^{\phi_{ex}} [-A_t h(\phi, k)^{B_t} \cos \phi - A_r h(\phi, k)^{B_r} \cos \phi] \cdot d\phi$ $F_y(t) = \frac{r_a}{\tan \beta} \sum_{k=0}^{K-1} \int_{\phi_{st}}^{\phi_{ex}} [A_t h(\phi, k)^{B_t} \cos \phi - A_r h(\phi, k)^{B_r} \cos \phi] \cdot d\phi$ $F_z(t) = \frac{r_a}{\tan \beta} \sum_{k=0}^{K-1} \int_{\phi_{st}}^{\phi_{ex}} A_a h(\phi, k)^{B_a} \cdot d\phi$ <p>Za $h(\phi, k) \geq h_{\min}$</p> $F_x(t) = \frac{r_a}{\tan \beta} \sum_{k=0}^{K-1} \int_{\phi_{st}}^{\phi_{ex}} \{ -[A_{ts} h(\phi, k) + B_{tp} \cos \phi] - [A_{rs} h(\phi, k) + B_{rp} \cos \phi] \} \cdot d\phi$ $F_y(t) = \frac{r_a}{\tan \beta} \sum_{k=0}^{K-1} \int_{\phi_{st}}^{\phi_{ex}} \{ [A_{ts} h(\phi, k) + B_{tp} \cos \phi] - [A_{rs} h(\phi, k) + B_{rp} \cos \phi] \} \cdot d\phi$ $F_z(t) = \frac{r_a}{\tan \beta} \sum_{k=0}^{K-1} \int_{\phi_{st}}^{\phi_{ex}} [A_a h(\phi, k) + B_{ap}] \cdot d\phi$	Model uzima u obzir uticaj trohoidne putanje alata pri obradi, radijalno bacanje alata i minimalnu debljinu strugotine.
7.	Jun [71, 72]	$dF_N = dF_{SN} + dF_{PN}$ $dF_T = dF_{ST} + dF_{PT}$ <p>F_{ST}, F_{SN} – sile smicanja materijala u tangentskom i normalnom pravcu F_{PT}, F_{PN} – sile grebanja materijala u tangentskom i normalnom pravcu.</p>	Model uzima u obzir efekat minimalne debljine strugotine, elastično vraćanje materijala i elasto-plastičnu karakteristiku materijala obratka.
8.	Vogler [187]	$dF_T = K_{int} \cdot V_{int}$ $dF_N = \mu_{int} \cdot dF_T$ <p>K_{int} – Specifični kontaktni otpor materijala μ_{int} – koeficijent trenja V_{int} – zapremina kontakta alata i obratka</p>	Model u obzir uzima heterogenu strukturu materijala obratka.

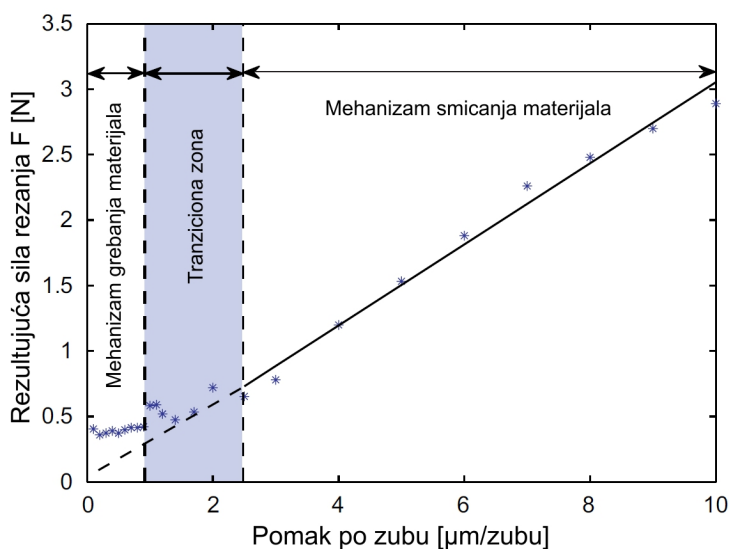
Nelinearnost specifičnog otpora rezanja pri mikroobradi čistog bakra ispitali su *Fliz* i saradnici [52]. Između ostalog, autori su eksperimentalno analizirali specifični otpor rezanja varirajući brzinu rezanja (40, 80, 120[m/min]) i pomak po zubu (0.75, 1.5, 3 i 6[μm /zubu]) pri obradi glodalom prečnika $\phi 254$ [μm] i dubinom 30 [μm]. Ovim istraživanjem, ustanovljeno je

da porastom brzine rezanja raste i specifični otpor rezanja, kao i da manjim vrednostima pomaka po zubu odgovaraju veće vrednosti specifičnog otpora rezanja (Slika 3.10). Kao osnovni razlog za uticaj pomaka po zubu na specifični otpor rezanja, autori su izdvojili dominantan proces grebanja materijala kao mehanizma nastajanja strugotine i negativan grudni ugao alata.



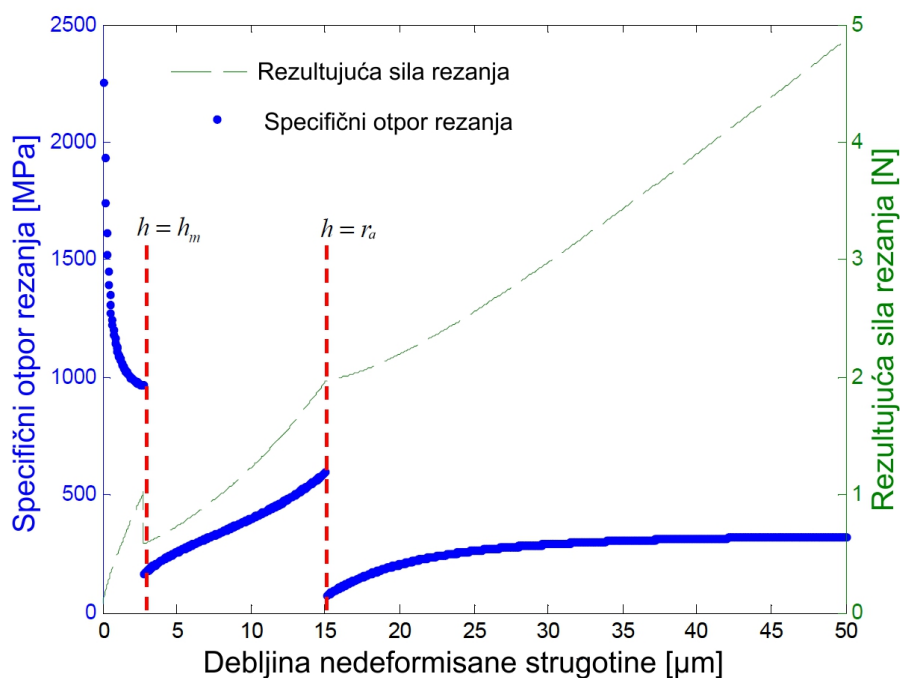
Slika 3.10 Uticaj pomaka po zubu i brzine rezanja na specifični otpor rezanja bakra pri mikroglodanju [52]

Malekian i Park [109] su predložili model za predikciju sila pri mikroglodanju koji u obzir uzima uticaj mehanizma grebanja i elastičnog vraćanja materijala, radijalno bacanje alata i dinamičke karakteristike obradnog sistema. Međutim, eksperimentalnim ispitivanjem mikroglodanja legure aluminijuma Al6061 glodalom prečnika $\phi 0,5$ [mm], autori su ustanovili zavisnost specifičnog otpora rezanja od debljine strugotine, odnosno od pomaka po zubu, i definisali graničnu vrednost pomaka po zubu iznad koje je vrednost specifičnog otpora rezanja, a time i sila rezanja, linearna. Na Slika 3.11 su prikazane zone dominantnih mehanizama nastajanja strugotine u zavisnosti od pomaka po zubu i eksperimentalno određene rezultujuće sile rezanja, sa jasno uočljivom graničnom vrednošću pomaka po zubu iznad koje je promena rezultujuće sile rezanja linearna.



Slika 3.11 Zone dominantnih mehanizama nastajanja strugotine pri mikroglodanju aluminijuma Al6160 [109]

Yoon i Ehmman [204] su razvili linearizovani model za predikciju sila rezanja pri mikrogodanju. Ovim modelom se izračunava sila rezanja za tri karakteristična slučaja: I) $h < h_{min}$; II) $h_{min} < h < r_a$; III) $h > r_a$, pri čemu je h – debljina nedeformisane strugotine, h_{min} – minimalna debljina strugotine, i r_a – radijus rezne ivice alata. Simulacijom sila rezanja i specifičnog otpora rezanja za materijal sa zateznom čvrstoćom od 170 [MPa], ustanovljeno je da specifični otpor rezanja i rezultujuća sila rezanja u slučajevim I i II imaju izrazito nelinearnu promenu, dok je promena ovih vrednosti u slučaju III približno linearna (Slika 3.12).



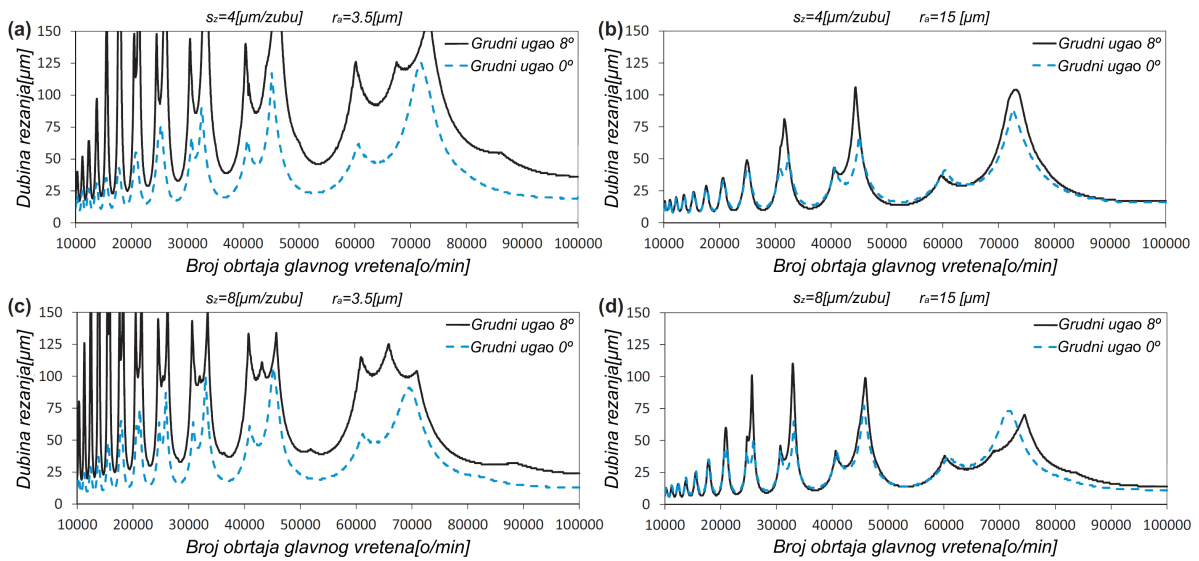
Slika 3.12 Nelinearnost specifičnog otpora i rezultujuće sile rezanja u zavisnosti od debljine nedeformisane strugotine [204]

U cilju izbegavanja nelinearnosti specifičnog otpora rezanja i ostalih negativnih efekata minijaturizacije procesa mikrogodanja, za eksperimentalna ispitivanja prikazana u nastavku usvojeno je da i dubina rezanja i pomak po zubu alata uvek budu veći od radijusa rezne ivice alata.

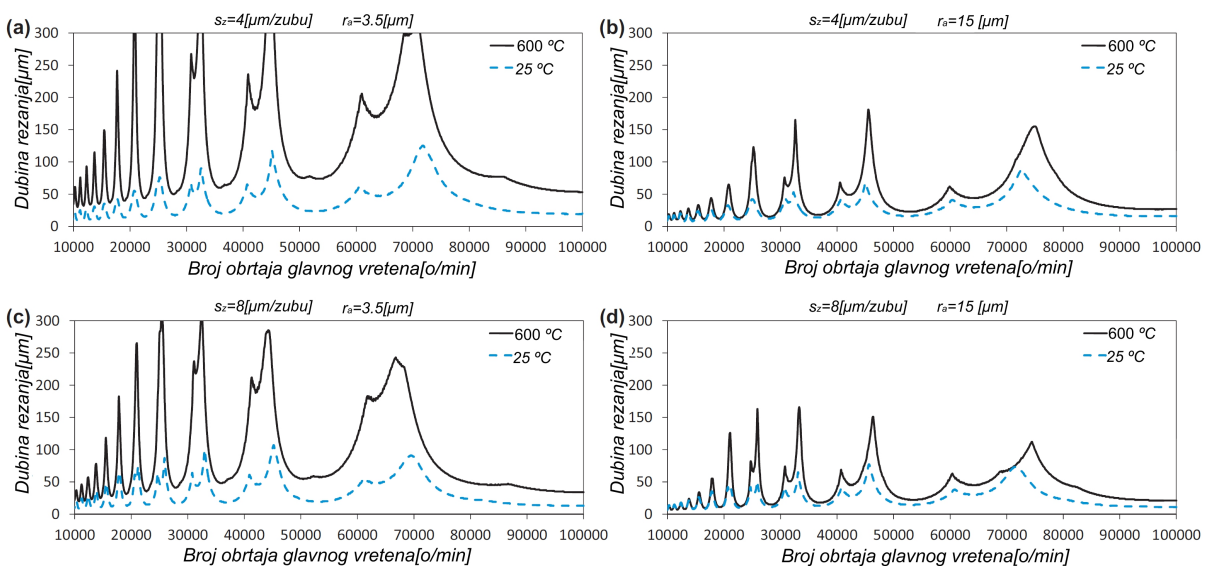
3.2.3 Samopobudne vibracije pri mikrogodanju

Afazov i saradnici [5] su predložili model za predikciju samopobudnih vibracija pri mikrogodanju, koji u obzir, pored ostalog, uzima i nelinearnost sila rezanja direktno zavisnu od radijalnog bacanja alata i brzine rezanja, kao i dinamičke karakteristike sklopa alat – držač alata – glavno vreteno. Granične dubine rezanja predviđene ovim modelom pokazale su da modalni parametri sistema imaju značajan uticaj na dobijene karte stabilnosti procesa obrade, pogotovo za brojeve obrtaja glavnog vretena veće od 35 000 o/min. Kao verifikaciju razvijenog modela, autori su sprovedli niz eksperimentalnih ispitivanja, pri kojima su za različite brojeve obrtaja glavnog vretena i dubine rezanja, detektovali pojavu samopobudnih vibracija pri mikrogodanju čelika 30CrNiMo8. Na osnovu ovih eksperimenata, zaključeno je da je ostvarena dobra korelacija između predviđenih i eksperimentalno dobijenih rezultata za brojeve obrtaja glavnog vretena do 32 000 o/min.

U nastavku istraživanja, Afazov i saradnici [6] su model predložen u [5] iskoristili za analizu uticaja radijusa rezne ivice alata, grudnog ugla alata, pomaka po zubu i temperature predgrevanja obratka na graničnu dubinu rezanja pri mikrogodanju čelika 30CrNiMo8. Definisane su karte stabilnosti za dva različita radijusa rezne ivice alata (3.5 [μm] i 15 [μm]), dva pomaka po zubu (4 [μm/zubu] i 8 [μm/zubu]), dva grudna ugla alata (0° i 8°), i za dve temperature predgrevanja obratka (25°C i 600°C) (Slika 3.13 i Slika 3.14). Karte stabilnosti su verifikovane eksperimentalno, a zaključeno je da se porastom radijusa rezne ivice alata smanjuje granična dubina rezanja i dolazi do smanjenja uticaja grudnog ugla i temperature predgrevanja obratka. Zatim, povećanjem grudnog ugla i/ili temperature predgrevanja, za konstantan radijus rezne ivice, povećava se granična dubina rezanja. Porast pomaka po zubu, za brojeve obrtaja manje od 45000 [o/min] nema značajan uticaj na graničnu dubinu, dok za brojeve obrtaja veće od te granice dolazi do neznatnog povećanja granične dubine i promene oblika karte stabilnosti.



Slika 3.13 Karte stabilnosti za različite grudne uglove, pomake po zubu i radijuse rezne ivice alata [6]

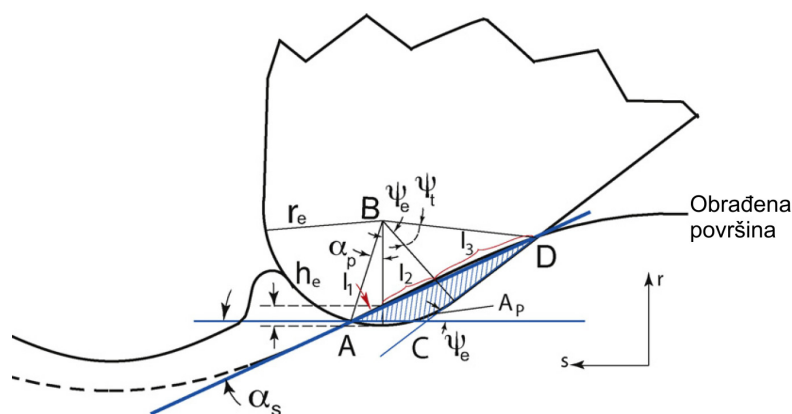


Slika 3.14 Karte stabilnosti za različite temperature predgrevanja obratka, pomake po zubu i radijuse rezne ivice [6]

Shi [158, 159] sa autorima je ispitivao uticaj prigušenja sistema, stezanja alata, kao i slobodne dužine alata, na graničnu dubinu rezanja i frekvencije samopobudnih vibracija. Mikroglodanjem obratka od mesinga, ustanovljeno je da, za konkretan obradni sistem, prigušenje sistema ima značajan uticaj na graničnu dubinu rezanja za brojeve obrtaja manje od 21000 [o/min]. Pri obradi istog materijala, analiziran je i uticaj momenta stezanja alata u držač. Alat je stezan momentima 8 [Nm], 9 [Nm] i 12 [Nm], i za svaki od tih slučajeva su eksperimentalno određene frekvencije samopobudnih vibracija. Na osnovu ispitivanja, ustanovljeno je da se smanjenjem momenta stezanja alata u držač, smanjuje i krutost njihovog kontakta, a time i frekvencija na kojoj nastaju samopobudne vibracije. Ispitivanje uticaja slobodne dužine alata na frekvencije samopobudnih vibracija, sprovedeno je pri mikroglodanju obratka od čelika Ck45. Na osnovu ovog ispitivanja, konstatovano je da samopobudne vibracije nastaju na frekvencijama približno jednakim sopstvenoj frekvenciji stegnutog alata, i da se ova frekvencija smanjuje povećanjem slobodne dužine alata.

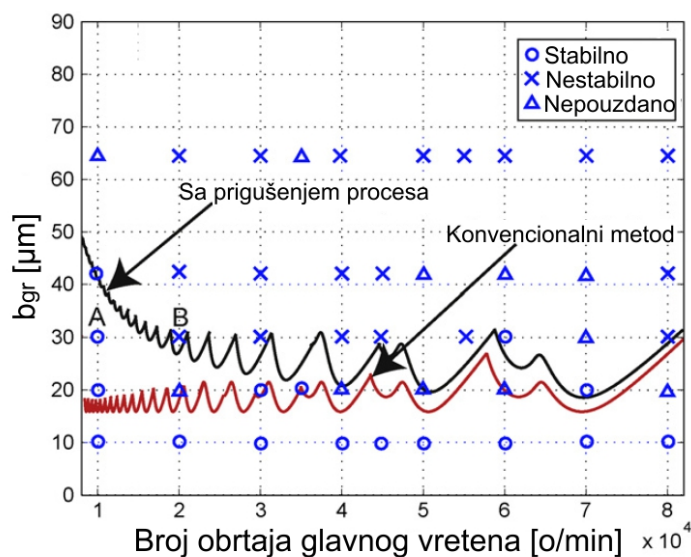
Takođe, autori su predložili novi metod detektovanja samopobudnih vibracija u toku procesa mikroglodanja pomoću specijalnih piezoelektričnih sistema. Predloženim sistemom detektuju se vibracije u prelaznom stadijumu između prinudnih i samopobudnih, što omogućava njegovu primenu u *on-line* monitoringu mikroobradnih sistema u cilju sprečavanja nastanka samopobudnih vibracija.

Zbog elasto–plastičnog kontakta između alata i obratka pri mikroglodanju, dolazi do velikog prigušenja sistema, koje ima značajan uticaj na stabilnost procesa obrade. U cilju analize ove pojave, *Rahnama* i saradnici [137] su proširili istraživanja koja su svojevremeno za konvencionalne obrade sprovedli *Tobias* [181], *Opitz* [128] i *Tlusty* [179], i predložili model za definisanje granične dubine pri mikroglodanju, koji u obzir uzima i prigušenje sistema. Koeficijente prigušenja sistema, autori su odredili uz pretpostavku da je sila prigušenja procesa F_{pd} proporcionalna zapremini materijala “zagrebanog” ispod vrha alata. Na Slika 3.15 je prikazana površina poprečnog preseka zagrebanog materijala, koja je približno jednaka površini trougla ACD, i na osnovu koje se određuje zapremina zagrebanog materijala.



Slika 3.15 Površina “zagrebanog” materijala ispod vrha alata [137]

U cilju definisanja karte stabilnosti mikroglodanja, autori su odredili i modalne parametre obradnog sistema, kombinovanjem eksperimentalne modalne analize i metode konačnih elemenata. Karta stabilnosti definisana predloženim modelom verifikovana je eksperimentalno, mikroglodanjem obratka od legure aluminijuma Al7075 (Slika 3.16). Pri tome je ustanovljeno da prigušenje sistema, za konkretan obradni sistem, ima značajan uticaj na graničnu dubinu rezanja za brojeve obrtaja manje od 30000 [o/min].



Slika 3.16 Karta stabilnosti sa prigušenjem procesa i eksperimentalni rezultati [137]

Određivanje modalnih parametara mikroobradnih sistema predstavlja složen zadatak koji je potrebno efikasno rešiti kako bi bilo moguće definisati granicu stabilnosti procesa mikroobrade. Uzimajući u obzir prvenstveno prečnik alata za mikroobradu, jasno je da u svrhu određivanja funkcije frekventnog odziva sistema (a time i modalnih parametara) nije moguće primeniti eksperimentalnu modalnu analizu. Jedan od načina rešavanja ovog problema predložili su *Park* i saradnici u [131], i prikazali da je moguće eksperimentalnom modalnom analizom odrediti funkciju frekventnog odziva robusnijih elemenata sistema (držač alata, glavno vreteno, konstrukcija mašine) a zatim je povezati sa funkcijom frekventnog odziva alata dobijenom primenom MKE analize. Metod koji omogućava povezivanje funkcija frekventnih odziva definisanih na različite načine, naziva se metod sprezanja pomerajnih odziva sistema⁷ (RC). Pri sprezanju funkcija frekventnih odziva, autori su u obzir uzeli i tzv. rotacione stepene slobode elemenata koji se sprežu, čime su povećali tačnost predložene metode.

Kao što je već i napomenuto, kod mikroobrada javljaju se određene pojave do kojih ne dolazi pri konvencionalnim obradama. Tako, npr. usled visokih brojeva obrtaja pri mikrogodanju dolazi do promene dinamičkih parametara sistema, što je u svojim istraživanjima analizirao *Tajalli* sa saradnicima [174], koji je pokazao da usled povećanja broja obrtaja alata dolazi do promene sopstvene frekvencije sistema. Pored promene dinamičkih parametara sistema, varijacije specifičnog otpora rezanja, do kojih dolazi usled elastično – plastične prirode procesa mikrorezanja, takođe utiču na stabilnost procesa. Ove varijacije pomenutih parametara analizirao je u svojim istraživanjima *Park* sa saradnicima [130] pri čemu je razvio metod definisanja karte stabilnosti koji uzima u obzir uticaj promene dinamičkih parametara, specifičnog otpora rezanja i prigušenja sistema na graničnu dubinu rezanja. Modalne parametre potrebne za definisanje karte stabilnosti, autori su odredili metodom sprezanja odziva sistema, a eksperimentalnim ispitivanjima su potvrdili validnost razvijenog metoda.

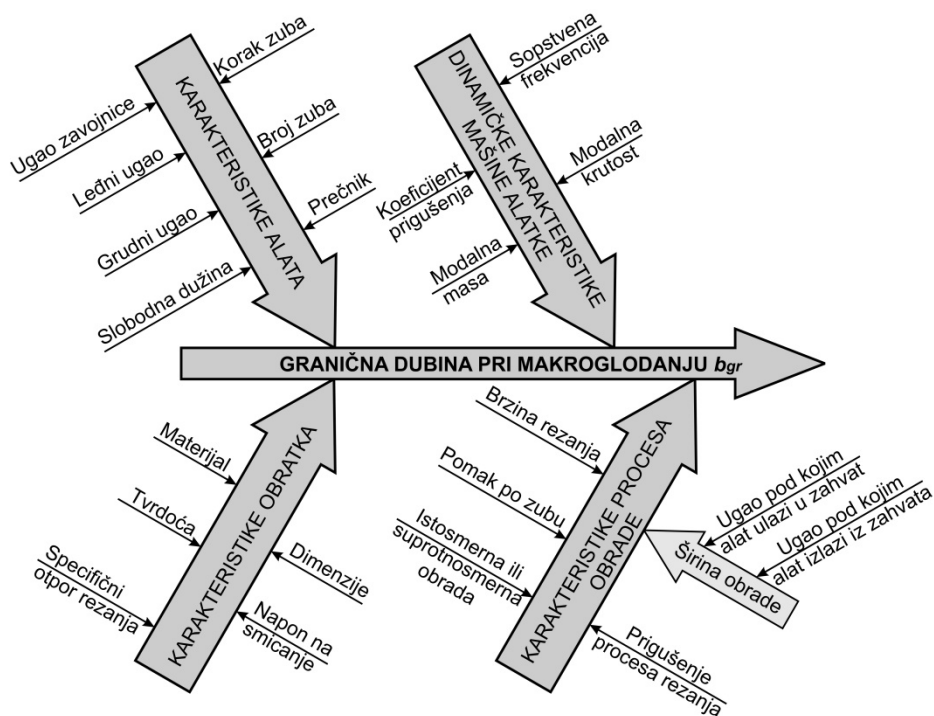
⁷ Metod sprezanja odziva sistema – Receptance coupling (RC)

4. DEFINISANJE CILJA I HIPOTEZA ISTRAŽIVANJA

4.1 Ciljevi istraživanja

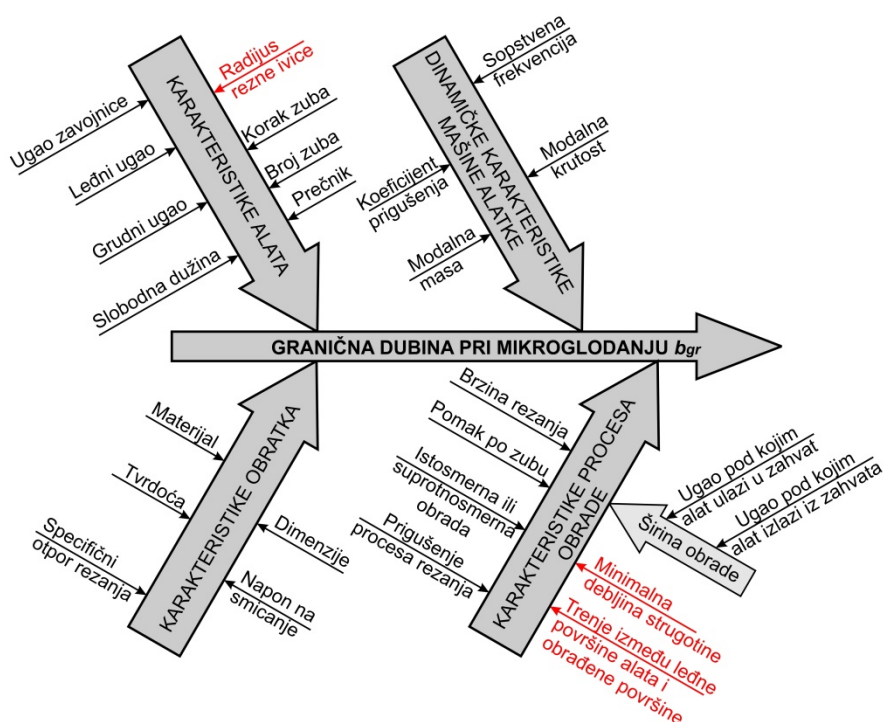
Samopobudne vibracije su poznata pojava koja se javlja, između ostalog, i pri obradi rezanjem, i koja može dovesti do nestabilnog procesa obrade, povećanja hrapavosti obrađene površine, smanjenja produktivnosti obradnog sistema, itd. U cilju postizanja stabilnog procesa obrade, tj. obrade bez samopobudnih vibracija, pri definisanju režima rezanja se najčešće primenjuju karte stabilnosti. Karta stabilnosti, u zavisnosti od broja obrtaja glavnog vretena i dubine rezanja, predstavlja granicu između stabilnog i nestabilnog područja rada mašine alatke, za odgovarajuće uslove obrade. Odnosno, na bazi karte stabilnosti se za svaki broj obrtaja glavnog vretena mašine alatke može odrediti granična dubina rezanja, i ukoliko se obrada vrši dubinama većim ili jednakim od ove vrednosti, proces obrade će biti dinamički nestabilan. Karte stabilnosti moguće je definisati na dva načina, primenom matematičkih ili eksperimentalnih metoda.

Granična dubina rezanja, posmatrana za odgovarajući broj obrtaja glavnog vretena, predstavlja parametar, koji na sebi svojstven način, opisuje celokupno dinamičko ponašanje obradnog sistema sa stanovišta samopobudnih vibracija. Uzevši prethodno u obzir na osnovu detaljne analize literature, koja je prikazana u drugom poglavlju, izdvojeni su parametri obradnog sistema koji imaju dominantan uticaj na graničnu dubinu rezanja pri makroglodanju (Slika 4.1).



Slika 4.1 Uticajni parametri na graničnu dubinu rezanja pri makroglodanju

Takođe, analizom literature iz oblasti mikrogodanja, koja je prikazana u trećem poglavlju, uočeno je da, pored parametara prikazanih na slici 4.1, na graničnu dubinu rezanja pri mikrogodanju utiču i dodatni parametri karakteristični za proces mikroobrade (Slika 4.2).



Slika 4.2 Uticajni parametri na graničnu dubinu rezanja pri mikrogodanju

Shodno prethodnim konstatacijama, uzimajući u obzir složenost pojave samopobudnih vibracija u procesu rezanja, definisani su osnovni ciljevi istraživanja:

1. Evaluacija postojećih matematičkih i eksperimentalnih metoda za analizu dinamičkog ponašanja obradnih sistema za makro i mikrogodanje, sa posebnim akcentom na mikrogodanje.
2. Razvoj i/ili „usavršavanje“ eksperimentalnih metoda za ispitivanje i matematičkih metoda za predikciju samopobudnih vibracija pri glodanju (makro i mikro).
3. Razvoj matematičkog modela za predikciju sila rezanja i samopobudnih vibracija pri mikrogodanju.

4.2 Hipoteze istraživanja

Na osnovu analize parametara koji utiču na graničnu dubinu rezanja, a time i na dinamičko ponašanje obradnih sistema pri makro i mikrogodanju (Slika 4.1 i Slika 4.2), između ovih procesa je, pod određenim uslovima, moguće povući jasnu paralelu. Polazeći od ove činjenice, definisane su sledeće hipoteze:

1. Dinamičko ponašanje mikroobradnih sistema, kao i u slučaju makroobradnih sistema, sa stanovišta samopobudnih vibracija je direktno uslovljeno promenljivom silom

rezanja. Usled promenljivg intenziteta sile rezanja, i pri makro i pri mikroglodanju dolazi do prinudnih vibracija alata, koje u slučaju da se sopstvena frekvencija određene komponente obradnog sistema (najčešće je to alat sa držačem, ređe obradak) poklopi sa frekvencijom nastanka strugotine, prelaze u samopobudne, dovodeći do dinamičke nestabilnosti obradnog sistema. Da bi se između makro i mikroglodanja mogle povući paralele, pri mikroglodanju je neophodno razmatrati samo slučajeve kada je debljina strugotine veća od radijusa rezne ivice alata, jer se tada specifični otpor rezanja može smatrati relativno konstantnim a promena sile rezanja je linearna.

2. Pri mikroglodanju, uticaj sile trenja između ledne površine alata i obrađene površine je znatno izraženiji nego pri makroglodanju, te ga je neophodno uzeti u obzir pri definisanju modela sile rezanja i samopobudnih vibracija.
3. Graničnu dubinu rezanja, a time i granicu stabilnosti sistema pri makroglodanju, efikasno je moguće definisati eksperimentalnim ispitivanjima, analizom snimljenih signala vibracija u vremenskom domenu primenom metode tangenti i/ili analizom hrapavosti obrađene površine.
4. Pri mikroglodanju, kao i pri makroglodanju, samopobudne vibracije mogu biti identifikovane na bazi merenja pomeranja elemenata mehaničke strukture MAPO, rezonantne frekvencije strukture MAPO i procesa rezanja, i na bazi hrapavosti obrađene površine.

Potvrda ili odbacivanje definisanih hipoteza zahteva opsežna teorijska i eksperimentalna ispitivanja, koja su prikazana u narednim poglavljima.

5. MATEMATIČKE METODE DEFINISANJA KARTE STABILNOSTI OBRADNIH SISTEMA

Proces obrade, sa stanovišta dinamičkog ponašanja, može biti stabilan ili nestabilan, što direktno zavisi od izabranih režima rezanja. Negativni aspekti nestabilnog procesa rezanja su povećanje hrapavosti obrađene površine, smanjenje postojanosti alata, oštećenje elemenata mašine alatke ili čak njen otkaz, te je obezbeđivanje stabilnosti procesa obrade veoma važno za povećanje produktivnosti i ekonomičnosti proizvodnje.

Jedan od načina za postizanje stabilnosti procesa obrade je primenom odgovarajućih dijagrama, koji se nazivaju karte stabilnosti (Slika 2.6). Kao što je već rečeno, karta stabilnosti, u zavisnosti od dubine rezanja b_{gr} , i broja obrtaja glavnog vretena mašine alatke, prikazuje granicu između stabilne i nestabilne zone procesa rezanja za posmatrani obradni sistem. Posedovanje karte stabilnosti za konkretan obradni sistem omogućava izbor režima rezanja koji uz maksimalnu proizvodnost obradnog sistema obezbeđuju i stabilan proces obrade.

U cilju analitičkog definisanja karte stabilnosti u nastavku će biti prikazana dva matematička modela, *Thusty*-ev model srednjeg ugla kontakta alata u zahvatu i *Altintas – Budak*-ov model Furijeovih redova, i dve numeričke simulacije procesa obrade, numerička simulacija procesa glodanja sa konstantnom dubinom rezanja, i unapređena numerička simulacija procesa glodanja sa promenljivom dubinom rezanja.

5.1 Matematički modeli za definisanje karte stabilnosti

5.1.1 Model srednjeg ugla kontakta alata u zahvatu

Thusty-ev model srednjeg ugla kontakta alata u zahvatu razvijen je prvenstveno za obradu struganjem a naknadno proširen za obradi glodanjem. Pri tome *Thusty* je usvojio sledeće pretpostavke [179]:

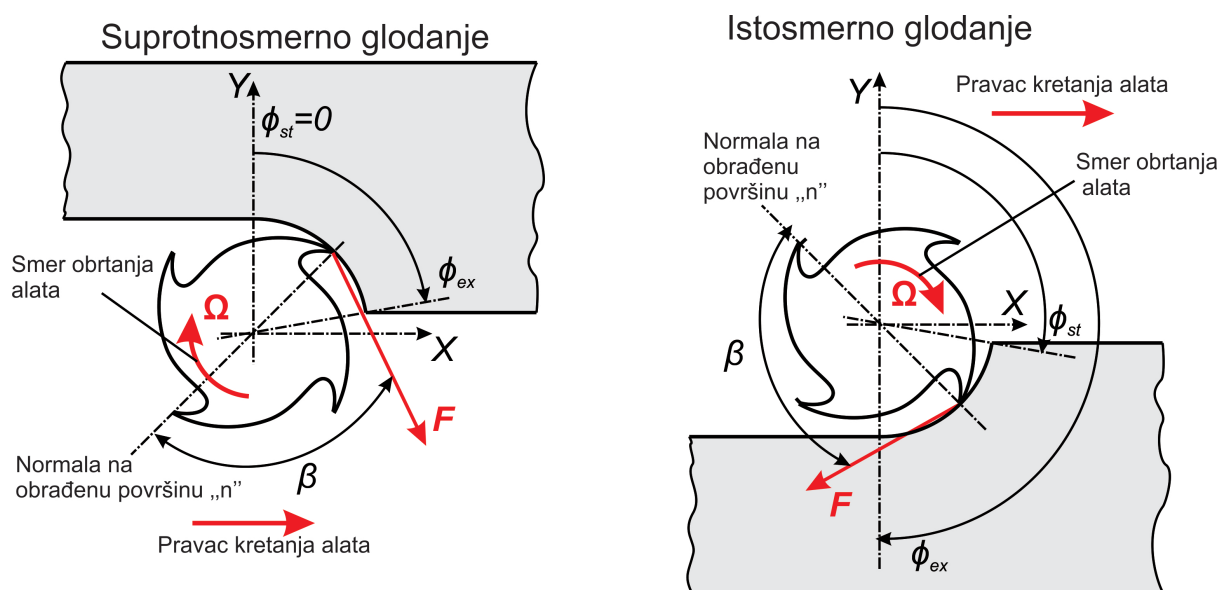
- a. Oscilatorni sistem je linearan;
- b. Pravac promenljive komponente sile rezanja je konstantan;
- c. Promenljiva komponenta sile rezanja zavisi samo od oscilacija u pravcu normalnom na obrađenu površinu;
- d. Veličina promenljive komponente sile rezanja varira proporcionalno i istovremeno sa promenom poprečnog preseka strugotine;
- e. Iako je položaj zuba alata u zahvatu promenljiv u vremenu, sistem je moguće modelovati kao nepromenljiv u vremenu analizirajući stabilnost sistema za neki “srednji” ugao kontakta alata u zahvatu.

Da bi ovaj metod bio adekvatno primenjen, potrebno je odrediti specifični otpor rezanja K_s , i pravac delovanja sile rezanja β (ugao između rezultujuće sile rezanja F , i normale na obrađenu površinu (Slika 5.1):

$$K_s = \sqrt{K_t^2 + K_r^2} \quad (5.1)$$

$$\beta = \tan^{-1} \left(\frac{K_t}{K_r} \right) \quad (5.2)$$

gde su K_t i K_r specifični otpori rezanja u tangentsnom i radijalnom pravcu.



Slika 5.1 Geometrija procesa glodanja

Tangentsna i radijalna sila rezanja određuju se na bazi specifičnih otpora rezanja [179]:

$$F_t = K_t bh \quad (5.3)$$

$$F_r = K_r bh \quad (5.4)$$

pri čemu je b aksijalna dubina rezanja a h debljina strugotine.

Postupak određivanja specifičnih otpora rezanja detaljno je opisan u [179], a zasniva se na nizu eksperimenata pri kojima se za konstantne režime rezanja (broj obrtaja, dubina i širina rezanja) pomoću dinamometra prati sila rezanja u pravcu kretanja alata i u pravcu normalnom na kretanje alata. Dobijeni rezultati se unose u dijagram (sila – pomak po zubu), i primenom linearne regresije se određuju specifični otpori rezanja.

Sledeći korak u analizi stabilnosti sistema je određivanje koeficijenata pravca orijentacije zuba alata u_x i u_y . Ove vrednosti zavise od načina obrade, odnosno da li se obrada izvodi istosmernim ili suprotosmernim glodanjem, kao i od ugla pod kojim alat ulazi (ϕ_{st}) i ugla pod kojim izlazi iz zahvata (ϕ_{ex}) (Slika 5.1). Vrednosti koeficijenata pravca orijentacije se određuju iz jednačina (5.4 – 5.7):

- za slučaj obrade suprotnosmernim glodanjem:

$$u_x = \cos\left(\beta + \theta_{avg} - \frac{\pi}{2}\right) \cos\left(\frac{\pi}{2} - \theta_{avg}\right) \quad (5.4)$$

$$u_y = \cos\left(\pi - \theta_{avg}\right) \cos\left(\pi - \theta_{avg} - \beta\right) \quad (5.5)$$

- za slučaj obrade istosmernim glodanjem:

$$u_x = \cos\left(\beta + \theta_{avg} - \frac{\pi}{2}\right) \cos\left(-\frac{\pi}{2} + \theta_{avg}\right) \quad (5.6)$$

$$u_y = \cos\left(\pi - \theta_{avg}\right) \cos\left(-\pi + \theta_{avg} + \beta\right) \quad (5.7)$$

gde je:

$$\theta_{avg} = \frac{\phi_{st} + \phi_{ex}}{2} - \text{srednji položaj (ugao) alata u zahvatu.}$$

Nakon toga, neophodno je definisati funkcije frekventnog odziva (*FRF*) na vrhu alata u pravcu osa *X* i *Y* (Slika 5.1). Uobičajeno je da se funkcija frekventnog odziva sistema određuje eksperimentalno, i da se prikazuje pomoću svog realnog (*G*) i imaginarnog dela (*H*), međutim, kako je *Thusty*-ev model vremenski nepromenljiv, tj. stabilnost obradnog sistema se analizira za neki srednji položaj alata u zahvatu, za određivanje granične dubine rezanja nije moguće primenjivati funkciju frekventnog odziva definisanu u pravcu osa *X* i *Y*. Umesto toga, potrebno je korigovati funkciju frekventnog odziva prethodno definisanim koeficijentima pravca orijentacije alata u zahvatu. Na ovaj način, definiše se tzv. orijentisana funkcija frekventnog odziva (*FRF_{or}*), koja predstavlja odziv obradnog sistema u pravcu normale na obrađenu površinu (*n*). Realni (*G_{or}*) i imaginarni deo (*H_{or}*) orijentisane funkcije frekventnog odziva određuje se jednačinama 5.8 i 5.9.

$$G_{or} = u_x G_x + u_y G_y \quad (5.8)$$

$$H_{or} = u_x H_x + u_y H_y \quad (5.9)$$

Treba napomenuti da je realni i imaginarni deo *FRF* posmatranog sistema moguće odrediti na osnovu njegovih modalnih parametara, o čemu će biti reči u nastavku rada.

Poslednji korak je određivanje granične dubine rezanja; *b_{gr}*, i odgovarajućeg broja obrtaja glavnog vretena Ω . Ove vrednosti se određuju za opseg frekvencija u kome se može očekivati nastanak samopobudnih vibracija, i prikazuju na kartu stabilnosti. Granična dubina i broj obrtaja glavnog vretena se određuju iz:

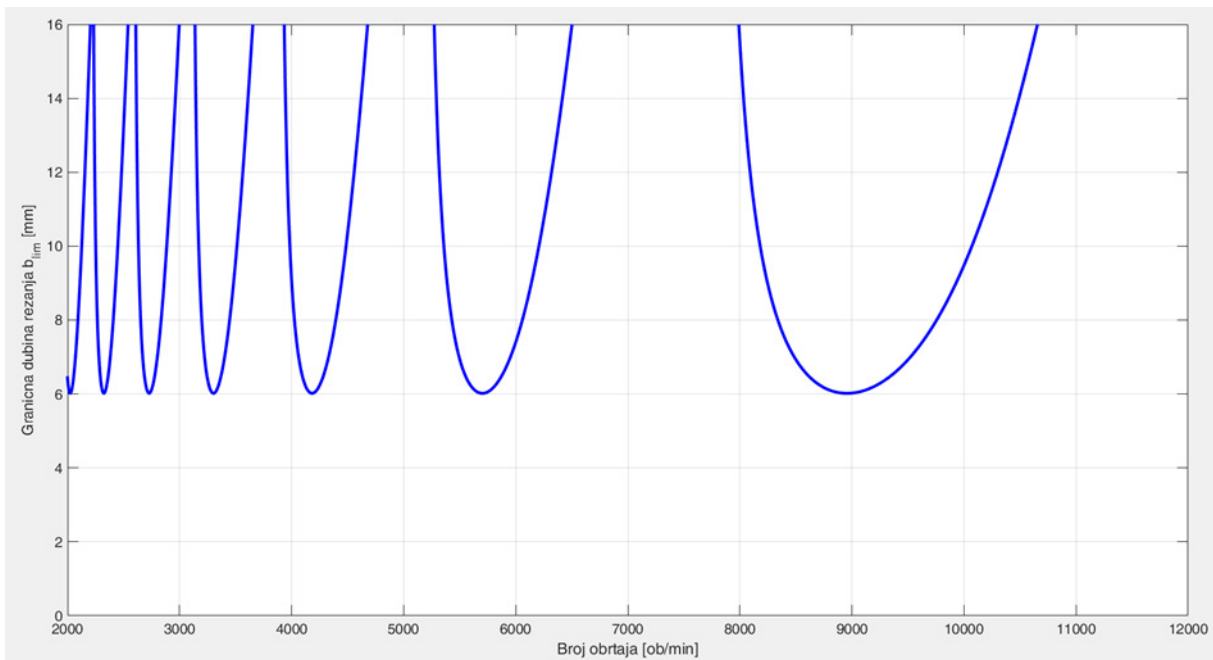
$$b_{gr} = \frac{-1}{2 \cdot K_s \cdot G_{or} \cdot m'} \quad (5.10)$$

$$\Omega = \frac{\omega_c}{2\pi N_t \left(k + \frac{\varepsilon}{2\pi}\right)} \quad (5.11)$$

gde je:

- | | |
|---|--|
| ω_c | - frekvencija samopobudnih vibracija alata |
| $k=0,1,2,3,\dots$ | - broj "talasa" na karti stabilnosti |
| $m' = N_t \frac{\phi_{ex} - \phi_{st}}{360}$ | - srednji broj zuba u zahvatu |
| N_t | - broj zuba glodala |
| $\varepsilon = 2 \left[\pi - \tan^{-1} \left(\frac{G_{or}}{H_{or}} \right) \right]$ | - fazno pomeranje između talasa koje na obrađenoj površini ostavljaju dva uzastopna zuba alata |

Na slici 5.2 prikazana je karta stabilnosti definisana metodom srednjeg ugla kontakta.

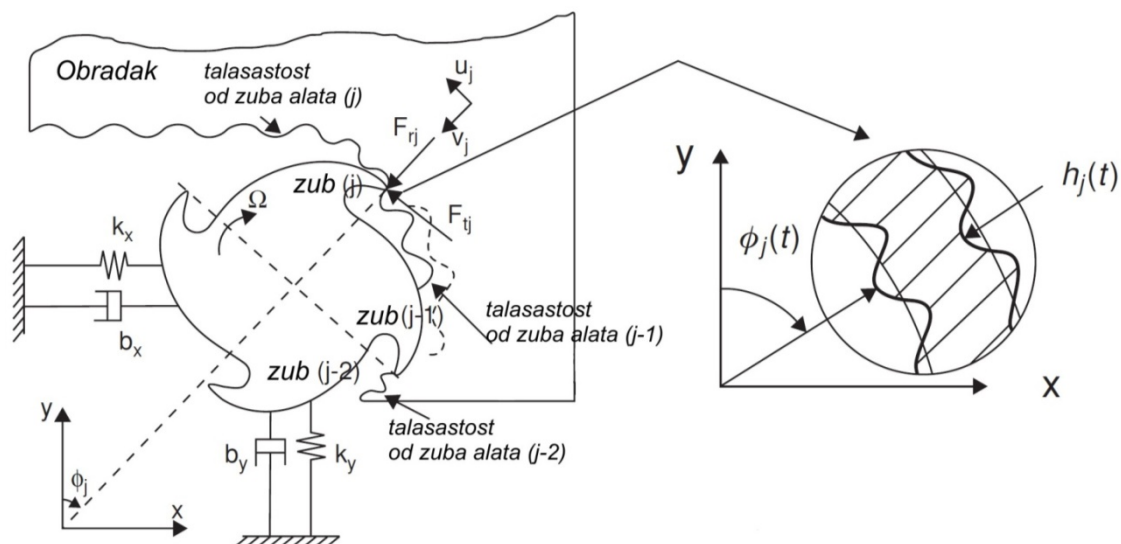


Slika 5.2 Karta stabilnosti definisana modelom srednjeg ugla kontakta

5.1.2 Model Furijeovih redova

Altintas i *Budak* su, pri analitičkom definisanju karte stabilnosti metodom Furijeovih redova, alat za glodanje sa N_t zuba i uglom zavojnice 0° , smatrali dinamičkim sistemom sa dva stepena slobode (Slika 5.3), a pri tome su usvojili sledeće pretpostavke [10]:

- Oscilatorni sistem je linearan;
- Pravac promenljive komponente sile rezanja zavisi od trenutnog položaja zuba alata u zahvatu;
- Promenljiva komponenta sile rezanja zavisi od oscilacija u pravcu osa X i Y obradnog sistema;
- Veličina promenljive komponente sile rezanja varira proporcionalno i istovremeno sa promenom poprečnog preseka strugotine;
- Sistem je modelovan kao promenljiv u vremenu, analizirajući stabilnost sistema za svaki položaj alata u zahvatu (od ϕ_{st} do ϕ_{ex}).



Slika 5.3 Dinamički model obrade vretenastim glodalom sa dva stepena slobode [10]

Sile koje se javljaju u procesu rezanja pobuđuju sistem MAPO izazivajući oscilovanje reznog alata u pravcu osa X i Y , koje se manifestuje njegovim pomeranjem x i y , u pravcu pomenutih osa. Usled ovih pomeranja, $(j-1)$ -ti zub alata ostavlja talasastu obrađenu površinu koju zatim obrađuje j -ti zub alata koji opet ostavlja talasastu površinu. Ova regeneracija talasa na obrađenoj površini dovodi do promenljive debljine strugotine koja se može iskazati kao:

$$h_j(\phi) = [s_z \sin \phi_j + (v_j^0 - v_j)] g(\phi_j) \quad (5.12)$$

gde je s_z – pomak alata po zubu – što predstavlja nepromenljivi deo debljine strugotine; $\phi_j = \phi + (j-1)\phi_p$ – položaj j -tog zuba alata u odnosu na Y osu koordinatnog sistema; $\phi = \Omega t$ – trenutni položaj alata promenljiv u vremenu i zavisao od brzine obrtanja Ω [rad/s]; $\phi_p = 2\pi/N_t$ – ugao između dva susedna zuba alata; N_t – broj zuba alata; $g(\phi_j)$ – funkcija koja definiše da li je alat u zahvatu ili ne, odnosno:

$$g(\phi_j) = 1 \leftarrow -\phi_{st} < \phi_j < \phi_{ex}$$

$$g(\phi_j) = 0 \leftarrow -\phi_j < \phi_{st} \text{ ili } \phi_j > \phi_{ex}$$

v_j i v_j^0 su pomeranja vrha alata usled njegovog oscilovanja u trenutnom i u prethodnom prolazu za ugao ϕ_j , i mogu se izraziti kao:

$$v_j = -x \sin \phi_j - y \cos \phi_j$$

$$v_j^0 = -x^0 \sin \phi_j - y^0 \cos \phi_j \quad (5.13)$$

Deo izraza za debljinu strugotine, $s_z \sin \phi_j$, iako je promenljiv u vremenu, nema uticaj na regeneraciju talasa na obrađenoj površini, te u daljem razmatranju stabilnosti posmatranog sistema može biti zanemaren. Imajući u vidu prethodno i zamenivši jednačinu (5.13) u jednačinu (5.12), nastaje:

$$h_j(\phi) = [\Delta x \sin \phi_j + \Delta y \cos \phi_j] g(\phi_j) \quad (5.14)$$

gde je :

$$\begin{aligned}\Delta x &= x - x^0 \\ \Delta y &= y - y^0\end{aligned}\tag{5.15}$$

Pri čemu su $(x; x^0)$ i $(y; y^0)$ pomeranja alata u trenutnom i prethodnom prolazu u pravcu osa X i Y respektivno.

Pri obradi rezanjem na alat, odnosno na neki njegov zub, deluju otpori rezanja. Sa slike 5.3 moguće je uočiti da na j -ti zub alata deluju tangencijalni (F_{tj}) i radijalni (F_{rj}) otpor rezanja, koje zavise od aksijalne dubine rezanja b i od debljine strugotine h , odnosno:

$$\begin{aligned}F_{tj}(\phi) &= K_t \cdot b \cdot h_j(\phi) \\ F_{rj}(\phi) &= K_r \cdot F_{tj}(\phi)\end{aligned}\tag{5.16}$$

Projektovanjem otpora rezanja na ose X i Y :

$$\begin{aligned}F_{xj} &= -F_{tj} \cdot \cos \phi_j - F_{rj} \cdot \sin \phi_j \\ F_{yj} &= F_{tj} \cdot \sin \phi_j - F_{rj} \cdot \cos \phi_j\end{aligned}\tag{5.17}$$

i njihovim sumiranjem za sve zube alata, dobija se rezultujući otpor rezanja koji deluje na alat u pravcu osa X i Y :

$$\begin{aligned}F_x &= \sum_{j=1}^N F_{xj} \\ F_y &= \sum_{j=1}^N F_{yj}\end{aligned}\tag{5.18}$$

Uvrštavanjem jednačine za debljinu strugotine (5.14) i jednačina za otpore rezanja po zubu alata (5.16) i (5.17) u jednačine (5.18), nastaje:

$$\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = \frac{1}{2} b K_t \begin{bmatrix} a_{xx} & a_{xy} \\ a_{yx} & a_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \end{Bmatrix}\tag{5.19}$$

Pri čemu su koeficijenti pravca:

$$\begin{aligned}a_{xx} &= \sum_{j=1}^N -g(\phi_j)(\sin 2\phi_j + K_r(1 + \cos 2\phi_j)) \\ a_{xy} &= \sum_{j=1}^N -g(\phi_j)(1 + \cos 2\phi_j + K_r(\sin 2\phi_j)) \\ a_{yx} &= \sum_{j=1}^N g(\phi_j)(1 - \cos 2\phi_j - K_r(\sin 2\phi_j)) \\ a_{yy} &= \sum_{j=1}^N g(\phi_j)(\sin 2\phi_j - K_r(1 + \cos 2\phi_j))\end{aligned}$$

Ovi koeficijenti pravca zavise od ugaonog položaja alata, čime jednačina (5.19) postaje vremenski zavisna, odnosno:

$$\{F(t)\} = \frac{1}{2} bK_r [A(t)] \{\Delta(t)\} \quad (5.20)$$

gde je matrica $[A(t)]$ periodična funkcija obrtanja (prolaska) alata sa frekvencijom $\omega = N_t \Omega$ i odgovarajućim periodom $T = 2\pi/\omega$, i kao takva se može razložiti na Furijeov niz:

$$[A(t)] = \sum_{r=-\infty}^{\infty} [A_r] e^{ir\omega t}$$

Odnosno:

$$[A_r] = \frac{1}{T} \int_0^T [A(t)] e^{-ir\omega t} dt \quad (5.21)$$

gde je r broj harmonika frekvencije obrtanja (prolaska) alata

Kako viši harmonici ne utiču na predviđanje granice stabilnosti, za rešavanje ove jednačine može se primeniti najjednostavnija aproksimacija, odnosno komponenta Furijeovog niza, tj. $r=0$:

$$[A_0] = \frac{1}{T} \int_0^T [A(t)] dt \quad (5.22)$$

Kako su vrednosti matrice $[A_0]$ validne samo u okviru zone rezanja, odnosno između ulaznog ugla alata u zahvat (ϕ_{st}) i izlaznog ugla alata iz zahvata (ϕ_{ex}) (čija razlika se naziva ugao kontakta alata i obratka), ona postaje jednaka prosečnoj vrednosti matrice $[A(t)]$ za ugao koraka alata $\phi_p = 2\pi/N_t$:

$$[A_0] = \frac{1}{\phi_p} \int_{\phi_{st}}^{\phi_{ex}} [A(\phi)] d\phi = \frac{N_t}{2\pi} \begin{bmatrix} \alpha_{xx} & \alpha_{xy} \\ \alpha_{yx} & \alpha_{yy} \end{bmatrix} \quad (5.23)$$

Pri čemu su koeficijenti pravca nakon integracije:

$$\alpha_{xx} = \frac{1}{2} [\cos 2\phi - 2K_r \phi + K_r \sin 2\phi]_{\phi_{st}}^{\phi_{ex}}$$

$$\alpha_{xy} = \frac{1}{2} [-\sin 2\phi - 2\phi + K_r \cos 2\phi]_{\phi_{st}}^{\phi_{ex}}$$

$$\alpha_{yx} = \frac{1}{2} [-\sin 2\phi + 2\phi + K_r \cos 2\phi]_{\phi_{st}}^{\phi_{ex}}$$

$$\alpha_{yy} = \frac{1}{2} [-\cos 2\phi - 2K_r \phi - K_r \sin 2\phi]_{\phi_{st}}^{\phi_{ex}}$$

Jednačina (5.20) se na osnovu prethodnog redukuje na:

$$\{F(t)\} = \frac{1}{2} bK_r [A_0] \{\Delta(t)\} \quad (5.24)$$

Pri čemu je matrica $[A_0]$ vremenski nezavisna, ali zavisna od ugla kontakta alata i obratka ($\phi_{st} - \phi_{ex}$).

Granica stabilnosti sistema

Vektor dinamičkog pomeranja u jednačini (5.24) može biti prikazan kao:

$$\{\Delta(t)\} = (\{r\} - \{r^0\}) \quad (5.25)$$

gde su:

$$\{r\} = [\{x(t)\} - \{y(t)\}]^T \quad (5.26)$$

Odziv sistema na frekvenciji samopobudnih vibracija (ω_c) može biti izražen preko:

$$\{r(i\omega_c)\} = [FRF(i\omega_c)]\{F\} e^{-i\omega_c t} \quad (5.27)$$

Pri čemu F predstavlja amplitudu dinamičke sile glodanja $F(t)$, a matrica prenosne funkcije je data kao:

$$[FRF] = \begin{bmatrix} FRF_{xx} & FRF_{xy} \\ FRF_{yx} & FRF_{yy} \end{bmatrix} \quad (5.28)$$

gde su FRF_{xx} i FRF_{yy} direktne prenosne funkcije⁸ u pravcu osa X i Y , dok su FRF_{xy} i FRF_{yx} ukrštene prenosne funkcije⁹.

Vektor dinamičkog pomeranja alata (zuba) u njegovom prethodnom prolazu, odnosno u trenutku $(t-T)$, može biti definisan kao:

$$\begin{aligned} \{r^0\} &= [\{x(t-T)\} - \{y(t-T)\}]^T \\ \{r^0\} &= e^{-i\omega_c T} \{r\} \end{aligned} \quad (5.29)$$

Zamenom jednačina (5.25-5.29) u jednačinu za dinamičku silu glodanja (5.24), dobijena je jednačina:

$$\{F\} e^{-i\omega_c t} = \frac{1}{2} bK_t (1 - e^{-i\omega_c T}) [A_0] [FRF(i\omega_c)] \{F\} e^{-i\omega_c t} \quad (5.30)$$

koja ima ne trivijalno rešenje samo kada je njena determinanta jednaka 0:

$$\det \left[[I] - \frac{1}{2} bK_t (1 - e^{-i\omega_c T}) [A_0] [FRF(i\omega_c)] \right] = 0 \quad (5.31)$$

⁸ Direktna prenosna funkcija se dobija kada se i pobudna sila i odziv sistema posmatraju u pravcu iste ose

⁹ Ukrštena prenosna funkcija se dobija kada se pobudna sila i odziv sistema posmatraju u pravcu osa koje su pod nekim uglom.

Ovaj izraz je uprošćen definisanjem orijentisane prenosne funkcije, odnosno:

$$[FRF_{or}(i\omega_c)] = \begin{bmatrix} \alpha_{xx}FRF_{xx}(i\omega_c) + \alpha_{xy}FRF_{xy}(i\omega_c) & \alpha_{xx}FRF_{xy}(i\omega_c) + \alpha_{xy}FRF_{yy}(i\omega_c) \\ \alpha_{yx}FRF_{xx}(i\omega_c) + \alpha_{yy}FRF_{yx}(i\omega_c) & \alpha_{yx}FRF_{xy}(i\omega_c) + \alpha_{yy}FRF_{yy}(i\omega_c) \end{bmatrix} \quad (5.32)$$

kao i nove promenljive Λ , koja je jednaka:

$$\Lambda = -\frac{N_t}{4\pi} bK_t (1 - e^{-i\omega_c T}) \quad (5.33)$$

Te stoga jednačina (5.31) postaje:

$$\det[[I] + \Lambda[FRF_{orient}(i\omega_c)]] = 0 \quad (5.34)$$

Ukoliko se zanemare ukrštene prenosne funkcije (FRF_{xy} i FRF_{yx}), moguće je relativno jednostavno odrediti Λ , na osnovu koga se iz jednačine (5.33) određuje granica stabilnosti sistema. Iz jednačine (5.31) određuje se Λ :

$$\Lambda = -\frac{1}{2a_0} (a_1 \mp \sqrt{a_0^2 - 4a_0}) \quad (5.35)$$

gde je:

$$\begin{aligned} a_0 &= FRF_{xx}(i\omega_c)FRF_{yy}(i\omega_c)(\alpha_{xx}\alpha_{yy} - \alpha_{xy}\alpha_{yx}) \\ a_1 &= \alpha_{xx}FRF_{xx}(i\omega_c) + \alpha_{yy}FRF_{yy}(i\omega_c) \end{aligned} \quad (5.36)$$

Kako su prenosne funkcije kompleksne, i Λ mora imati realni i imaginarni deo, stoga zamenom $\Lambda = \Lambda_{Re} + i\Lambda_{Im}$, i Ojlerovog izraza $e^{-i\omega_c T} = \cos \omega_c T - i \sin \omega_c T$ u jednačinu (5.33), nastaje:

$$\Lambda_{Re} + i\Lambda_{Im} = -\frac{N_t}{4\pi} bK_t (1 - \cos \omega_c T + i \sin \omega_c T) \quad (5.37)$$

Iz ove jednačine, nakon racionalizacije, dobija se izraz za graničnu dubinu rezanja:

$$b_{gr} = -\frac{2\pi}{4NK_t} \left(\frac{(\Lambda_{Re}(1 - \cos \omega_c T) + \Lambda_{Im} \sin \omega_c T)}{(1 - \cos \omega_c T)} + i \frac{(\Lambda_{Im}(1 - \cos \omega_c T) + \Lambda_{Re} \sin \omega_c T)}{(1 - \cos \omega_c T)} \right) \quad (5.38)$$

Aksijalna dubina rezanja b je realan broj, te zbog toga imaginarni deo prethodnog izraza mora biti jednak 0, odnosno $(\Lambda_{Im}(1 - \cos \omega_c T) + \Lambda_{Re} \sin \omega_c T) = 0$, što omogućava definisanje nova promenljive, κ :

$$\kappa = \frac{\Lambda_I}{\Lambda_R} = \frac{\sin \omega_c T}{1 - \cos \omega_c T} \quad (5.39)$$

Prethodna jednačina, može biti rešena u cilju određivanja zavisnosti između frekvencije samopobudnih vibracija i broja obrtaja glavnog vretena:

$$\begin{aligned} \omega_c T &= \varepsilon + 2k\pi \\ \varepsilon &= \pi - 2\psi; \quad \psi = \tan^{-1} \kappa; \quad k=0,1,2,3\dots \\ \Omega &= \frac{60}{N_i T} \end{aligned} \quad (5.40)$$

Gde je ε fazna razlika između talasa na obrađenoj površini, koje formiraju dva uzastopna zuba alata, k je ceo broj koji odgovara broju talasa na obrađenoj površini, odnosno broj “talasa” na karti stabilnosti, a Ω broj obrtaja glavnog vretena [*o/min*].

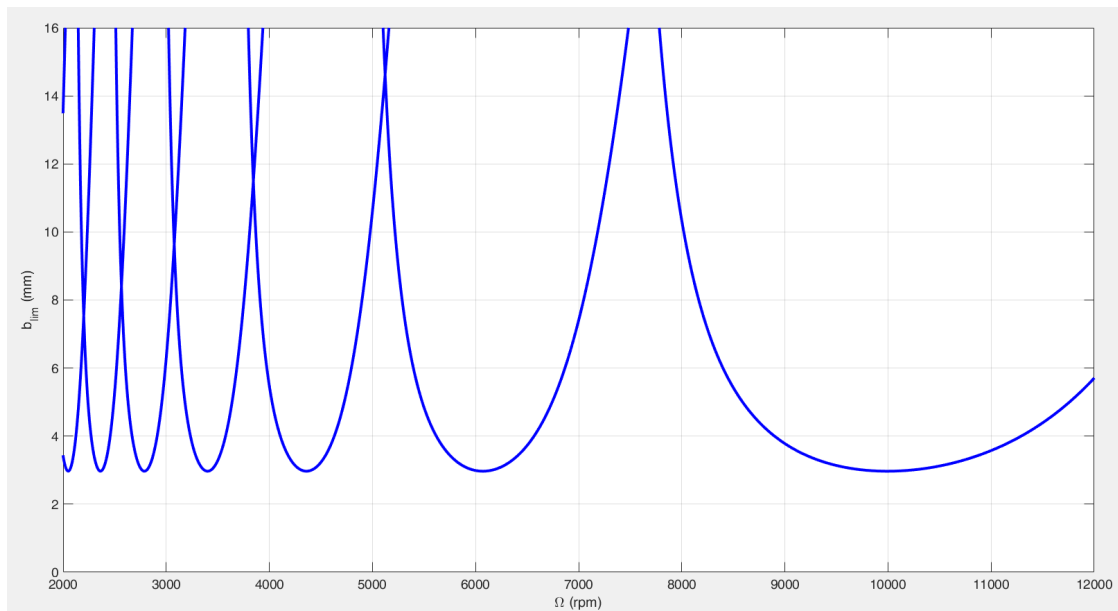
Konačan izraz za određivanje granične aksijalne dubine rezanja je:

$$b_{gr} = \frac{2\pi\Lambda_R}{N_i K_t} (1 + \kappa^2) \quad (5.41)$$

Za poznatu geometriju reznog alata, specifične otpore rezanja, prenosnu funkciju alata, frekvenciju samopobudnih vibracija ω_c , moguće je odrediti Λ_I i Λ_R , a time i odgovarajuću graničnu aksijalnu dubinu rezanja i odgovarajući broj obrtaja glavnog vretena. Kada se ova procedura ponovi za određeni opseg frekvencija samopobudnih vibracija i broj “talasa”, k , dobija se karta stabilnosti za posmatrani obradni sistem.

Takođe, kako je jednačina za određivanje vrednosti Λ kvadratna funkcija, kao rezultat se dobijaju dve vrednosti, Λ_1 i Λ_2 , a time i dve linije na karti stabilnosti.

Na slici 5.4 prikazana je karta stabilnosti definisana metodom Furijeovih redova.



Slika 5.4 Karta stabilnosti definisana modelom Furijeovih redova

Analizirajući karte stabilnosti dobijene pomoću prethodno opisanih metoda, može se zaključiti da se za posmatrani primer granične dubine rezanja značajno razlikuju. Odnosno, za iste početne uslove, model *srednjeg ugla kontakta alata u zahvatu* daje višestruko veće granične dubine rezanja u odnosu na model *Furijeovih redova*. Takođe, treba napomenuti da se minimumi stabilne oblasti za oba modela javljaju na približno istim brojevima obrtaja.

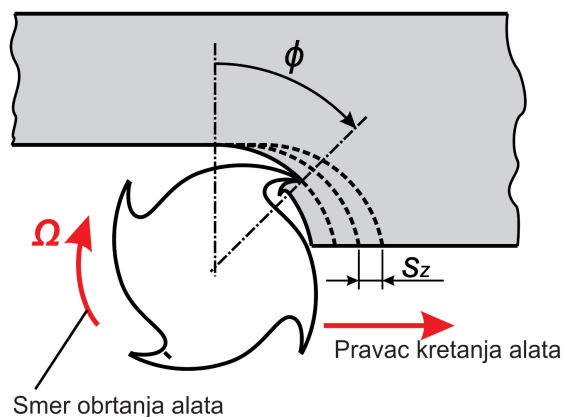
5.2 Numerička simulacija procesa glodanja

Karta stabilnosti, definisana nekim od prethodno datih modela, prikazuje globalnu sliku stabilnosti obradnog sistema u određenom opsegu brojeva obrtaja glavnog vretena, ne dajući informacije o intenzitetu sila rezanja i amplitudi vibracije alata. Sa druge strane, numerička simulacija procesa glodanja razvijena je u cilju simuliranja sila rezanja pri glodanju, i može biti prilagođena za predikciju pomeranja vrha alata usled vibracija. Informacije dobijene ovom simulacijom, mogu biti iskorišćene za analizu dinamičke stabilnosti obradnog sistema, kao i za analizu i predikciju geometrijskih grešaka obrade usled savijanja alata.

Numerička simulacija procesa glodanja koristi numeričku integraciju u cilju rešavanja diferencijalnih jednačina kretanja, i obuhvata moguće nelinearnosti u ponašanju sistema, prouzrokovane karakteristikama samog procesa rezanja [153]. Da bi se olakšalo rešavanje pomenutih složenih diferencijalnih jednačina kretanja, potrebno je usvojiti određene pretpostavke. Na primer, potrebno je zanemariti helikoidni oblik zuba glodala i pretpostaviti da se obrada izvodi glodalom sa pravim zubima ($\gamma=0$). Ova aproksimacija značajno olakšava rešavanje diferencijalnih jednačina, a pored toga i dalje omogućava analizu samog procesa rezanja, pogotovo ako se obrada izvodi relativno malim dubinama rezanja. Druga pretpostavka je da svaki zub alata ima kružnu putanju. U stvarnosti, putanja svakog zuba glodala ima cikloidan oblik usled istovremene rotacije i translacije alata. Međutim, kako je translatorno kretanje relativno malo u odnosu na broj obrtaja i prečnik alata, putanja zuba glodala se aproksimira nizom kružnica međusobno pomerenih za vrednost pomaka po zubu. U tom slučaju, nominalna debljina strugotine može biti izražena kao:

$$h = s_z \sin \phi \quad (5.42)$$

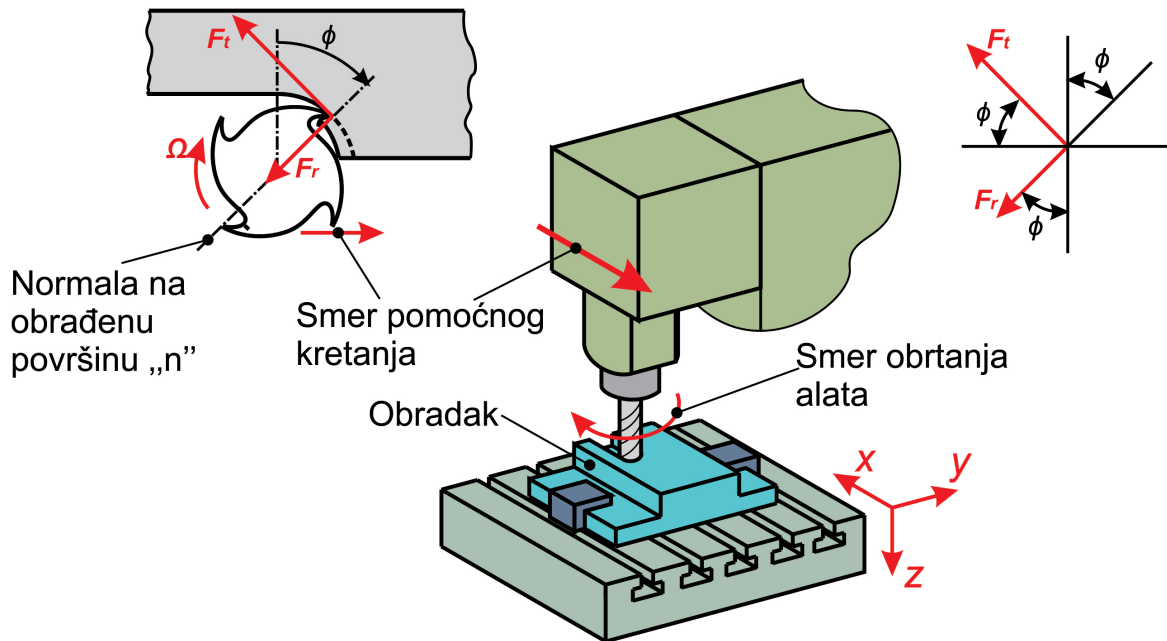
gde je ϕ – trenutni ugao zahvata alata (Slika 5.5), a s_z – pomak po zubu.



Slika 5.5 Trenutni ugao alata u zahvatu i aproksimacija putanje zuba glodala

Postupak simulacije procesa glodanja u vremenskom domenu je podeljen u četiri etape: 1) za trenutni ugao zahvata alata ϕ računa se trenutna debljina strugotine i to na bazi amplitude vibracije trenutnog i prethodnog zuba glodala; 2) na bazi dobijenih podataka u prethodnom koraku, određuju se sile rezanja; 3) na bazi sila rezanja, određuju se vrednosti pomeranja vrha alata; 4) ugao zahvata alata se povećava za unapred definisani inkrement ugla $d\phi$, a zatim se čitav postupak ponavlja.

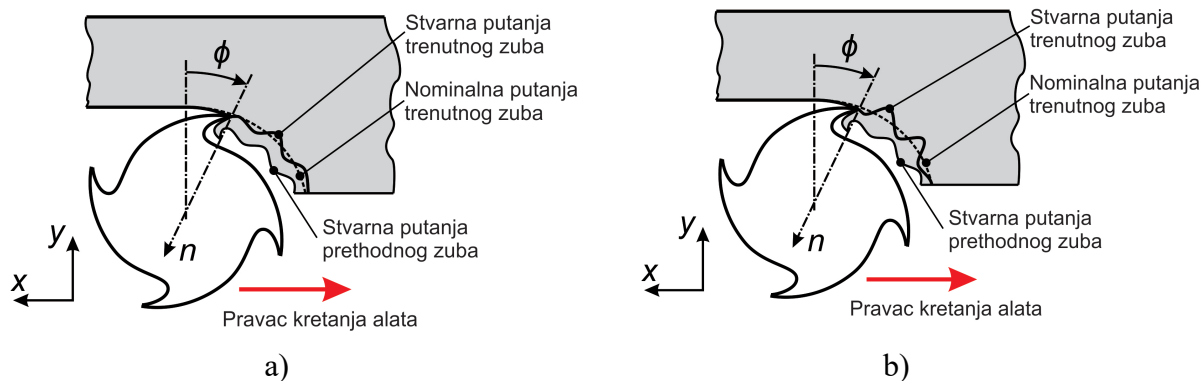
Za razliku od procedure definisanja karte stabilnosti, u slučaju numeričke simulacije procesa glodanja, koordinatni sistem procesa je rotiran, tako da je X osa suprotno orijentisana od pravca pomoćnog kretanja (Slika 5.6). Ova promena ne utiče na tačnost simulacije, a značajno pojednostavljuje matematičku proceduru simulacije. Pored toga, treba napomenuti da se zbog pretpostavke da se koristi alat sa pravim zubima, sile rezanja u pravcu Z ose zanemaruju.



Slika 5.6 Geometrija procesa rezanja pri numeričkoj simulaciji

5.2.1 Proračun trenutne debljine strugotine

Trenutna debljina strugotine zavisi od njene nominalne debljine (5.42), vibracije alata u trenutnom prolazu i vibracije alata u prethodnom prolazu. Ove vibracije se posmatraju u pravcu normale na obrađenu površinu (n), u trenutku kada je alat pod uglom zahvata ϕ (Slika 5.7). U tom trenutku mogu se javiti dva slučaja: prvi da su putanje alata u trenutnom i prethodnom prolazu u fazi (Slika 5.7a), i drugi kada te putanje nisu u fazi (Slika 5.7b). U prvom slučaju, iako alat vibrira, promena trenutne debljine strugotine (u pravcu normale na obrađenu površinu) je približno konstantna, te ovaj slučaj ne dovodi do nastanka samopobudnih vibracija. U drugom slučaju, tj. u slučaju nepovoljnog faznog odnosa između putanje alata u trenutnom i u prethodnom prolazu, promena trenutne debljine strugotine je drastično izraženija nego u prethodnom slučaju. Usled toga, dolazi i do variranja intenziteta otpora rezanja, što dovodi do nastanka samopobudnih vibracija i do nestabilnog procesa rezanja.



Slika 5.7 Putanja zuba alata za slučaj kada je vibracija alata u trenutnom prolazu a) u fazi i b) nije u fazi sa vibracijom alata u prethodnom prolazu

Uzimajući u obzir prethodno, trenutna debljina strugotine se može izraziti kao:

$$h(t) = s_z \sin(\phi) + n(t - T) - n(t) \quad (5.43)$$

Gde je: $T = \frac{60}{\Omega N_t}$ – period prolaska zuba alata, Ω – broj obrtaja alata, a N_t broj zuba glodala.

Ovde treba napomenuti da vibracija alata u pravcu normale na obrađenu površinu n , zavisi od vibracije alata u pravcu osa X i Y , i od trenutnog ugla zahvata alata ϕ , odnosno:

$$n = x \sin(\phi) - y \cos(\phi) \quad (5.44)$$

Kao što je pomenuto pri definisanju karte stabilnosti matematičkim modelima, prethodne jednačine mogu biti definisane ili u funkciji vremena ili u funkciji ugla zahvata alata. Za potrebe numeričke simulacije procesa glodanja, ugao zahvata alata je podeljen na konačan broj jednakih koraka, tako da malom vremenskom segmentu dt odgovara inkrement ugla zahvata alata $d\phi$. Na ovaj način, u svakom trenutku simulacije moguće je odrediti: 1) koji zub alata je u zahvatu; 2) kako je orijentisan zub alata koji je u zahvatu; i 3) na bazi vektora n , kakav je oblik površine obrađene prethodnim zubom glodala. Rotacija alata pri simulaciji prikazana je na slici 5.8, gde inkrement $d\phi$ zavisi od definisanog ukupnog broja koraka simulacije po jednom obrtaju alata (S_{tp}):

$$d\phi = \frac{360}{S_{tp}} \text{ [}^\circ\text{]} \quad (5.45)$$

U korelaciji sa prethodnim, može se napisati i izraz za vremenski segment dt , kao i izraz za vreme trajanja simulacije:

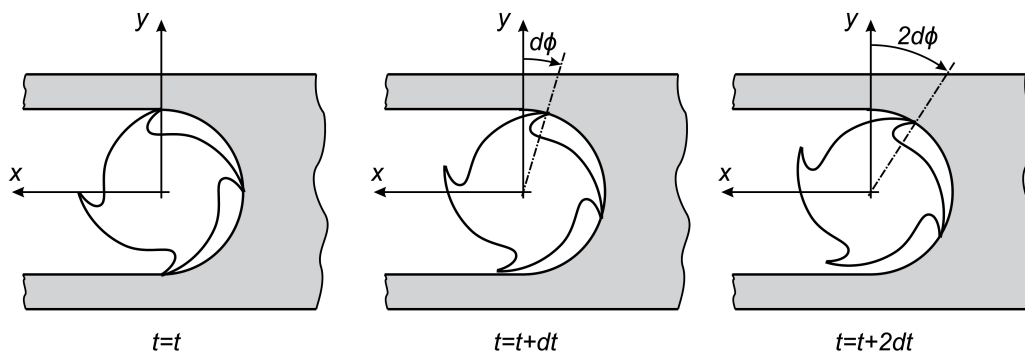
$$dt = \frac{60}{S_{tp} \cdot \Omega} \text{ [s]} \quad (5.46)$$

$$t = t + dt \text{ [s]}$$

gde je u početnom trenutku $t=0$.

Takođe, da simulacija ne bi trajala beskonačno dugo, potrebno je definisati vreme trajanja simulacije T_{krit} , koje mora biti dovoljno kako bi došlo do stabilizacije intenziteta otpora rezanja.

Na bazi ovih podataka, za svaki trenutak simulacije dt određuju se odgovarajući otpori rezanja.



Slika 5.8 Inkrement ugla zahvata alata $d\phi$ u različitim vremenskim segmentima dt

5.2.2 Proračun otpora rezanja

Nakon proračuna trenutne debljine strugotine, i na bazi slike 5.6, računaju se tangencijalna i radijalna komponenta otpora rezanja u konkretnom vremenskom trenutku [153]:

$$\begin{aligned} F_t &= \sin(\beta) \cdot K_s \cdot b \cdot h = K_t \cdot b \cdot h \\ F_r &= \cos(\beta) \cdot K_s \cdot b \cdot h = K_r \cdot b \cdot h \end{aligned} \quad (5.47)$$

gde je b aksijalna dubina rezanja za slučaj obrade alatom sa pravim zubima.

Ukoliko je amplituda vibracija vrha alata veća od zbira nominalne debljine strugotine i amplitude vibracije u prethodnom prolazu alata, trenutna debljina strugotine je negativna. U tom slučaju, fizički gledano ne dolazi do procesa rezanja, te je neophodno silu rezanja izjednačiti sa nulom za slučaj kada nije ispunjen uslov $\phi_{st} \leq \phi \leq \phi_{ex}$.

Imajući u vidu prethono i uzevši u obzir (5.42), tangencijalna i radijalna sila se projektuju na ose X i Y :

$$\begin{aligned} F_x &= K_t \cdot b \cdot s_z \cdot \sin(\phi) \cdot \cos(\phi) + K_r \cdot b \cdot s_z \cdot \sin(\phi) \cdot \sin(\phi) \\ F_y &= K_t \cdot b \cdot s_z \cdot \sin(\phi) \cdot \sin(\phi) - K_r \cdot b \cdot s_z \cdot \sin(\phi) \cdot \cos(\phi) \end{aligned} \quad (5.48)$$

5.2.3 Proračun pomeranja alata

Polazeći od ideje o simulaciji sila rezanja, prikazanoj u [153], nastala je ideja o simulaciji pomeranja vrha alata usled njegovih vibracija pri obradi. Ova ideja je iskorišćena kako u numeričkoj simulaciji procesa glodanja, tako i u unapređenoj simulaciji procesa glodanja koja će bii prikazana u nastavku.

Ako se posmatrani obradni sistem smatra sistemom sa dva stepena slobode, njegove jednačine kretanja su:

$$\begin{aligned} m_x \ddot{x} + c_x \dot{x} + k_x x &= F_x \\ m_y \ddot{y} + c_y \dot{y} + k_y y &= F_y \end{aligned} \quad (5.49)$$

gde je $m_{x,y}$, $c_{x,y}$ i $k_{x,y}$ masa, prigušenje i krutost posmatranog sistema u pravcu osa X i Y .

Iz ovih jednačina moguće je izraziti ubrzanje u pravcu osa X i Y :

$$\begin{aligned} \ddot{x} &= \frac{F_x - c_x \dot{x} - k_x x}{m_x} \\ \ddot{y} &= \frac{F_y - c_y \dot{y} - k_y y}{m_y} \end{aligned} \quad (5.50)$$

gde se brzine \dot{x} i \dot{y} , i pomeranja x i y , određuju iz prethodnog koraka simulacije (početni uslovi su nula), primenom numeričke (Ojlerove) integracije:

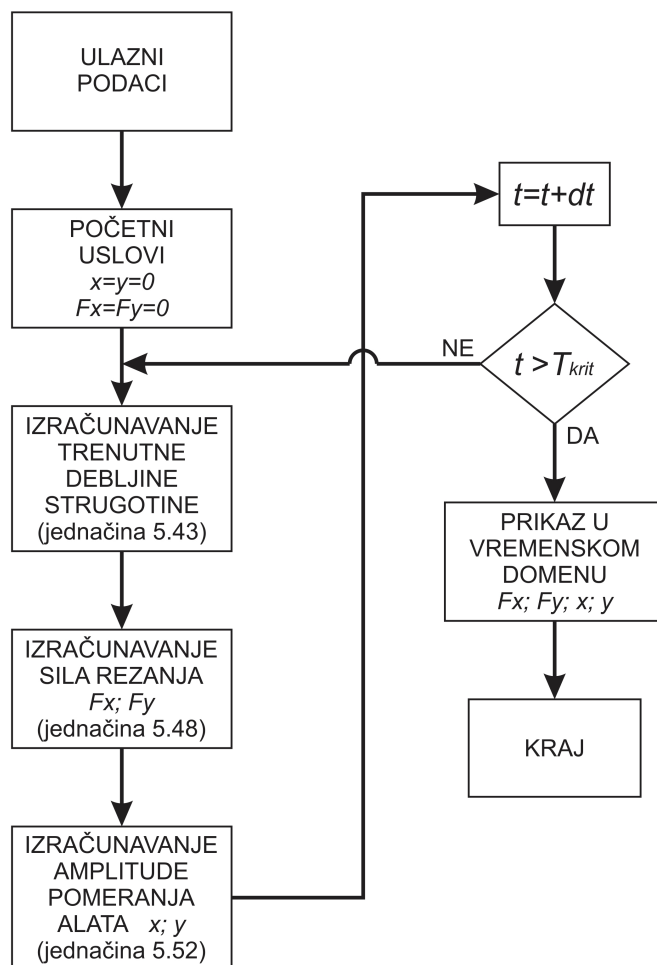
$$\dot{x} = \dot{x} + \ddot{x} \cdot dt \quad \dot{y} = \dot{y} + \ddot{y} \cdot dt \quad (5.51)$$

$$x = x + \dot{x} \cdot dt \quad y = y + \dot{y} \cdot dt \quad (5.52)$$

gde se brzine sa desne strane jednačina (5.51) izračunavaju u prethodnom koraku simulacije. Brzine definisane jednačinama (5.51) koriste se za definisanje pomeranja u jednačinama (5.52), dok se pomeranje u tim jednačinama izračunava u prethodnom koraku simulacije.

Na kraju, da bi numerička simulacija procesa glodanja mogla biti sprovedena, potrebno je prvo definisati početne parametre, tj. modalne parametre obradnog sistema ($m_{x,y}$, $c_{x,y}$ i $k_{x,y}$), specifične otpore rezanja (K_s , K_t , K_r), prečnik i broj zuba alata, režime rezanja (broj obrtaja Ω , dubinu rezanja b i pomak po zubu s_z) i ugao zahvata alata. Nakon toga, simulacija se sprovodi po već opisana četiri koraka.

Na slici 5.9 prikazan je globalni algoritam za numeričku simulaciju procesa glodanja.



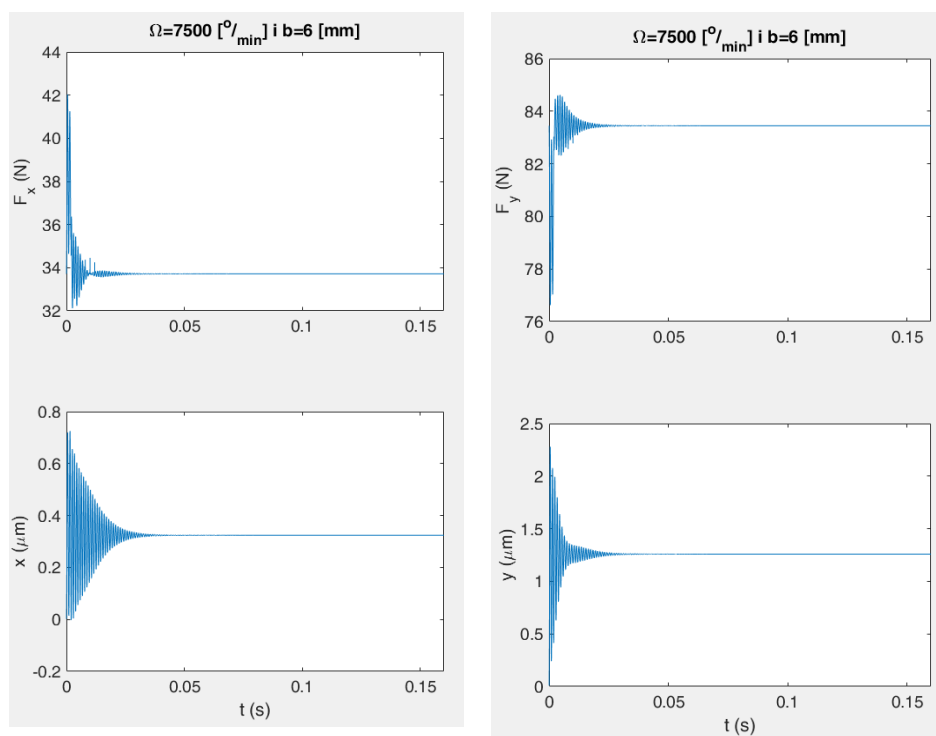
Slika 5.9 Globalni algoritam numeričke simulacije procesa glodanja

Da bi se numeričkom simulacijom definisala granična dubina rezanja za posmatrani broj obrtaja glavnog vretena, neophodno je simulaciju sprovesti u nekoliko iteracija. Pri svakoj iteraciji povećava se dubina rezanja za odgovarajući inkrement, a dubina rezanja na kojoj se ustanovi nastanak samopobudnih vibracija predstavlja graničnu dubinu rezanja za posmatrani broj obrtaja glavnog vretena. Tačnost određivanja granične dubine rezanja direktno zavisi od veličine inkrementa promene dubine rezanja pri simulaciji.

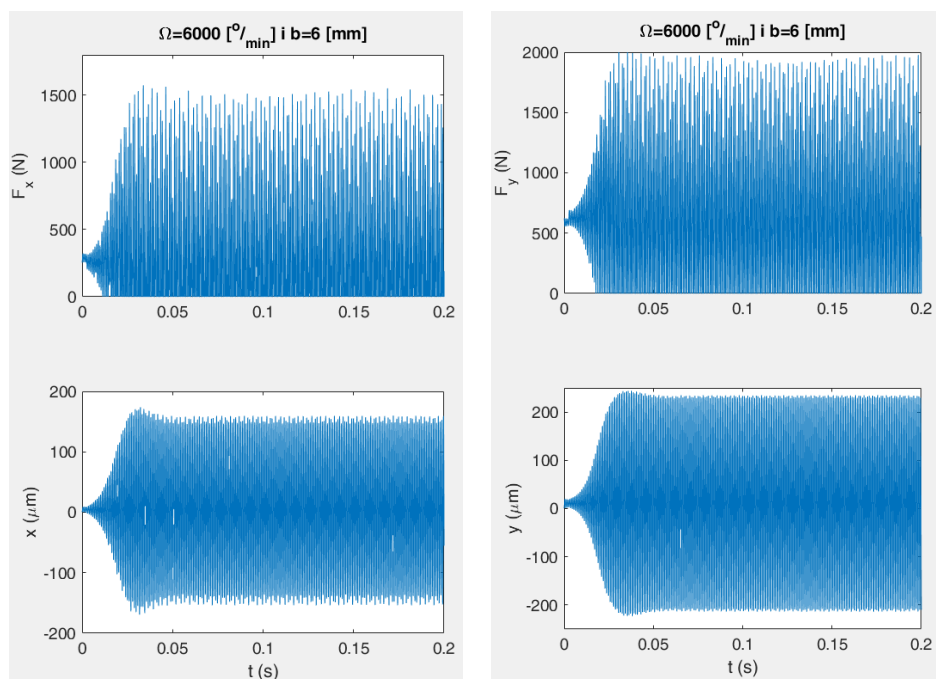
Ako se uzme u obzir da se karta stabilnosti obradnog centra definiše za odgovarajući opseg brojeva obrtaja glavnog vretena, može se zaključiti da je njeno definisanje numeričkom simulacijom procesa glodanja veoma dugotrajan proces. U zavisnosti od veličine inkrementa dubine rezanja, dobijaju se više ili manje tačni rezultati.

U cilju prikaza numeričke simulacije procesa glodanja, u nastavku su prikazani rezultati numeričke simulacije za konkretan obradni sistem. Za svaki posmatrani broj obrtaja glavnog vretena sprovedena je posebna simulacija, pri čemu je dubina rezanja varirana, u inkrementima od 0,5[mm], do maksimalne usvojene vrednosti od 8[mm]. Za svaku dubinu rezanja, simulacijom se dobija dijagram otpora rezanja u pravcu osa X i Y , i na osnovu njihovog ponašanja (da li intenzitet otpora rezanja naglo raste ili je relativno konstantan) određuje se da li je proces obrade stabilan ili nestabilan. Takođe, kao pokazatelj stabilnosti sistema za posmatranu kombinaciju režima rezanja, simulacijom se prikazuju i vibracije alata u pravcu istih osa.

Na slici 5.10 prikazani su otpori rezanja i pomeranja alata u pravcu osa X i Y za slučaj stabilnog procesa obrade, dok su na slici 5.11 prikazani otpori rezanja i pomeranja alata za nestabilan proces obrade.



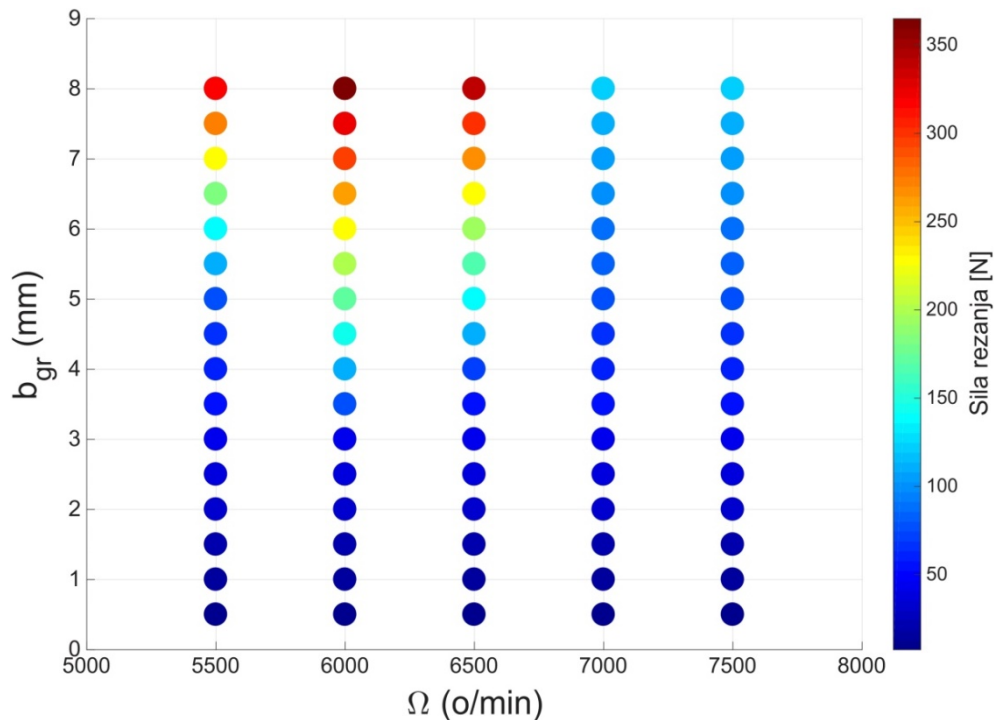
Slika 5.10 Rezultat numeričke simulacije procesa glodanja za stabilan proces obrade



Slika 5.11 Rezultat numeričke simulacije procesa glodanja za nestabilan proces obrade

Na slici 5.12 su prikazani rezultati svih numeričkih simulacija procesa glodanja za konkretan obradni sistem, gde se u zavisnosti od intenziteta otpora rezanja kombinacija

režima rezanja Ω - b_{gr} prikazuje odgovarajućom bojom. Stabilnim područjem smatraju se sve kombinacije broja obrtaja glavnog vretena i granične dubine rezanja koje su prikazane plavom bojom.



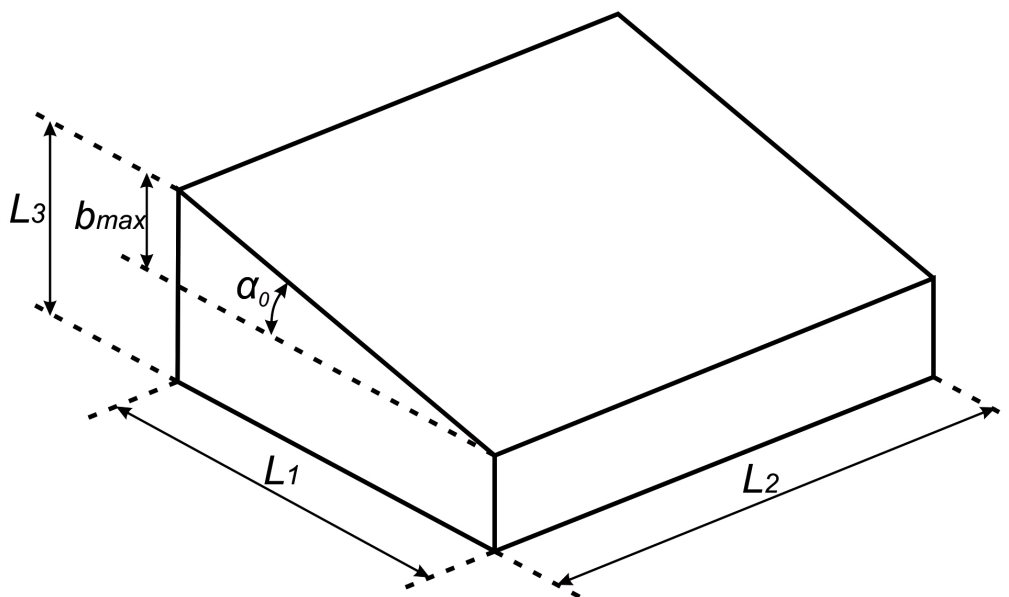
Slika 5.12 Rezultati simulacije sila rezanja konstantnom dubinom rezanja za konkretan obradni sistem

5.3 Unapređena numerička simulacija glodanja

Numerička simulacija procesa glodanja pruža uvid u sile rezanja i vibracije alata za konkretne režime rezanja. Međutim, da bi se ovom metodom dobio kompletan uvid u stabilnost obradnog sistema, potrebno je sprovesti veliki broj ponavljanja simulacije za različite kombinacije režima obrade.

U cilju smanjenja potrebnog broja ponavljanja simulacije, iskorišćena je metodologija koja se primenjuje pri eksperimentalnom ispitivanju samopobudnih vibracija, čime je definisana unapređena numerička simulacija glodanja. Naime, jedan od metoda eksperimentalnog ispitivanja samopobudnih vibracija, a o kome će biti reči u nastavku rada, je praćenje vibracija pri obradi radnog predmeta sa zakošenom gornjom površinom (Slika 5.13). Ovom metodom, za jedan broj obrtaja glavnog vretena se kontinualno povećava dubina rezanja do nastanka samopobudnih vibracija. Dubina na kojoj su ove vibracije nastale, smatra se graničnom dubinom rezanja.

Uzimajući u obzir prethodno, u nastavku je prikazana unapređena numerička simulacija procesa glodanja, pri kojoj se dubina kontinualno povećava. Simuliranjem porasta dubine rezanja dolazi i do porast amplitude vibracija alata, a na osnovu tih podataka određuje se granična dubina rezanja. Na taj način, značajno se smanjuje broj potrebnih iteracija numeričke simulacije kako bi se definisala karta stabilnosti obradnog sistema.



Slika 5.13 Izgled modela za analizu samopobudnih vibracija

5.3.1 Obezbeđivanje kontinualnog povećanja dubine rezanja

Analizom numeričke simulacije procesa glodanja, koja je prikazana u prethodnom poglavlju, može se uočiti da dubina rezanja utiče na određivanje otpora rezanja (5.47), tj. porastom dubine rastu i otpori rezanja, a time i amplituda vibracije alata u pravcu osa X i Y .

Imajući u vidu prethodno, može se zaključiti da se unapređena numerička simulacija procesa glodanja može takođe sprovesti u četiri koraka, s tom razlikom da se za svaki korak simulacije kontinualno povećava trenutna dubina rezanja.

Trenutna dubina rezanja zavisi od ugla nagiba gornje površine obratka (α_0) i od trenutnog položaja alata u pravcu pomoćnog kretanja.

Kako je pri numeričkoj simulaciji procesa glodanja ugao zahvata alata podeljen na konačan broj jednakih koraka, odnosno da malom vremenskom segmentu dt odgovara inkrement ugla zahvata alata $d\phi$ (Slika 5.8), moguće je odrediti trenutnu dubinu rezanja (b_{tr}) u svakom koraku simulacije:

$$b_{tr} = s_z \cdot N_t \cdot t \cdot \Omega \cdot \tan \alpha_0 \quad (3.53)$$

gde je t – trenutak simulacije koji se određuje iz jednačine (5.46).

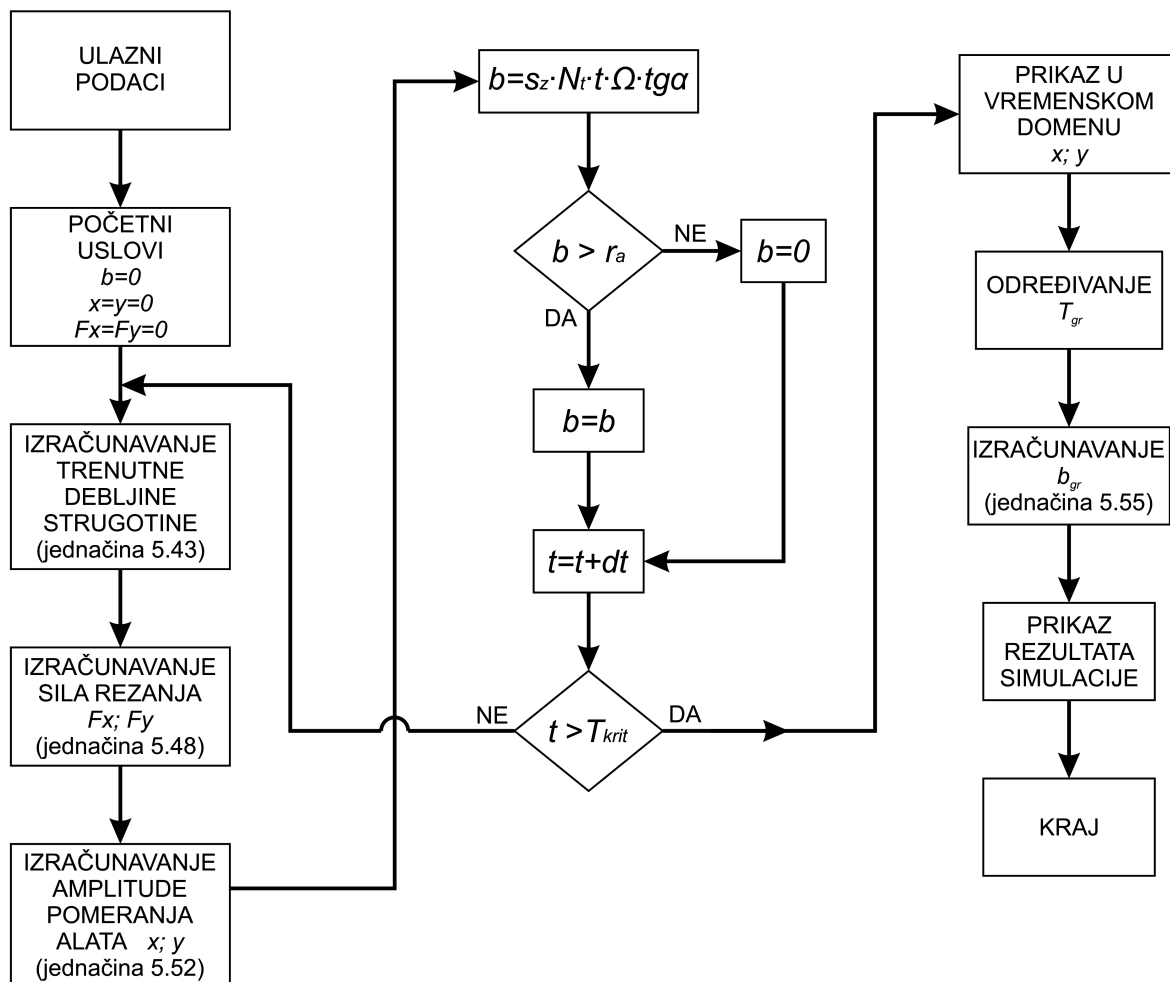
Za svaki korak simulacije, proračunava se trenutna dubina rezanja, na osnovu koje se određuju otpori rezanja i pomeranja alata u pravcu osa X i Y . Pored toga, treba voditi računa da simulacija traje dovoljno da dođe do skoka amplitude vibracija alata, tj. do pojave samopobudnih vibracija. Dužinom trajanja simulacije definiše se broj obrtaja koje će alat napraviti od starta do kraja simulacije. Na primer, ukoliko simulacija treba da traje T_{krit} [s], simulacija će biti sprovedena za prvih Ω obrtaja alata, pri čemu je

$$\Omega = \frac{T_{krit}}{dt \cdot S_{tp}} \quad (5.54)$$

Takođe, kako bi bio poznat tačan trenutak ulaska virtuelnog alata u zahvat, usvojeno je da proces rezanja počinje kada dubina rezanja postane veća od veličine radijusa vrha alata. Na ovaj način omogućeno je tačno određivanje vremena obrade od ulaska alata u zahvat do pojave samopobudnih vibracija.

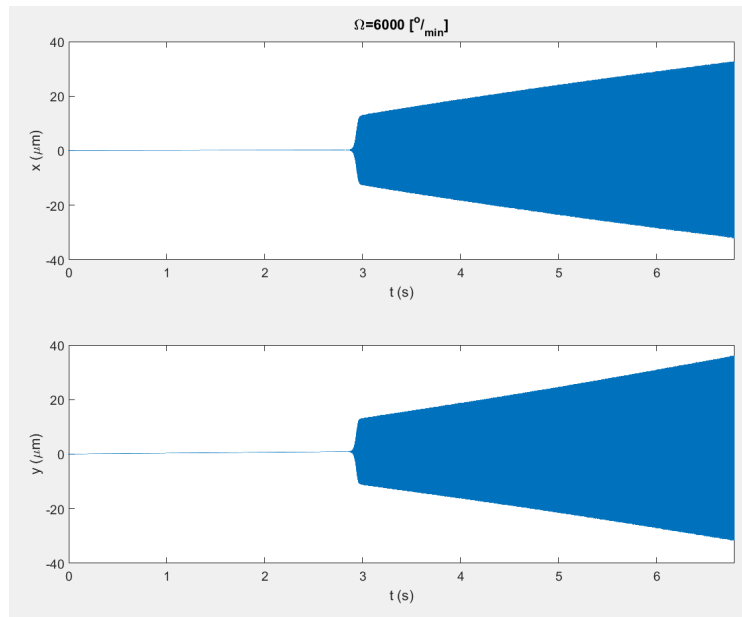
Da bi unapređena numerička simulacija procesa glodanja mogla biti sprovedena, potrebno je prvo definisati početne parametre. Ovi početni parametri su isti kao i kod simulacije glodanja sa konstantnom dubinom, s tim dodatkom da je početna dubina rezanja jednaka 0.

Na slici 5.14 prikazan je globalni algoritam za unapređenu numeričku simulaciju procesa glodanja sa kontinualnom promenom dubine rezanja.



Slika 5.14 Globalni algoritam unapređene numeričke simulacije procesa glodanja

Na slici 5.15 prikazan je primer simulacije vibracija alata u pravcu osa X i Y za slučaj simulacije obrade aluminijumskog obratka sa uglom kosine $\alpha_0=10,5^\circ$, glodalom prečnika 10 [mm], brojem obrtaja 6000 [$^\circ/\text{min}$] i pomakom po zubu $s_z=0,02[\text{mm}/\text{zubu}]$.

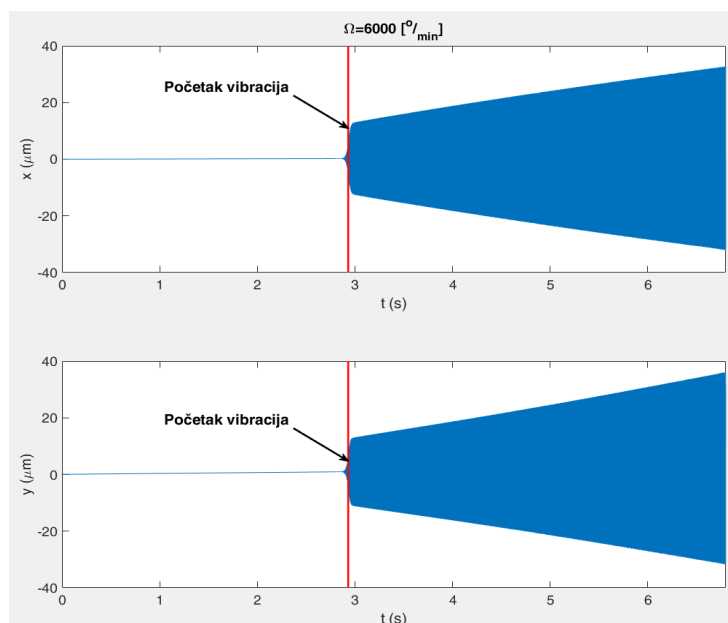


Slika 5.15 Rezultati simulacije obrade sa kontinualnim povećanjem dubine rezanja

5.3.2 Određivanje granične dubine rezanja

Na bazi prethodno dobijenih rezultata simulacije, određuje se granična dubina rezanja, koja, za definisane režime rezanja, predstavlja granicu stabilnosti procesa obrade sa stanovišta samopobudnih vibracija.

Posmatrajući vibracije alata u pravcu osa X i Y , prikazane na slici 5.15, moguće je uočiti jasan skok amplitude (Slika 5.16). Ako se trenutak skoka amplitude vrha alata, koji je skoro trenutak, usvoji kao trenutak pojave samopobudnih vibracija, na bazi proteklog vremena i ugla nagiba obratka, određuje se granična dubinu rezanja. Trenutak pojave samopobudnih vibracija označen je sa T_{gr} .

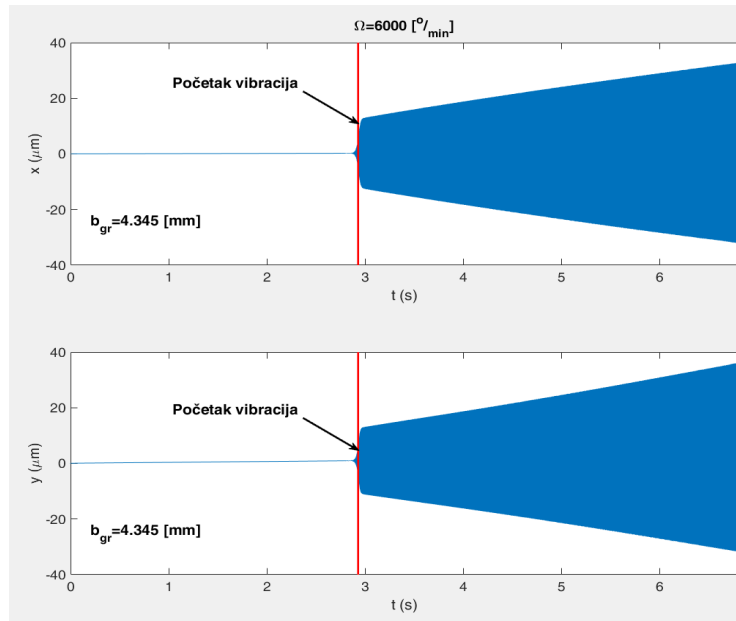


Slika 5.16 Skok amplitude kao pokazatelj pojave samopobudnih vibracija

Izračunavanje granične dubine rezanja za definisane režime rezanja, izvodi se na bazi prethodno definisanog trenutka pojave samopobudnih vibracija T_{gr} , iz izraza:

$$b_{gr} = s_z \cdot N_t \cdot T_{gr} \cdot \Omega \cdot \tan \alpha_o \quad (5.55)$$

Kao konačan rezultat unapređene numeričke simulacije procesa glodanja, koja za cilj ima određivanje granične dubine rezanja za definisane režime rezanja, prikazuje se vibracija alata u pravcu osa X i Y, sa jasno naznačenim trenutkom pojave samopobudnih vibracija i sa proračunatom graničnom dubinom rezanja (slika 5.17).



Slika 5.17 Rezultat unapređene numeričke simulacije procesa glodanja

6. EKSPERIMENTALNE METODE IDENTIFIKACIJE VIBRACIJA MAŠINA ALATKI I NJIHOVIH ELEMENATA

Ispitivanje i analiza dinamičkog ponašanja mašina alatki i njihovih elemenata najčešće se sprovodi eksperimentalno, međutim u poslednjih nekoliko godina razvijen je veliki broj metoda za analitičko i numeričko modelovanje dinamičkih karakteristika mašina alatki.

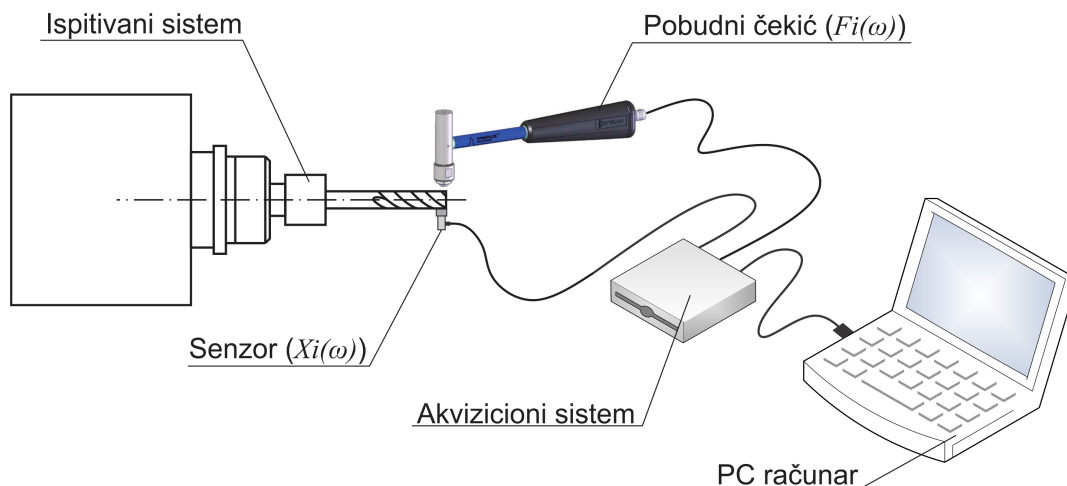
Pri teorijskom posmatranju problema dinamičkog ponašanja mašine alatke, nastoji se što realnije matematički predstaviti ceo sistem u obliku odgovarajućeg modela. Ovaj model nastaje uzimanjem u obzir najznačajnijih uticajnih faktora na dinamičko ponašanje, dok se ostali uticajni faktori zanemaruju ili uzimaju u obzir preko koeficijenata i težinskih faktora. Pri ovakvom načinu posmatranja problema dolazi do određenih grešaka, međutim, te greške nisu tako značajne kao činjenica da se na ovaj način ne mogu obuhvatiti sva moguća stanja i ponašanja mašine alatke.

Nasuprot ovome, kod eksperimentalnog ispitivanja dinamičkog ponašanja mašine alatke, odgovarajućom opremom se prate njena realna dinamička stanja, a obradom snimljenih signala određuju se dinamičke karakteristike mašine alatke.

6.1 Eksperimentalno određivanje funkcije frekventnog odziva i modalnih parametara sistema

Eksperimentalnim ispitivanjima moguće je generisati funkciju frekventnog odziva (FRF) ili funkciju prenosa sistema (TF). Osnovna ideja je da se struktura mašine pobudi harmonijskom silom određene frekvencije na određenom mestu, a da se prati dinamički odziv sistema na istom ili nekom drugom mestu. Kada se ovaj postupak ponovi za uzastopne frekvencije u određenom rasponu od f_{min} do f_{max} , dobija se FRF ili TF za posmatrani sistem. Pobuda sistema, pri ovakvim postupcima, može biti ostvarena sinusnom ili impulsnom silom, a odziv sistema se meri senzorima, kao što su davači pomeranja, brzine ili ubrzanja.

Eksperimentalna modalna analiza sa impulsnom pobudnom silom je najjednostavnija metoda za određivanje funkcije frekventnog odziva, te se kao takva najčešće primenjuje za definisanje modalnih parametara obradnih sistema. Pri tome, moguće je definisati tzv. direktnu ili ukrštenu funkciju frekventnog odziva sistema. Kada su i pobuda i odziv sistema posmatraju za istu tačku (najčešće vrh alata) definiše se direktna, a ukoliko se tačka odziva sistema razlikuje od tačke u kojoj je generisana pobuda, definiše se ukrštena funkcija frekventnog odziva (Slika 6.1).



Slika 6.1 Ispitivanje impulsnom pobudom u cilju određivanja frekventnog odziva sistema

Pri eksperimentalnoj modalnoj analizi se, primenom impulsne pobude, ostvaruje pobuda sistema širokim spektrom različitih frekvencija u samo jednom ispitivanju, dok se odziv sistema najčešće prati primenom senzora ubrzanja. Kada se snimljeni podaci, primenom brze Furijeove transformacije, transformišu u frekventni domen, dobija se funkcija frekventnog odziva između tačke u kojoj je meren odziv sistema (i) i tačke u kojoj je delovala pobudna sila (j), koja može biti prikazana na sledeći način:

$$FRF_{ij}(\omega) = \frac{X_i(\omega)}{F_j(\omega)} \quad (6.1)$$

Takođe, treba napomenuti da je u većini slučajeva kao odziv sistema potrebno dobiti pomeranje X . Međutim, ukoliko se merenje izvodi sensorima ubrzanja, prethodna jednačina ima oblik:

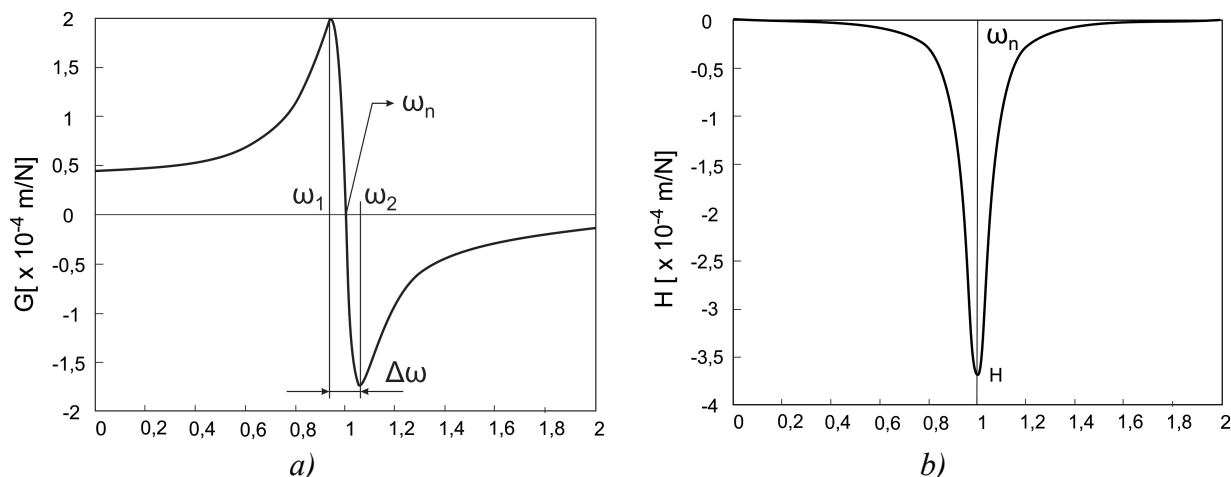
$$FRF(\omega) = \frac{\ddot{x}}{F(\omega)} = \frac{A(\omega)}{F(\omega)} \quad (6.2)$$

Konvertovanje ubrzanja u pomeranje, moguće je sprovesti tako što se signal prikupljen akcelerometrom podeli sa $(i\omega)^2$, odnosno sa $-\omega^2$.

Funkcija frekventnog odziva sistema, dobijena na prethodno opisan način, je kompleksna, odnosno sastoji se od realnog G i imaginarnog H dela:

$$FRF(\omega) = G + iH \quad (6.3)$$

Na slici 6.2 prikazan je izgled realnog i imaginarnog dela funkcije frekventnog odziva.



Slika 6.2 Realni (a) i imaginarni (b) deo funkcije frekventnog odziva

Ekperimentalno definisana funkcija frekventnog odziva, odnosno njen realni i imaginarni deo, primenjuju se za definisanje karte stabilnosti posmatranog sistema, a takođe na osnovu njih se izračunavaju i modalni parametri sistema. Modalni parametri sistema koji se izračunavaju na osnovu realnog i imaginarnog dela FRF su:

$$\zeta = \frac{\omega_2 - \omega_1}{2\omega_n} \quad - \quad \text{bezdimenzioni koeficijent prigušenja } \zeta$$

$$k = \frac{-1}{2\zeta H} \quad - \quad \text{modalna krutost}$$

Pri čemu je H minimum imaginarnog dela FRF

$$m = \frac{k}{\omega_n^2} \quad - \quad \text{modalna masa}$$

Takođe, ukoliko su poznati modalni parametri sistema, realni i imaginarni deo njegove funkcije frekventnog odziva izračunavaju se izrazima:

$$\text{Re}\left(\frac{X}{F}\right) = \frac{1}{k} \left(\frac{1-r^2}{(1-r^2)^2 + (2 \cdot \zeta \cdot r)^2} \right) \quad (6.4)$$

$$\text{Im}\left(\frac{X}{F}\right) = \frac{1}{k} \left(\frac{-2 \cdot \zeta \cdot r}{(1-r^2)^2 + (2 \cdot \zeta \cdot r)^2} \right) \quad (6.5)$$

gde je $r = \frac{\omega}{\omega_n}$.

Pri ispitivanju struktura impulsnom pobudom, postoji određen broj praktičnih ograničenja koja je potrebno uzeti u obzir u cilju povećanja tačnosti ispitivanja. Prvo, u cilju povećanja kvaliteta prikupljenih podataka, tj. u cilju smanjenja šuma u snimljenom signalu, za povezivanje akvizicione opreme neophodno je primenjivati dobro izolovane kablove što je moguće manje dužine. Pored toga, pri ispitivanju dinamičkog ponašanja sistema, neophodno je voditi računa o izboru odgovarajućeg senzora, čija masa utiče na njegovu osetljivost i merni

opseg. Takođe, materijal, dimenzije i geometrija vrha pobudnog čekića moraju biti izabrani tako da se obezbedi adekvatna pobuda strukture za zahtevani opseg frekvencija. Međutim, i pored mnogih preporuka za pripremu samog ispitivanja, da bi se obezbedila tačnost ispitivanja dinamičkog ponašanja mašina alatki i njihovih elemenata, neophodan je određeni stepen praktičnog iskustva.

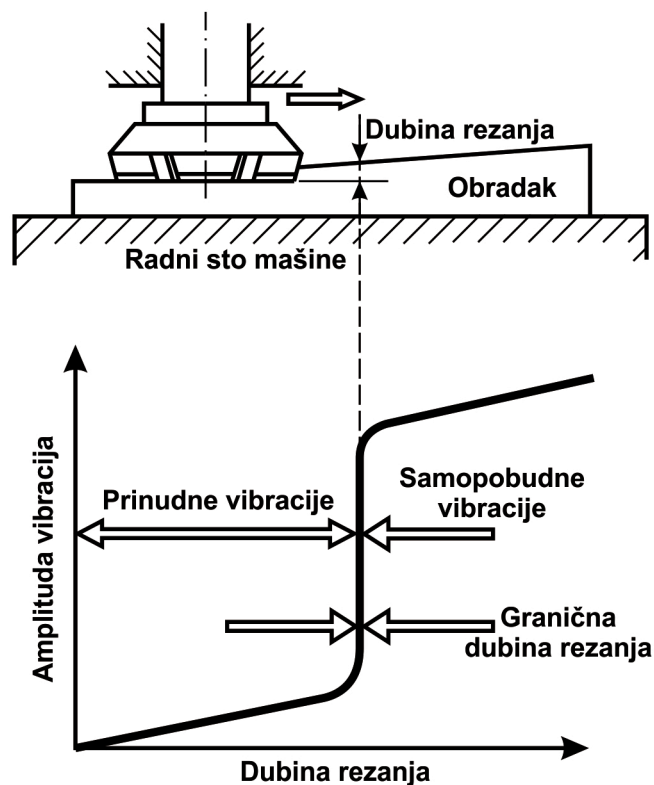
6.2 Metode detekcije samopobudnih vibracija pri obradi glodanjem

Ekperimentalno ispitivanje samopobudnih vibracija najčešće se sprovodi iz dva razloga, u cilju verifikacije razvijenih matematičkih i numeričkih modela za definisanje karte stabilnosti, ili u cilju definisanja eksperimentalne karte stabilnosti. U oba slučaja primenjuju se iste metode eksperimentalnog ispitivanja, sa tom razlikom da je za definisanje eksperimentalne karte stabilnosti potreban značajno veći broj ponavljanja eksperimenta nego u slučaju verifikacije razvijenih modela za definisanje karte stabilnosti. Stoga će u nastavku pojam eksperimentalno definisanje karte stabilnosti biti poistovećen sa pojmom eksperimentalno ispitivanje samopobudnih vibracija.

Uopšteno, bilo koja metoda kojom je moguće odrediti graničnu dubinu rezanja za odgovarajući broj obrtaja glavnog vretena, može biti primenjena kao metoda za eksperimentalno definisanje karte stabilnosti.

Jedan od metoda za definisanje karte stabilnosti se zasniva na izvođenju niza eksperimenata, uz variranje aksijalne dubine rezanja i broja obrtaja glavnog vretena mašine alatke. Odnosno, za jedan posmatrani broj obrtaja glavnog vretena svakim prolazom se, za odgovarajući inkrement, povećava dubina rezanja, pri čemu se amplituda oscilovanja alata snima odgovarajućom akvizicionom opremom. Dubina rezanja na kojoj nastanu samopobudne vibracije, smatra se graničnom dubinom za posmatrani broj obrtaja, a procedura se ponavlja za svaki sledeći broj obrtaja glavnog vretena. Kao što se iz prethodnog može zaključiti, izvođenje eksperimenata u cilju prikupljanja dovoljne količine podataka za definisanje karte stabilnosti ovom metodom iziskuje mnogo vremena, te se ova metoda najčešće primenjuje za verifikaciju matematičkih i numeričkih modela za definisanje karte stabilnosti.

U cilju smanjenja broja eksperimenata potrebnih za definisanje granične dubine rezanja za odgovarajući broj obrtaja glavnog vretena, osmišljena je metoda definisanja karte stabilnosti eksperimentalnim putem pri kojoj se za jedan broj obrtaja kontinualno povećava aksijalna dubina rezanja sve do pojave samopobudnih vibracija. Naime, prema *Dornfeld-u* [42] kontinualnim povećanjem dubine rezanja, u jednom trenutku (pri graničnoj dubini rezanja) prinudne vibracije koje se javljaju u procesu rezanja, prelaze u samopobudne, a proces rezanja postaje nestabilan (Slika 6.3).



Slika 6.3 Kontinualna promena dubine rezanja ostvarena geometrijom obratka [42]

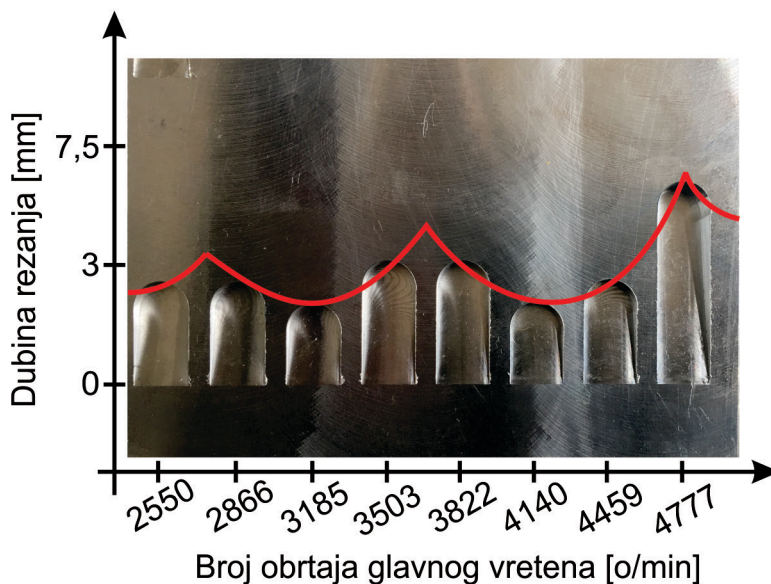
I u ovom slučaju, kao i u slučaju obrade konstantnom dubinom rezanja, takođe se snima amplituda oscilovanja alata odgovarajućom akvizicionom opremom. U trenutku pojave samopobudnih vibracija, zaustavlja se pomoćno kretanje alata, a postupak ispitivanja se ponavlja za sledeći broj obrtaja vretena. Kontinualno povećanje dubine rezanja ostvaruje se karakterističnom geometrijom obratka, tj. zakošenjem njegove gornje površine za odgovarajući ugao.

Određivanje trenutka nastanka samopobudnih vibracija izvodi se praćenjem oscilovanja alata pomoću senzora (akcelerometara) ili praćenjem nivoa buke u radnom prostoru mašine alatke pri obradi, a prikupljeni signal se memoriše u vremenskom domenu. U trenutku kada dođe do naglog skoka amplitude oscilovanja alata, ili naglog skoka nivoa buke, konstatuje se nastanak samopobudnih vibracija. Aksijalna dubina na kojoj se nalazio alat u trenutku nastanka samopobudnih vibracija, predstavlja graničnu dubinu rezanja za posmatrani broj obrtaja. Kombinacija ovih vrednosti (granična dubina – broj obrtaja) se unosi u dijagram, i ponavljanjem eksperimenta uz postepeno povećanje broja obrtaja glavnog vretena, dobija se karta stabilnosti za posmatrani opseg brojeva obrtaja.

Usled potrebe velikog broja ponavljanja eksperimenata, što zahteva mnogo vremena za sprovođenje ispitivanja, ova metoda se najčešće primenjuje za verifikaciju karata stabilnosti dobijenih na bazi matematičkih ili numeričkih modela. Pored toga, mana eksperimentalnog načina definisanja karte stabilnosti je velika zavisnost od iskustva operatera mašinom, jer je neophodno tačno na vreme zaustaviti pomoćno kretanje mašine kako ne bi došlo do oštećenja alata pa čak i elemenata same mašine alatke.

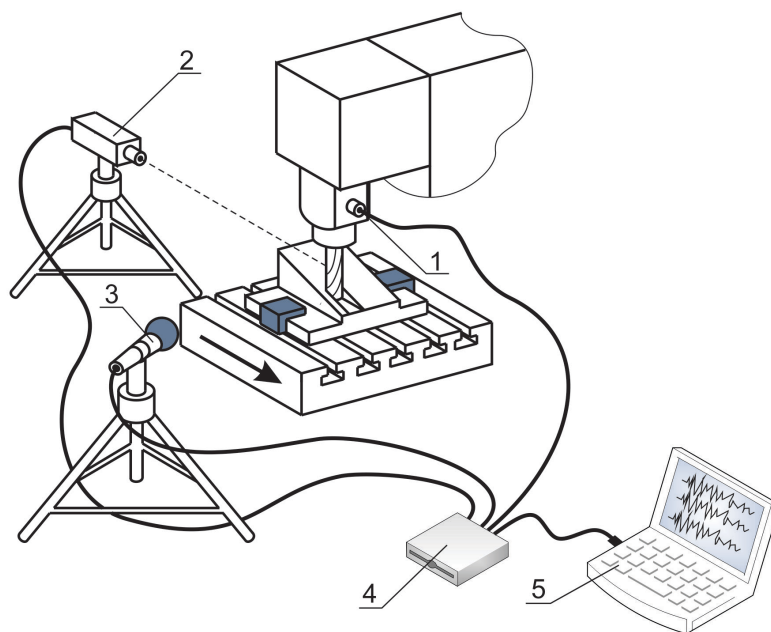
Ukoliko je eksperiment dobro planiran, moguće je kartu stabilnosti dobiti direktno na obratku, kako je pokazano u [121, 123, 135] (Slika 6.4). Naime, za svaki sledeći prolaz alata povećava se broj obrtaja, a proces rezanja se zaustavlja u trenutku nastanka samopobudnih

vibracija. Na taj način dobija se karta stabilnosti direktno na obratku, pri čemu se na horizontalnoj osi prikazuje promena broja obrtaja glavnog vretena, a na vertikalnoj osi dubina rezanja pri kojoj je došlo do nastanka samopobudnih vibracija. Međutim u ovom slučaju potrebno je voditi računa da nagib obratka bude takav da pri jednom prolazu alata dođe do nastanka vibracija, ali ne i do oštećenja alata. Takođe, ukoliko je nagib obratka preveliki, samopobudne vibracije se mogu javiti pri samom ulasku alata u zahvat, čime se onemogućuje određivanje granične dubine rezanja.



Slika 6.4 Karta stabilnosti definisana direktno na obratku [121]

U cilju snimanja vibracija u procesu rezanja, najčešće se primenjuje neki od tri metoda: primenom senzora ubrzanja fiksiranih na nepokretni deo mašine što je bliže moguće alatu; primenom laserskog sistema za merenje amplitude oscilovanja obrtnih elemenata; ili primenom odgovarajućih mikrofona za merenje nivoa buke u radnom prostoru mašine alatke (Slika 6.5).



Slika 6.5 Metode za identifikaciju nastanka samopobudnih vibracija

Pri primeni senzora ubrzanja za detektovanje vibracija u procesu rezanja (pozicija 1, Slika 6.5), oni se pričvršćuju (vijkom, magnetom ili pomoću specijalnog voska) za neki nepokretni element mašine alatke, najčešće kućište glavnog vretena ili pri glodanju tankozidnih radnih predmeta na obradak. U slučaj primene lasera za detektovanje vibracija (poz. 2, Slika 6.5), laserski zrak je usmeren direktno na alat, tako da se dobija signal sa manje šuma što olakšava njegovu dalju analizu. Međutim, pored činjenice da je laserska oprema skuplja od opreme za merenje ubrzanja, lasersku glavu je potrebno zaštititi od fizičkog uticaja strugotine i sredstva za hlađenje i podmazivanje, što otežava montažu opreme unutar radnog prostora mašine. Što se tiče mikrofona kao elementa za detektovanje vibracija u procesu rezanja (poz. 3, Slika 6.5), problem predstavlja uticaj buke okoline na izmereni signal, te je obično taj signal potrebno dodatno filtrirati kako bi se dobili odgovarajući podaci. Svaki od prethodno pomenutih načina detektovanja samopobudnih vibracija, zahteva i primenu određenih sistema za snimanje i obradu prikupljenog signala, kao što su A/D kartice i personalni računari (poz. 4 i 5, Slika 6.5).

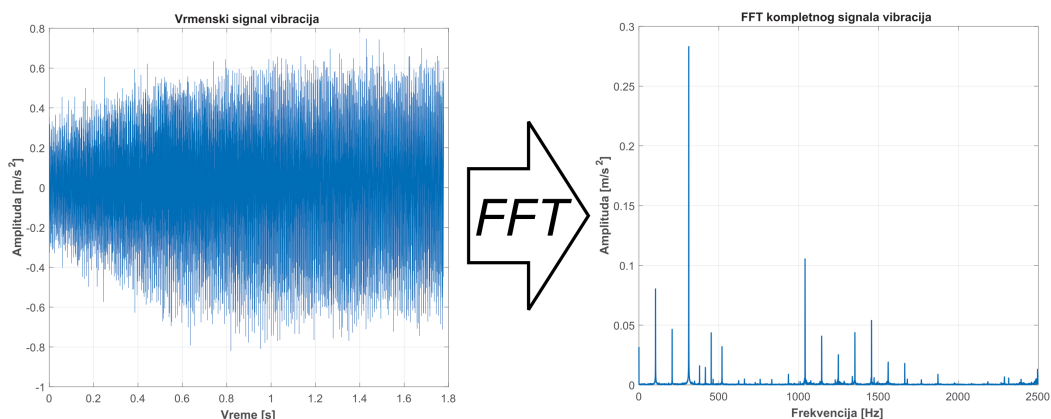
Bez obzira kojim metodom su detektovane vibracije, izmereni signal se najčešće zapisuje u vremenskom domenu, te ga je potrebno dodatno obraditi da bi se moglo zaključiti da li je došlo do pojave samopobudnih vibracija i pri kojoj dubini rezanja.

Pri pojavi samopobudnih vibracija u procesu rezanja, poznato je da dolazi i do naglog povećanja hrapavosti obrađene površine. Upravo ova činjenica može biti iskorišćena kao još jedan metod za određivanje granične dubine rezanja, odnosno aksijalne dubine na kojoj je došlo do nastanka samopobudnih vibracija.

6.2.1 Frekventna karakteristika signala samopobudnih vibracija

Pri analizi samopobudnih vibracijam pri radu mašina alatki, neophodno je poznavati sopstvene frekvencije karakterističnih elemenata mašine alatke. Naime, po teoriji, samopobudne vibracije pri obradi rezanjem nastaju kada se frekvencija pobude (prinudne vibracije, varijacija intenziteta sile rezanja usled regenerativnog efekta, ili neki drugi vid eksterne pobude) poklopi sa sopstvenom frekvencijom tzv. kritičnog elementa u sistemu MAPO. Pri obradi robusnih obradaka, kritičnim elementom sistema MAPO podrazumeva se sklop alat – držač alata – glavno vreteno, dok se pri obradi tankozidnih obradaka, kritičnim elementom smatra sam radni predmet.

Kao što je prethodno već rečeno, eksperimentalno ispitivanje samopobudnih vibracija može se izvoditi obradom konstantnom ili kontinualno promenljivom dubinom rezanja, pri čemu se odgovarajućim sensorima prikuplja signal vibracija u vremenskom domenu. Signal prikupljen u vremenskom domenu, ne daje mnogo informacija o karakteristikama vibracija, te ga je neophodno transformisati u frekventni domen (Slika 6.6).

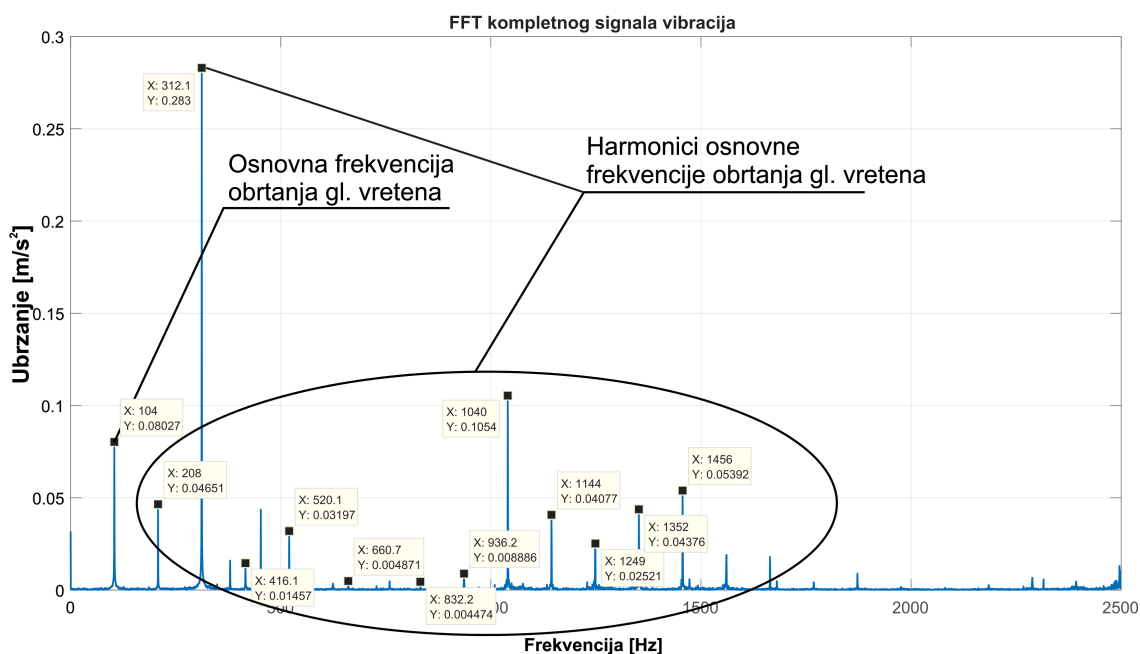


Slika 6.6 Transformacija signala vibracija iz vremenskog u frekventni domen

Bez obzira koja od dve prethodno pomenute eksperimentalne metode se primenjuje, frekventna analiza signala vibracija se sprovodi na isti način, primenom brze Furijeove transformacije, čime se iz vremenskog prelazi u frekventni domen.

U slučaju obrade sa konstantnom dubinom rezanja, frekventna analiza signala vibracija se sprovodi na celokupnom signalu. Na ovaj način, značajno se smanjuje vreme potrebno za pripremu prikupljenog signala vibracija, ali je brzu Furijeovu transformaciju signala vibracija potrebno sprovesti za svaki prolaz alata, tj. za svaku pojedinačnu dubinu rezanja, što iziskuje značajno vreme za analizu.

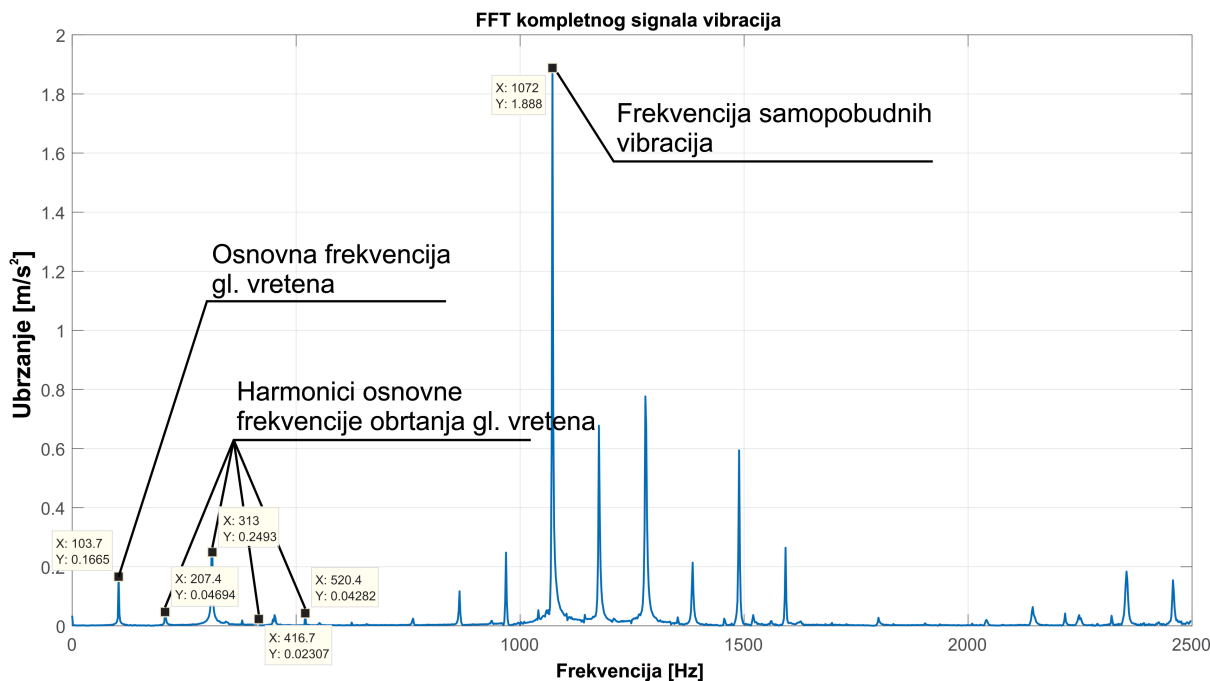
U frekventnom domenu jasno se mogu uočiti frekvencije vibracija koje odgovaraju karakterističnim pojavama pri procesu rezanja, od kojih je najuticajnija obrtanje glavnog vretena sa držačem alata i alatom i njegovi harmonici¹⁰ (Slika 6.7).



Slika 6.7 Osnovna frekvencija obrtanja glavnog vretena pri rezanju i njeni harmonici

¹⁰ Harmonik vibracija u frekventnom domenu predstavlja pojavu ponavljanja jedne dominantne frekvencije multiplicirane za ceo broj: $f, 2f, 3f, 4f, \dots$

U trenutku kada dubina rezanja postane veća od granične vrednosti, u frekventnoj karakteristici signala vibracija postaje uočljiva frekvencija bliska sopstvenoj frekvenciji kritičnog elementa (npr. sklopa alat – držač alata – glavno vreteno), a koja predstavlja frekvenciju samopobudnih vibracija (Slika 6.8).



Slika 6.8 Frekvencija samopobudnih vibracija

Pri obradi sa kontinualno promenljivom dubinom rezanja, vremenski signal sadrži informacije o vibraciji alata za odgovarajući opseg dubina rezanja. Ukoliko se celokupan signal vibracija, od početka do kraja rezanja, transformiše u frekventni domen, moguće je uočiti frekvenciju samopobudnih vibracija, ali nije moguće detektovati dubinu na kojoj je došlo do njenog izdvajanja.

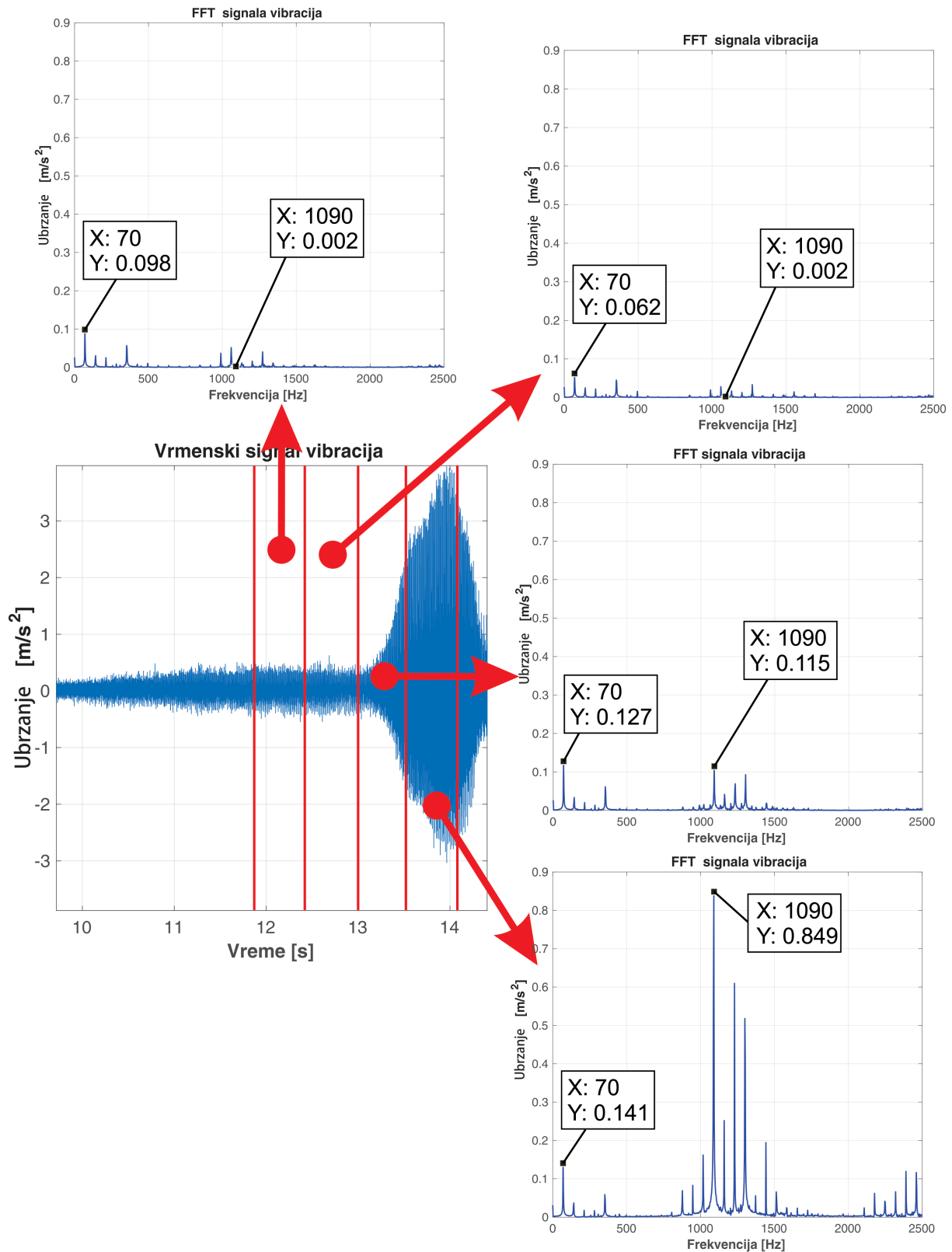
Da bi se dobile informacije o graničnoj dubini na kojoj dolazi do nastanka samopobudnih vibracija, ukupan vremenski signal je potrebno podeliti na određeni broj jednakih vremenskih delova koji, u zavisnosti od očekivane tačnosti, odgovaraju željenoj promeni dubine rezanja. Tačnost određivanja granične dubine rezanja direktno zavisi od inkrementa podele vremenskog signala, te treba težiti da taj inkrement bude što manji. Brzom Furijeovom transformacijom, svaki segment vremenskog signala se transformiše u frekventni domen, a u segmentu u kome se jave frekvencije samopobudnih vibracija, sa željenom tačnošću, određuje se granična dubina rezanja.

Granična dubina rezanja zavisi od brzine pomoćnog kretanja alata pri eksperimentu (v_p), ugla nagiba obratka (α_0) i trenutka nastanka samopobudnih vibracija (T_{spv}). Trenutak nastanka samopobudnih vibracija određuje se kao geometrijska sredina početnog i krajnjeg vremena segmenta signala u kome je došlo do skoka amplitude samopobudnih vibracija, mereno od početka rezanja ($T_{poč}$) (6.6). Izračunavanje granične dubine rezanja vrši se prema izrazu 6.7.

$$T_{spv} = \sqrt{T_{seg_poč} \cdot T_{seg_kr}} - T_{poč} \quad (6.6)$$

$$b_{gr} = v_p \cdot tg \alpha_0 \cdot T_{spv} \quad (6.7)$$

Na slici 6.9 prikazan je primer vremenskog signala samopobudnih vibracija podeljen na četiri jednaka segmenta. Na svakom od ta četiri segmenta signala sprovedena je brza Furijeova transformacija i dobijeni su odgovarajući dijagrami, takođe prikazani na slici 6.9. Na prve dve slike, koje odgovaraju stabilnom delu signala, izdvaja se osnovna frekvencija obrtanja sklopa glavno vreteno – držač alata – alat, na 70 [Hz] (≈ 4250 [$^{\circ}/min$]) i njeni harmonici. Na preostale dve slike pojavljuje se i frekvencija bliska sopstvenoj frekvenciji sklopa glavno vreteno – držač alata – alat (≈ 1090 [Hz]), koja predstavlja frekvenciju samopobudnih vibracija. Pored toga, poredeći signale u frekventnom domenu sa signalom u vremenskom domenu, jasno je uočljivo da sa porastom amplitude vremenskog signala raste i amplituda frekvencije samopobudnih vibracija. Analizom slike 6.9, zaključuje se da su samopobudne vibracije nastale u trećem segmentu vremenskog signala, čije je početno vreme $T_{seg_poč}=13[s]$, a krajnje $T_{seg_kr}=13,5[s]$. Uzimajući u obzir brzinu pomoćnog kretanja pri eksperimentalnom ispitivanju ($v_p=336[mm/min]$), ugao nagiba obratka ($\alpha_0=11^{\circ}$), kao i vreme početka rezanja ($T_{poč}=10,1[s]$), primenom izraza 6.6 i 6.7, određena je dubina rezanja za konkretan slučaj koja iznosi $b_{gr}=3,42[mm]$. Pored toga, analizom četvrtog segmenta vremenskog signala može se potvrditi da je amplituda samopobudnih vibracija u ovom segmentu najveća, te da su ove vibracije nastale ranije, tj. u trećem segmentu.



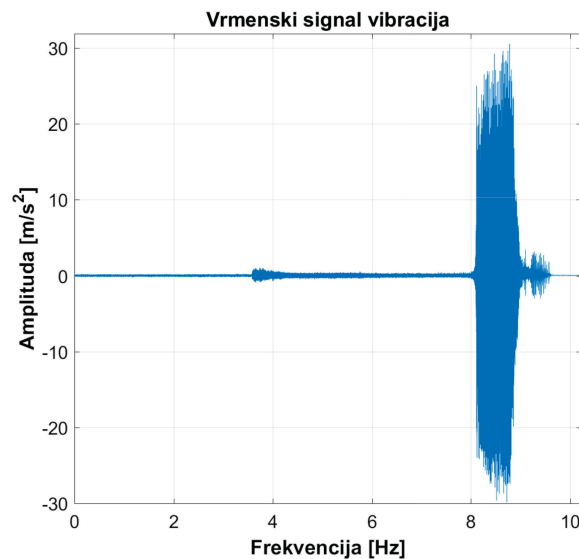
Slika 6.9 FFT segmenata signala vibracija pri obradi sa kontinualnom promenom dubine rezanja

6.2.2 Određivanje granične dubine rezanja praćenjem vibracija alata ili obratka – inovativna metoda tangenti

Pri eksperimentalnom ispitivanju samopobudnih vibracija, u cilju određivanja granične dubine rezanja za odgovarajući broj obrtaja glavnog vretena, moguće je primeniti inovativnu metodu tangenti.

Eksperimentalna ispitivanja za određivanje granične dubine rezanja metodom tangenti se sprovode na obratku sa zakošenom gornjom površinom (Slika 5.13), tako da se dubina rezanja pri obradi kontinualno menja u zavisnosti od ugla nagiba obratka. Ugao nagiba obratka mora biti adekvatno usvojen, jer ukoliko je ugao previše mali neće doći do nastanka samopobudnih vibracija, a ako je ugao preveliki, vibracije nastaju previše brzo te ih je veoma teško detektovati. Na osnovu iskustvenih podataka, ugao nagiba kosine treba da bude u opsegu od 8° do 12° .

Na ovako definisanom obratku izvodi se obrada konstantnom brzinom pomoćnog kretanja, pri čemu se snimaju vibracije glavnog vretena, ili obratka sve do pojave samopobudnih vibracija, što se manifestuje skokom amplitude vibracija. Za snimanje vibracija u procesu rezanja, primenjuje se senzor za merenje ubrzanja, postavljen na nepokretni deo mašine što je bliže moguće alatu (Slika 6.5). Takođe, da bi metoda tangenti mogla biti primenjena, snimljeni signal vibracija mora biti sačuvan u izvornom, vremenskom obliku (Slika 6.10).



Slika 6.10 Signal samopobudnih vibracija u vremenskom domenu

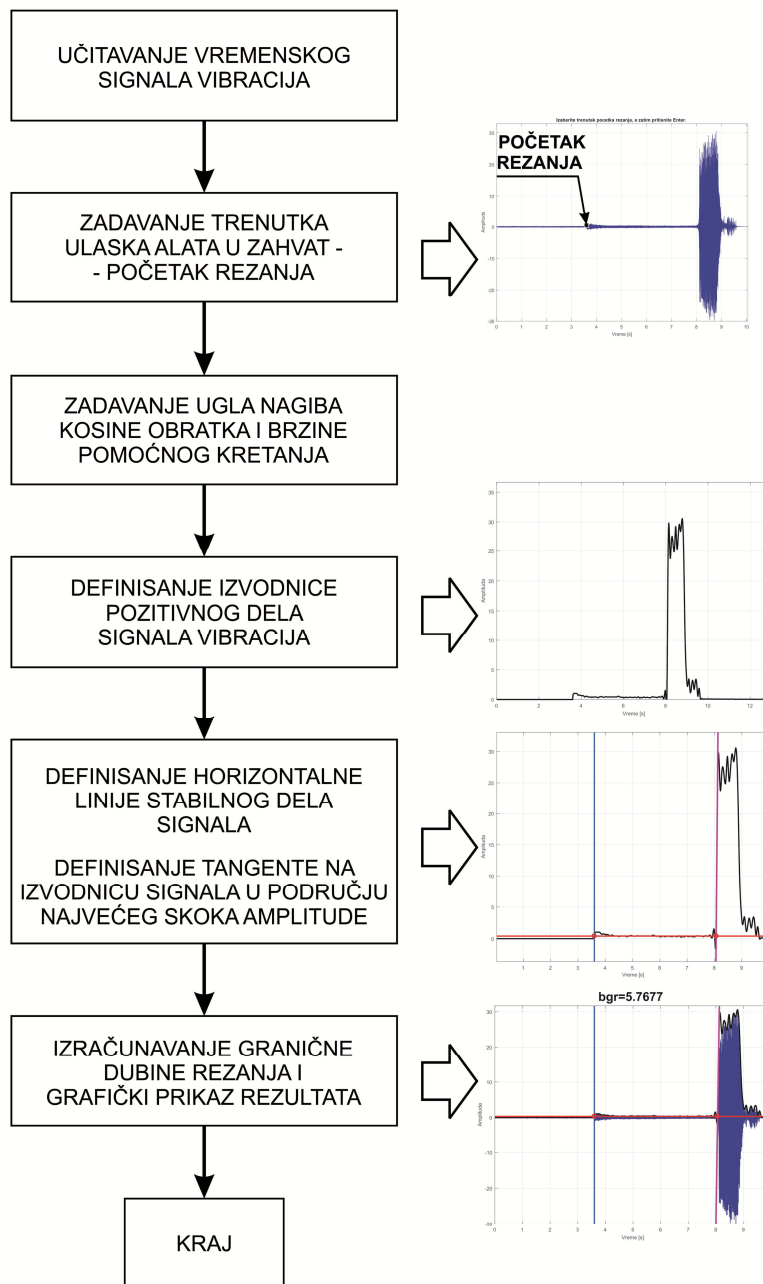
Potrebno je napomenuti da pri ovoj metodi ispitivanja proces obrade mora biti ručno zaustavljen u trenutku nastanka samopobudnih vibracija kako ne bi došlo do oštećenja alata ili elemenata mašine alatke. Upravo zbog toga je za ispitivanje ovom metodom potrebno praktično iskustvo u ispitivanjima mašina alatki, kako bi se pravovremeno prepoznala pojava samopobudnih vibracija i reagovalo zaustavljanjem pomoćnog kretanja mašine alatke.

Metoda tangenti sprovodi se tako što se na vremenskom signalu vibracija prvo detektuje početak rezanja, tj. prvi kontakt alata i obratka, a zatim se definiše horizontalna linija koja predstavlja srednju vrednost amplitude stabilnog dela signala. Nakon toga, potrebno je

definisati liniju koja tangira izvodnicu signala vibracija u području najvećeg skoka amplitude. Tačka preseka definisane horizontalne linije i tangente predstavlja trenutak pojave vibracija (T_{spv}), na osnovu kog se, uz poznati trenutak početka rezanja ($T_{poč}$), ugao nagiba obratka (α_0) i brzinu pomoćnog kretanja (v_p), određuje granična dubina rezanja za posmatrani broj obrtaja glavnog vretena (6.8).

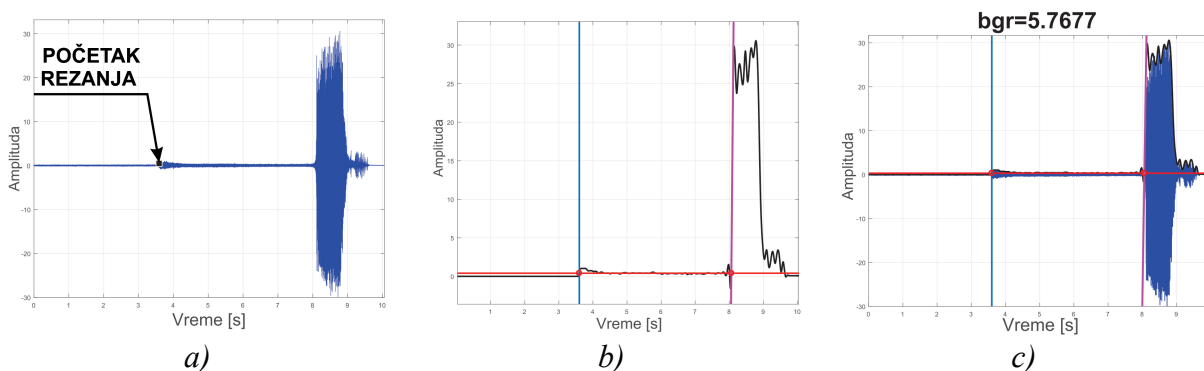
$$b_{gr} = v_p \cdot tg \alpha_0 \cdot (T_{spv} - T_{poč}) \quad (6.8)$$

U cilju olakšavanja primene metode tangenti na vremenskom signalu vibracija, primenom softverskog paketa *MATLAB*, razvijeno je programsko rešenje za određivanje granične dubine rezanja pomenutom metodom, čiji algoritam je prikazan na slici 6.11.



Slika 6.11 Algoritam programskog rešenja inovativne metode tangenti

Da bi se razvijeno programsko rešenje moglo primeniti, signal vibracija mora biti memorisan u vremenskom domenu, a sam proračun granične dubine inovativnom metodom tangenti se izvodi u nekoliko koraka. Nakon pokretanja programskog rešenja i učitavanja signala vibracija, prikazuje se kompletan signal vibracija u vremenskom domenu na kome je potrebno definisati trenutak početka rezanja (Slika 6.12a). Zbog mogućnosti primene različite konfiguracije obratka (različitih uglova nagiba obratka) i različitih režima obrade pri eksperimentalnim ispitivanjima samopobudnih vibracija, sledeći korak proračuna granične dubine rezanja predstavlja definisanje tačne vrednosti ugla nagiba radnog predmeta i brzine pomoćnog kretanja u [mm/min]. Nakon toga, u cilju lakšeg uočavanja područja pojave i naglog skoka amplitude samopobudnih vibracija, programsko rešenje automatski definiše anvelopu (obvojnici) signala vibracija. Kako se smatra da je signal vibracija relativno simetričan u odnosu na horizontalnu osu, dovoljno je prikazati anvelopu pozitivnog dela signala. Na dijagramu koji prikazuje anvelopu signala potrebno je definisati horizontalnu liniju koja predstavlja stabilan deo signala vibracija (crvena linija, Slika 6.12b), i liniju koja tangira anvelopu u području najvećeg skoka amplitude signala vibracija (ljubičasta linija na slici 4.12b). Pored toga, na istom dijagramu je prikazana i vertikalna linija koja predstavlja trenutak početka rezanja. Tačka preseka horizontalne (crvene) i tangentne (ljubičaste) linije predstavlja trenutak pojave vibracija, a njena udaljenost od vertikalne (plave) linije predstavlja trajanje procesa rezanja do pojave samopobudnih vibracija. Na osnovu vremena trajanja procesa rezanja do pojave vibracija, ugla nagiba kosine obratka i na osnovu brzine pomoćnog kretanja, programsko rešenje automatski proračunava graničnu dubinu rezanja za konkretnu kombinaciju režima rezanja (Slika 6.12c).

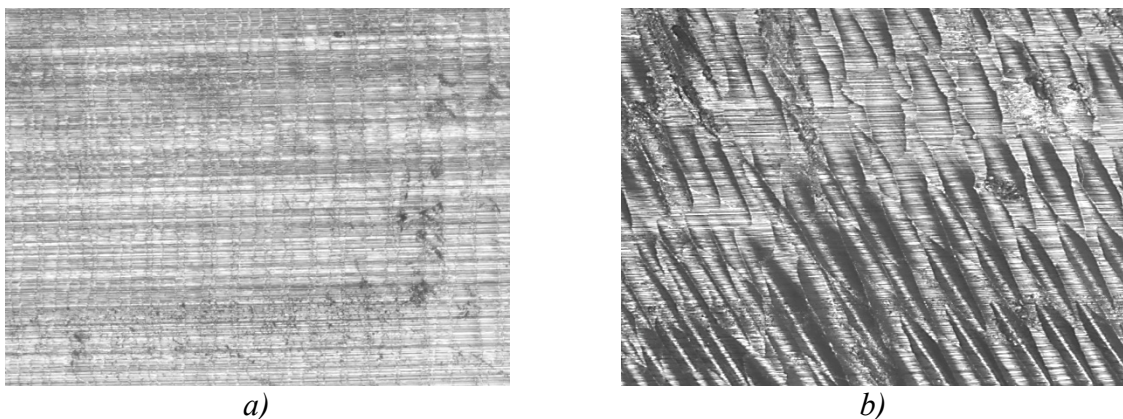


Slika 6.12 Tok primene programskog rešenja za određivanje granične dubine primenom inovativne metode tangenti

6.2.3 Uticaj samopobudnih vibracija pri obradi glodanjem na kvalitet obrađene površine

Hrapavost obrađene površine obratka predstavljaju mikroneravnine na površini obratka nastale kao posledica mehaničke obrade, tj. rezanja. U zavisnosti od operacije obrade, na hrapavost u većoj ili manjoj meri utiču sledeći parametri: režimi rezanja (dubina rezanja, pomak po zubu, brzina rezanja, sredstvo za hlađenje i podmazivanje, itd.), karakteristike alata (materijal alata, bacanje alata, oblik alata, radijus rezne ivice), karakteristike obratka (geometrijske i mehaničke karakteristike materijala), i nestacionarne pojave pri rezanju (varijacija sile rezanja, trenje u zoni rezanja, mehanizmi nastajanja strugotine, vibracije, itd.) [23].

Nastanak samopobudnih vibracija pri obradi rezanjem ima značajan uticaj na kvalitet obrađene površine. Naime, pri obradi glodanjem dubinama većim od granične dubine, vibracije alata se direktno preslikavaju na obrađenu površinu, povećavajući njenu hrapavost (Slika 6.13). Iako se tragovi vibracije alata oslikavaju i na površini obrađenoj čeonim delom alata, na površinama obrađenim bočnim delom alata ti tragovi su najuočljiviji. Imajući to u vidu, u eksperimentalnim uslovima, na bazi kvaliteta obrađene površine, moguće je odrediti granicu stabilnosti obradnog sistema.



Slika 6.13 Mikroskopski snimak obrađene površine za a) stabilan i b) nestabilan proces rezanja

Za određivanje granične dubine rezanja primenom analize uticaja samopobudnih vibracija na kvalitet obrađene površine, potrebno je sprovesti niz eksperimentalnih ispitivanja kako bi se dobio dovoljan broj informacija za kreiranje karte stabilnosti obradnog sistema. Zbog toga, ovu metodu je bolje primenjivati u svrhu verifikacije analitički definisanih karata stabilnosti, nego u cilju kreiranja eksperimentalnih karata stabilnosti.

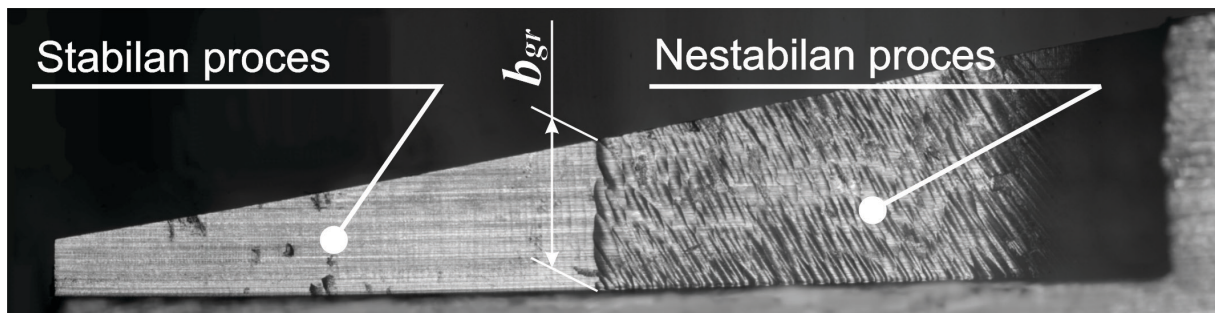
Eksperimenti potrebni za analizu uticaja samopobudnih vibracija na kvalitet obrađene površine mogu biti sprovedeni rezanjem sa konstantnom dubinom ili sa kontinualnom promenom dubine rezanja.

U prvom slučaju, obrada se izvodi konstantnom dubinom rezanja, a svakim prolazom alata se povećava dubina za odgovarajući inkrement. Nakon svakog prolaza meri hrapavost obrađene površine, a dubina rezanja na kojoj je došlo do povećanja hrapavosti, smatra se

graničnom dubinom rezanja. Ova procedura se ponavlja onoliko puta za koliko je brojeva obrtaja glavnog vretena potrebno ispitati uticaj samopobudnih vibracija na hrapavost obrađene površine. Međutim, pored toga što sprovođenje ove metode iziskuje mnogo vremena, veoma je teško definisati granicu hrapavosti obrađene površine za koju se može smatrati da su nastale samopobudne vibracije.

Negativni aspekti prethodne metode mogu biti značajno umanjeni primenom metode eksperimentalnog ispitivanja sa kontinualnom promenom dubine rezanja, koja se takođe primenjuje za definisanje karte stabilnosti obradnog sistema inovativnom metodom tangenti. Odnosno, obrada se izvodi konstantnom brzinom pomoćnog kretanja i konstantnim brojem obrtaja glavnog vretena, dok se zahvaljujući konfiguraciji obratka, kontinualno povećava dubina rezanja. U trenutku nastanka samopobudnih vibracija zaustavlja se pomoćno kretanje mašine alatke, a postupak se ponavlja za sledeći broj obrtaja glavnog vretena. Nakon toga, analizira se hrapavost obrađene površine za svaki pojedinačni prolaz alata.

U zavisnosti od kombinacije režima rezanja, u nekim slučajevima je moguće direktno na obrađenoj površini izmeriti graničnu dubinu rezanja. Na slici 6.14 prikazan je mikroskopski snimak bočne strane jednog prolaza alata pri obradi aluminijuma. Analizirajući hrapavost obrađene površine, na slici je jasno uočljiva granica stabilnosti sistema za konkretne režime rezanja, te je moguće direktno sa obratka izmeriti graničnu dubinu rezanja.



Slika 6.14 Mikroskopski snimak tragova vibracija na obrađenoj površini

Za eksperimentalno određivanje granične dubine rezanja analizom kvaliteta obrađene površine, nije potrebna akviziciona oprema u vidu senzora vibracija i akvizicionih kartica, ali je neophodan uređaj za merenje hrapavosti obrađene površine, jer se granična dubina određuje *off-line*, tj. naknadnim merenjem hrapavosti samog obratka. Takođe, treba napomenuti da je za potrebe ove metode nakon sprovedenog eksperimentalnog ispitivanja, najčešće potrebno uništiti obradak kako bi bilo omogućeno snimanje bočne površine svakog prolaza alata, i analiza njene hrapavosti.

7. SPREZANJE FUNKCIJA FREKVENTNIH ODZIVA MAŠINA ALATKI I NJIHOVIH ELEMENATA

Funkcije frekventnog odziva (FRF) i modalni parametri obradnih sistema najčešće se određuju eksperimentalnom modalnom analizom. Međutim, izmenom bilo kog elementa sistema MAPO, pa čak i samom promenom prepusta alata, menjaju se i dinamičke karakteristike sistema. Zbog toga je, za svaku konfiguraciju obradnog sistema, potrebno posebno odrediti modalne parametre, što zahteva sprovođenje velikog broja eksperimentalnih modalnih analiza i složenu analizu izmerenih rezultata.

U cilju smanjenja broja potrebnih eksperimenata za određivanje dinamičkih karakteristika obradnog sistema u njegovim različitim konfiguracijama, razvijen je niz metoda za određivanje funkcije odziva sistema povezivanjem funkcija odziva njegovih elemenata. Ove metode zasnivaju se na opšte prihvaćenoj teoriji da se analiza složenih dinamičkih sistema (kakav je sigurno obradni sistem) može značajno pojednostaviti razlaganjem sistema na skup međusobno povezanih podsistema [37]. Na taj način, umesto da se složene jednačine ravnoteže formiraju za posmatrani sistem tretirajući ga kao kontinualno definisani entitet, sistem se razlaže na samostalne analitičke elemente (tipa grede, ploče ili kutije) koji se mogu opisati manjim, jednostavnijim matematičkim modelima. Povezivanjem odziva parcijalnih elemenata sistema definisanih matematičkim modelima, formira se odziv ukupnog sistema.

Metode za povezivanje odziva dinamičkih sistema [108] mogu se klasifikovati u dve grupe:

- povezivanje odziva u vremenskom domenu („Component Mode Synthesis“ – CMS) i
- povezivanje odziva u frekventnom domenu korišćenjem funkcija frekventnog odziva („Frequency Domain Structural Synthesis” – FSS).

Funkcija frekventnog odziva je kompleksna, sastoji se od realnog i imaginarnog dela, i definiše odnos između odziva sistema (pomeranje, brzina ili ubrzanje) i pobudne sile. Takođe, u zavisnosti od koordinata odziva i pobude, FRF može biti direktna ili ukrštena. Odnosno, ukoliko su koordinate tačke u kojoj deluje pobuda i koordinate tačke gde se posmatra odziv iste, definiše se direktna FRF, dok se ukrštena FRF definiše kada su ove koordinate različite.

Pri povezivanju parcijalnih FRF podsklopova u cilju definisanja FRF ukupnog sistema, jedan od problema predstavlja definisanje karakteristika veza između pojedinačnih podsklopova. Veze koje se primenjuju za spajanje podsklopova su: kruta veza, elastična veza i elastična veza sa viskoznim prigušenjem.

Metodologija definisanja ovih veza između podsklopova ukupnog sistema, kao i teorija spreznja funkcija frekventnog odziva detaljno je opisana u [37, 82], a u nastavku ovog rada će biti prikazana analiza mogućnost primene ovih tehnika na primeru sklopa glavnog vretena

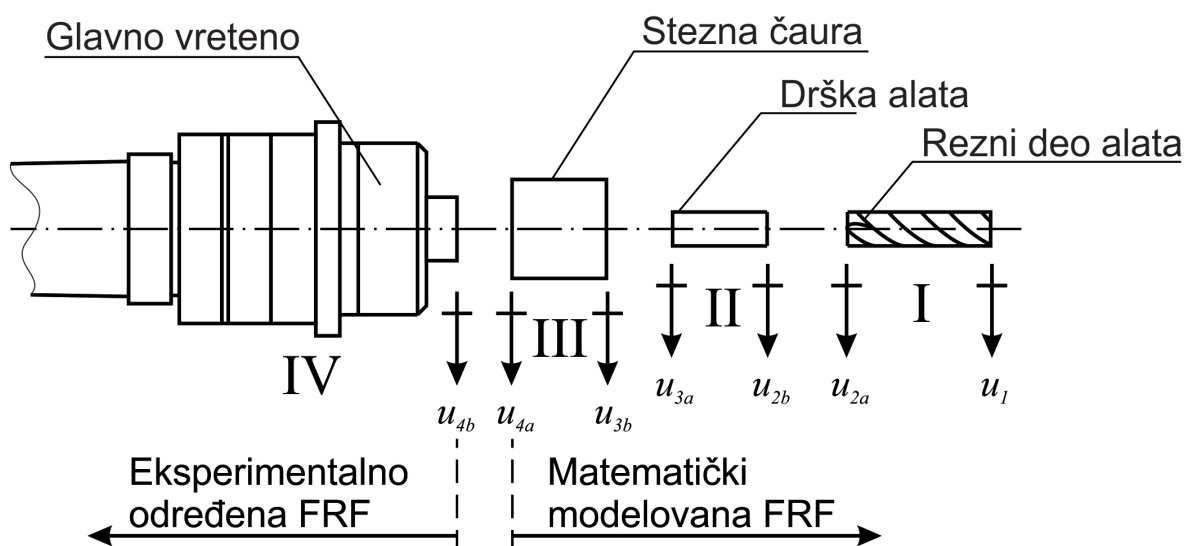
mašine alatke, kao i analiza mogućnosti njene primene za određivanje modalnih parametara obradnog sistema za mikroobradu.

7.1. Sprezanje funkcija frekventnog odziva elemenata sklopa glavnog vretena

U cilju određivanja dinamičkih karakteristika sklopa glavno vreteno – držač alata – alat, primenjena je metoda analitičkog sprezanja funkcija frekventnog odziva individualnih komponenti sklopa. Primenjene su matematički modelovane i eksperimentalno određene funkcije frekventnog odziva, a sklop je razdvojen na četiri komponente (Slika 7.1).

Funkcija frekventnog odziva glavnog vretena sa držačem alata (komponenta IV) se određuje eksperimentalno, primenom eksperimentalne modalne analize, dok se funkcija frekventnog odziva stezne čaure (komponenta III) i alata određuje matematičkim modelovanjem. U cilju što tačnijeg matematičkog modelovanja, kao i zbog činjenice da se često koriste alati čiji je prečnik reznog dela različit od prečnika drške, alat je podeljen na dva segmenta, cilindrični deo (dršku) alata (komponenta II), i rezni deo alata (komponenta I), pri čemu se za svaki od tih delova posebno određuje FRF.

Namena metode sprezanja prenosnih funkcija, koja će biti analizirana u nastavku, je definisanje modalnih parametara pneumatskog vretena za mikroglodanje, kod koga je stezna čaura neizmenjiva. Stoga, a i radi uprošćavanja matematičkog modela, držač alata se posmatra kao neizmenjivi element glavnog vretena.



Slika 7.1 Sklop glavno vreteno – držač alata – alat razdvojen na četiri komponente, sa naznačenim karakterističnim koordinatama

Funkcija frekventnog odziva je funkcija prenosa sistema, i predstavlja kompleksnu vrednost količnika odziva sistema i poznate pobude u specifičnim koordinatama. Odziv sistema može biti iskazan njegovim pomeranjem, brzinom ili ubrzanjem, stoga i FRF može imati tri oblika [37]:

$$\alpha_{ij}(\omega) = \frac{\text{pomeranje}}{\text{sila}} \quad - (\text{„receptance“})$$

$$Y_{ij}(\omega) = \frac{\text{brzina}}{\text{sila}} \quad - (\text{„mobility“})$$

$$A_{ij}(\omega) = \frac{\text{ubrzanje}}{\text{sila}} \quad - (\text{„accelerance“})$$

Funkcija frekventnog odziva koja prikazuje odnos između pomeranja (translatornog ili ugaonog) i pobude (sila ili moment) koja deluje na neki sistem u frekventnom domenu, najčešće se naziva pomerajni odziv sistema (*receptance*). Pomerajni odziv sklopa glavno vreteno – držač alata – alat, definisan na vrhu alata, moguće je iskoristiti za određivanje modalnih parametara sistema, a time i definisanje karte stabilnosti obradnog sistema.

Da bi se definisao pomerajni odziv sklopa glavno vreteno – držač alata – alat, povezivanjem odziva njegovih elemenata, potrebno je za svaku pojedinačnu komponentu definisati po četiri tipa pomerajnog odziva, odnosno:

- pomeranje/sila; $h_{ij} = \frac{x_i}{f_j}$;
- pomeranje/moment; $l_{ij} = \frac{x_i}{m_j}$
- ugao/sila; $n_{ij} = \frac{\theta_i}{f_j}$
- ugao/moment; $p_{ij} = \frac{\theta_i}{m_j}$, gde i predstavlja koordinatu odziva, a j koordinatu pobude.

Ukoliko su i i j jednaki, definiše se direktni pomerajni odziv, a ako nisu ukršteni pomerajni odziv. Vrednosti pomerajnih odziva mogu biti ili eksperimentalno određene ili matematički modelovane.

Pri analizi sklopa glavno vreteno–držač alata–alat, zbog potrebe primene velikog broja različitih alata, FRF podsklopa glavno vreteno – držač alata se određuje eksperimentalno, dok se FRF stezne čaure i FRF alata određuju primenom Ojler-Bernulijeve [149] ili Tmošenkove [198] teorije greda. Razlika u rezultatima koje daju ove dve metode je minimalna, ali zbog nešto jednostavnije primene, u nastavku je korišćena Ojler-Bernulijeva teorija greda. Na ovaj način, FRF ukupnog sistema se određuje relativno brzo i uz minimalan broj potrebnih eksperimenata.

Da bi se definisala FRF, odnosno pomerajni odziv sklopa glavno vreteno – držač alata – alat, potrebno je prvenstveno odrediti pojedinačne (pomerajne) odzive za komponente I, II i III (Slika 7.1), pri čemu se te komponente posmatraju kao slobodno oslonjene grede. Nakon toga, metodom sprežanja pomerajnih odziva, tri komponente se spajaju u jedan podsklop koji

se na kraju spreže sa eksperimentalno definisanim pomerajnim odzivom podsklopa glavno vreteno – držač alata.

7.1.1 Pomerajni odziv „slobodno“ oslonjene grede

Glavno vreteno predstavlja neizmenjivi element obradnog sistema. Matematičko modelovanje složenog podsklopa glavno vreteno-držač alata je veoma složen proces, zbog čega se pomerajni odziv ovog sistema određuje eksperimentalno, primenom već detaljno objašnjene eksperimentalne modalne analize. Takođe, za potrebe sprežanja pomerajnih odziva, usvojeno je da su i glavno vreteno i držač alata neizmenjivi elementi obradnog sistema, te za određivanje njihovog pomerajnog odziva nije potreban veliki broj eksperimenata.

S druge strane, zbog mogućnosti primene širokog dijapazona alata različitih dimenzija, pomerajni odziv podsklopa stezna čaura – alat se definiše tako što se svaka njegova komponenta, stezna čaura (komponenta III), drška alata (komponenta II), i rezni deo alata (komponenta I), modeluje matematički primenom Ojler-Bernulijeve teorije greda. Pri tome, komponente se posmatraju kao slobodno oslonjene grede, a pri njihovom međusobnom sprežanju koriste se odgovarajući tipovi veza. Između komponenti II i I koristi se kruta veza jer su ove komponente elementi jednog homogenog tela. Međutim, veza između alata i stezne čaure nije kruta nego elastična, što višestruko usložnjava postupak sprežanja pomerajnih odziva. Da bi primena krute veze između alata i stezne čaure bila opravdana, neophodno je, pri eksperimentalnom određivanju pomerajnih odziva podsklopa glavno vreteno-držač alata, u steznu čauru stegnuti cilindrični segment, koji predstavlja deo alata koji bi se nalazio u steznoj čauri pri fizičkoj montaži alata.

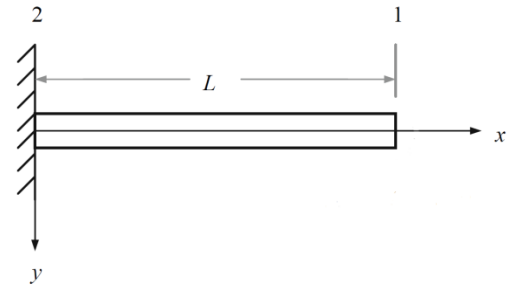
Izrazi za određivanje direktnih i ukrštenih pomerajnih odziva, u zavisnosti od načina oslanjanja grede, dati su u tabeli 7.1 [153].

Tabela 7.1 Izrazi za određivanje direktnih i ukrštenih pomerajnih odziva grede primenom Ojler-Bernulijeve teorije [153]

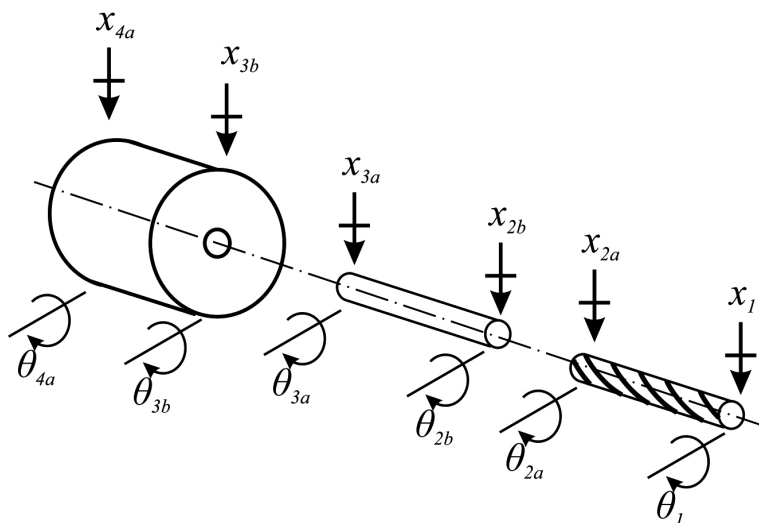
	Slobodno oslonjena greda	Uklještena greda
H_{11}	$\frac{-c_1}{\lambda^3 c_7}$	$\frac{-c_1}{\lambda^3 c_8}$
$N_{11} \quad L_{11}$	$\frac{c_2}{\lambda^2 c_7}$	$\frac{c_2}{\lambda^2 c_8}$
P_{11}	$\frac{c_5}{\lambda c_7}$	$\frac{c_5}{\lambda c_8}$
H_{22}	$\frac{-c_1}{\lambda^3 c_7}$	-
$N_{22} \quad L_{22}$	$\frac{-c_2}{\lambda^2 c_7}$	-

Slobodno oslonjena greda:

Tabela 7.1 Izrazi za određivanje direktnih i ukrštenih pomerajnih odziva grede primenom Ojler-Bernulijeve teorije [153] (nastavak 1)

P_{22}	$\frac{c_5}{\lambda c_7}$	-	Uklještena greda: 
$H_{12} \ H_{21}$	$\frac{c_3}{\lambda^3 c_7}$	-	$\lambda^4 = \omega^2 \frac{\rho A}{EI}$ L – dužina grede [m]; ω – frekvencija [Hz]; ρ – gustina materijala [kg/m^3]; A – površina poprečnog preseka grede [m^2]; I – moment inercije poprečnog preseka grede [m^4]; E – modul elastičnosti materijala grede [N/m^2].
$N_{12} \ L_{21}$	$\frac{c_4}{\lambda^2 c_7}$	-	
$L_{12} \ N_{21}$	$\frac{-c_4}{\lambda^2 c_7}$	-	
$P_{12} \ P_{21}$	$\frac{c_6}{\lambda c_7}$	-	
Određivanje izraza c_1 do c_8 $c_1 = \cos(\lambda L) \sinh(\lambda L) - \sin(\lambda L) \cosh(\lambda L)$ $c_5 = \cos(\lambda L) \sinh(\lambda L) + \sin(\lambda L) \cosh(\lambda L)$ $c_2 = \sin(\lambda L) \sinh(\lambda L)$ $c_6 = \sin(\lambda L) + \sinh(\lambda L)$ $c_3 = \sin(\lambda L) - \sinh(\lambda L)$ $c_7 = EI (\cos(\lambda L) \cosh(\lambda L) - 1)$ $c_4 = \cos(\lambda L) - \cosh(\lambda L)$ $c_8 = EI (\cos(\lambda L) \cosh(\lambda L) + 1)$			

Na slici 7.2 prikazane su komponente podsklopa stezna čaura – alat za koje se određuju parcijalni pomerajni odzivi, sa naznačenim pomeranjima i uglom nagiba u odgovarajućim koordinatama.



Slika 7.2 Komponente alata sa pomeranjima i uglom nagiba u odgovarajućim koordinatama

Parcijalni pomerajni odzivi za svaku komponentu alata , $R_{ij}(\omega)$, određuju se iz jednačine (7.1).

$$R_{ij} = \begin{bmatrix} \frac{x_i}{f_j} & \frac{x_i}{m_j} \\ \frac{\theta_i}{f_j} & \frac{\theta_i}{m_j} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} h_{ij} & l_{ij} \\ n_{ij} & p_{ij} \end{bmatrix} \quad (7.1)$$

gde je x_i pomeranje komponente u koordinati i , θ_i je ugao nagiba komponente takođe u koordinati i , f_j sila koja deluje na komponentu u koordinati j , a m_j je moment koji deluje na komponentu u koordinati j .

Stoga, za komponente sistema I, II i III, jednačine 7.2 do 7.13 opisuju direktne i ukrštene pomerajne odzive u koordinatama prikazanim na slici 7.2. Pomerajni odzivi komponente I, reznog dela alata, opisane su jednačinama 7.2 do 7.5.

$$R_{11} = \begin{bmatrix} \frac{x_1}{f_1} & \frac{x_1}{m_1} \\ \frac{\theta_1}{f_1} & \frac{\theta_1}{m_1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} h_{11} & l_{11} \\ n_{11} & p_{11} \end{bmatrix} \quad (7.2)$$

$$R_{12a} = \begin{bmatrix} \frac{x_1}{f_{2a}} & \frac{x_1}{m_{2a}} \\ \frac{\theta_1}{f_{2a}} & \frac{\theta_1}{m_{2a}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} h_{12a} & l_{12a} \\ n_{12a} & p_{12a} \end{bmatrix} \quad (7.3)$$

$$R_{2a2a} = \begin{bmatrix} \frac{x_{2a}}{f_{2a}} & \frac{x_{2a}}{m_{2a}} \\ \frac{\theta_{2a}}{f_{2a}} & \frac{\theta_{2a}}{m_{2a}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} h_{2a2a} & l_{2a2a} \\ n_{2a2a} & p_{2a2a} \end{bmatrix} \quad (7.4)$$

$$R_{2a1} = \begin{bmatrix} \frac{x_{2a}}{f_1} & \frac{x_{2a}}{m_1} \\ \frac{\theta_{2a}}{f_1} & \frac{\theta_{2a}}{m_1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} h_{2a1} & l_{2a1} \\ n_{2a1} & p_{2a1} \end{bmatrix} \quad (7.5)$$

Na sličan način, komponenta II alata, drška alata, opisana je jednačinama 7.6 do 7.9

$$R_{2b2b} = \begin{bmatrix} \frac{x_{2b}}{f_{2b}} & \frac{x_{2b}}{m_{2b}} \\ \frac{\theta_{2b}}{f_{2b}} & \frac{\theta_{2b}}{m_{2b}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} h_{2b2b} & l_{2b2b} \\ n_{2b2b} & p_{2b2b} \end{bmatrix} \quad (7.6)$$

$$R_{2b3a} = \begin{bmatrix} \frac{x_{2b}}{f_{3a}} & \frac{x_{2b}}{m_{3a}} \\ \frac{\theta_{2b}}{f_{3a}} & \frac{\theta_{2b}}{m_{3a}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} h_{2b3a} & l_{2b3a} \\ n_{2b3a} & p_{2b3a} \end{bmatrix} \quad (7.7)$$

$$R_{3b3a} = \begin{bmatrix} \frac{x_{3a}}{f_{3a}} & \frac{x_{3a}}{m_{3a}} \\ \frac{\theta_{3a}}{f_{3a}} & \frac{\theta_{3a}}{m_{3a}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} h_{3b3a} & l_{3b3a} \\ n_{3b3a} & p_{3b3a} \end{bmatrix} \quad (7.8)$$

$$R_{3b2b} = \begin{bmatrix} \frac{x_{3a}}{f_{2b}} & \frac{x_{3a}}{m_{2b}} \\ \frac{\theta_{3a}}{f_{2b}} & \frac{\theta_{3a}}{m_{2b}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} h_{3b2b} & l_{3b2b} \\ n_{3b2b} & p_{3b2b} \end{bmatrix} \quad (7.9)$$

Pomerajni odzivi komponente III, stezne čaure, dati su jednačinama 7.10 do 7.13.

$$R_{3b3b} = \begin{bmatrix} \frac{x_{3b}}{f_{3b}} & \frac{x_{3b}}{m_{3b}} \\ \frac{\theta_{3b}}{f_{3b}} & \frac{\theta_{3b}}{m_{3b}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} h_{3b3b} & l_{3b3b} \\ n_{3b3b} & p_{3b3b} \end{bmatrix} \quad (7.10)$$

$$R_{3b4a} = \begin{bmatrix} \frac{x_{3b}}{f_{4a}} & \frac{x_{3b}}{m_{4a}} \\ \frac{\theta_{3b}}{f_{4a}} & \frac{\theta_{3b}}{m_{4a}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} h_{3b4a} & l_{3b4a} \\ n_{3b4a} & p_{3b4a} \end{bmatrix} \quad (7.11)$$

$$R_{4a4a} = \begin{bmatrix} \frac{x_{4a}}{f_{4a}} & \frac{x_{4a}}{m_{4a}} \\ \frac{\theta_{4a}}{f_{4a}} & \frac{\theta_{4a}}{m_{4a}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} h_{4a4a} & l_{4a4a} \\ n_{4a4a} & p_{4a4a} \end{bmatrix} \quad (7.12)$$

$$R_{4a3b} = \begin{bmatrix} \frac{x_{4a}}{f_{3b}} & \frac{x_{4a}}{m_{3b}} \\ \frac{\theta_{4a}}{f_{3b}} & \frac{\theta_{4a}}{m_{3b}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} h_{4a3b} & l_{4a3b} \\ n_{4a3b} & p_{4a3b} \end{bmatrix} \quad (7.13)$$

Odnosi između pomeranja i ugla nagiba, kao i odnosi između sila i momenata, prikazuju se u matricnom obliku, kao što je dato jednačinama 7.14 do 7.25.

$$\begin{Bmatrix} x_1 \\ \theta_1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} h_{11} & l_{11} \\ n_{11} & p_{11} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} f_1 \\ m_1 \end{Bmatrix} \text{ ili, jednostavnije: } \{u_1\} = [R_{11}]\{q_1\} \quad (7.14)$$

Na sličan način, može se napisati i:

$$\{u_1\} = [R_{12a}]\{q_{2a}\} \quad (7.15)$$

$$\{u_{2a}\} = [R_{2a2a}]\{q_{2a}\} \quad (7.16)$$

$$\{u_{2a}\} = [R_{2a1}]\{q_1\} \quad (7.17)$$

$$\{u_{2b}\} = [R_{2b2b}]\{q_{2b}\} \quad (7.18)$$

$$\{u_{2b}\} = [R_{2b3a}] \{q_{3a}\} \quad (7.19)$$

$$\{u_{3a}\} = [R_{3a3a}] \{q_{3a}\} \quad (7.20)$$

$$\{u_{3a}\} = [R_{3a2b}] \{q_{2b}\} \quad (7.21)$$

$$\{u_{3b}\} = [R_{3b3b}] \{q_{3b}\} \quad (7.22)$$

$$\{u_{3b}\} = [R_{3b4a}] \{q_{4a}\} \quad (7.23)$$

$$\{u_{4a}\} = [R_{4a4a}] \{q_{4a}\} \quad (7.24)$$

$$\{u_{4a}\} = [R_{4a3b}] \{q_{3b}\} \quad (7.25)$$

gde u_i i q_i predstavljaju generalizovane vektore pomeranje/ugao nagiba i sila/moment, respektivno.

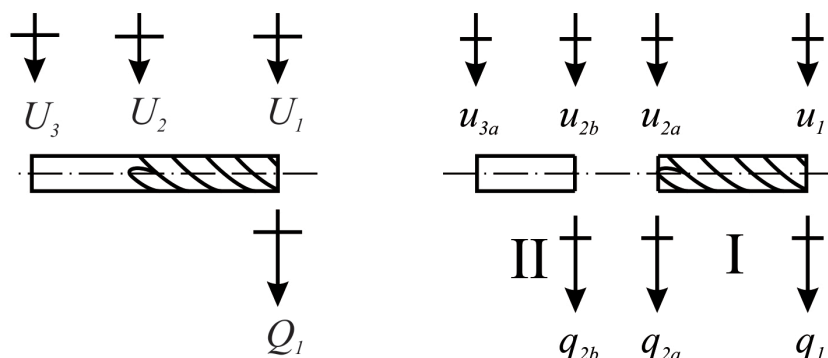
7.1.2 Sprezanje pomerajnih odziva slobodno oslonjenih greda

Sprezanje pomerajnih odziva komponenti izvodi se pojedinačno, pri čemu se prvo sprežu komponente I i II, a zatim se novokreirani podsklop I+II spreže sa komponentom III. Izrazi kojim se definišu direktni i ukršteni pomerajni odziv podsklopa I+II dati su jednačinama 7.26 i 5.27.

$$G_{11} = \begin{bmatrix} \frac{X_1}{F_1} & \frac{X_1}{M_1} \\ \frac{\Theta_1}{F_1} & \frac{\Theta_1}{M_1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{11} & L_{11} \\ N_{11} & P_{11} \end{bmatrix} \quad (7.26)$$

$$G_{3a1} = \begin{bmatrix} \frac{X_{3a}}{F_1} & \frac{X_{3a}}{M_1} \\ \frac{\Theta_{3a}}{F_1} & \frac{\Theta_{3a}}{M_1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{3a1} & L_{3a1} \\ N_{3a1} & P_{3a1} \end{bmatrix} \quad (7.27)$$

Da bi se odredili direktni (G_{11}) i ukršteni (G_{3a1}) pomerajni odziv podsklopa I+II, pretpostavljeno je da u koordinati I deluje generalizovana sila Q_1 koja reprezentuje i silu i moment pobude u datoj tački (Slika 7.3).



Slika 7.3 Lokacija generalizovane sile Q_1 koja deluje na podsklop I+II

Kada se izrazi za pomerajni odziv podsklopa I+II napišu u matricnoj formi, dobijaju se jednačine 7.28 do 7.31.

$$u_1 = R_{11}q_1 + R_{12a}q_{2a} \quad (7.28)$$

$$u_{2a} = R_{2a2a}q_{2a} + R_{2a1}q_1 \quad (7.29)$$

$$u_{2b} = R_{2b2b}q_{2b} \quad (7.30)$$

$$u_{3a} = R_{3a2b}q_{2b} \quad (7.31)$$

Ukoliko se na mestu sprezanja komponenti I i II pretpostavi kruta veza, uslov kompatibilnosti odziva komponenti se može napisati kao:

$$u_{2b} - u_{2a} = 0 \quad (7.32)$$

Takođe, zbog krute veze između komponenti, u koordinatama 2a i 2b važi uslov ravnotežnog stanja, koji je dat izrazom 7.33.

$$q_{2b} + q_{2a} = 0 \quad (7.33)$$

dok je u koordinati 1 taj uslov dat jednačinom 7.34.

$$q_1 = Q_1 \quad (7.34)$$

Zamenom izraza za u_{2b} i u_{2a} u jednačinu 7.32, dobija se jednačina 7.35.

$$u_{2b} - u_{2a} = R_{2b2b}q_{2b} - R_{2a2a}q_{2a} - R_{2a1}q_1 \quad (7.35)$$

Odnosno, uzimajući u obzir jednačine 7.33 i 7.34, definišu se jednačine 7.36 do 7.39.

$$q_{2b} = (R_{2b2b} + R_{2a2a})^{-1} R_{2a1}Q_1 \quad (7.36)$$

$$G_{11} = \frac{U_1}{Q_1} = \frac{u_1}{Q_1} = \frac{R_{11}q_1 + R_{12a}q_{2a}}{Q_1} \quad (7.37)$$

$$G_{11} = \frac{R_{11}Q_1 - R_{12a}(R_{2b2b} + R_{2a2a})^{-1}R_{2a1}Q_1}{Q_1} \quad (7.38)$$

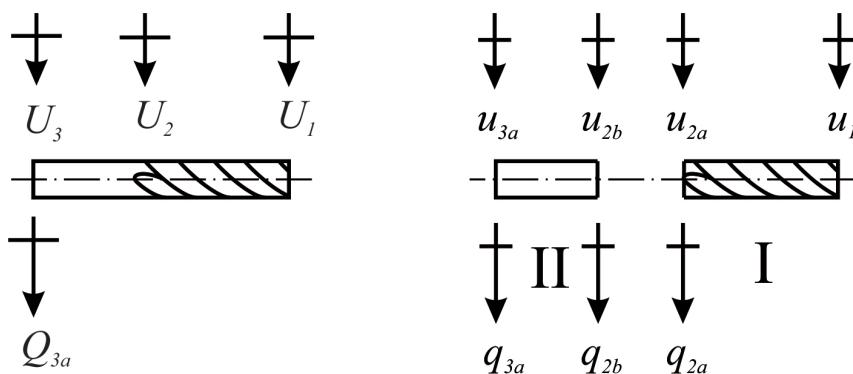
$$G_{11} = R_{11} - R_{12a}(R_{2b2b} + R_{2a2a})^{-1}R_{2a1} = \begin{bmatrix} H_{11} & L_{11} \\ N_{11} & P_{11} \end{bmatrix} \quad (7.39)$$

Slično prethodnom, ukršteni pomerajni odziv podsklopa između koordinata 3a i I, definisan je jednačinama 7.40 i 7.41.

$$G_{3a1} = \frac{U_{3a}}{Q_1} = \frac{u_{3a}}{Q_1} = \frac{R_{3a2b}q_{2b}}{Q_1} = \frac{R_{3a2b}(R_{2b2b} + R_{2a2a})^{-1}R_{2a1}Q_1}{Q_1} \quad (7.40)$$

$$G_{3a1} = R_{3a2b} (R_{2b2b} + R_{2a2a})^{-1} R_{2a1} = \begin{bmatrix} H_{3a1} & L_{3a1} \\ N_{3a1} & P_{3a1} \end{bmatrix} \quad (7.41)$$

Da bi se definisala druga dva pomerajna odziva podsklopa I+II, G_{3a3a} i G_{13a} , pretpostavlja se da u koordinati $3a$ deluje generalizovana sila Q_{3a} , kao što je prikazano na slici 7.4, i formirane su jednačine 7.42 i 7.43.



Slika 7.4 Generalizovana sila Q_{3a} , koja deluje u koordinati $3a$

$$G_{3a3a} = \begin{bmatrix} \frac{X_{3a}}{F_{3a}} & \frac{X_{3a}}{M_{3a}} \\ \frac{\Theta_{3a}}{F_{3a}} & \frac{\Theta_{3a}}{M_{3a}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{3a3a} & L_{3a3a} \\ N_{3a3a} & P_{3a3a} \end{bmatrix} \quad (7.42)$$

$$G_{13a} = \begin{bmatrix} \frac{X_1}{F_{3a}} & \frac{X_1}{M_{3a}} \\ \frac{\Theta_1}{F_{3a}} & \frac{\Theta_1}{M_{3a}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{13a} & L_{13a} \\ N_{13a} & P_{13a} \end{bmatrix} \quad (7.43)$$

Izrazi za određivanje odnosa pomeranje/ugao nagiba za podsklop I+II dati su izrazima 7.44 do 7.47.

$$u_1 = R_{12a} q_{2a} \quad (7.44)$$

$$u_{2a} = R_{2a2a} q_{2a} \quad (7.45)$$

$$u_{2b} = R_{2b2b} q_{2b} + R_{2b3a} q_{3a} \quad (7.46)$$

$$u_{3a} = R_{3a3a} q_{3a} + R_{3a2b} q_{2b} \quad (7.47)$$

Uslov kompatibilnosti odziva podsklopa i uslovi ravnotežnog stanja u ovom slučaju su dati jednačinama 7.48 do 7.50.

$$u_{2a} - u_{2b} = 0 \quad (7.48)$$

$$q_{2b} + q_{2a} = 0 \quad (7.49)$$

$$q_{3a} = Q_{3a} \quad (7.50)$$

Zamenom izraza za u_{2a} i u_{2b} u jednačinu 7.48, dobija se jednačina 7.51.

$$u_{2a} - u_{2b} = R_{2a2a}q_{2a} - R_{2b2b}q_{2b} - R_{2b3a}q_{3a} = 0 \quad (7.51)$$

Odnosno, uzimajući u obzir jednačine 7.49 i 7.50, definišu se jednačine 7.52 do 7.55.

$$q_{2a} = (R_{2b2b} + R_{2a2a})^{-1} R_{2b3a} Q_{3a} \quad (7.52)$$

$$G_{3a3a} = \frac{U_{3a}}{Q_{3a}} = \frac{u_{3a}}{Q_{3a}} = \frac{R_{3a3a}Q_{3a} + R_{3a2b}q_{2a}}{Q_{3a}} \quad (7.53)$$

$$G_{3a3a} = \frac{R_{3a3a}Q_{3a} - R_{3a2b}(R_{2b2b} + R_{2a2a})^{-1}R_{2b3a}Q_{3a}}{Q_{3a}} \quad (7.54)$$

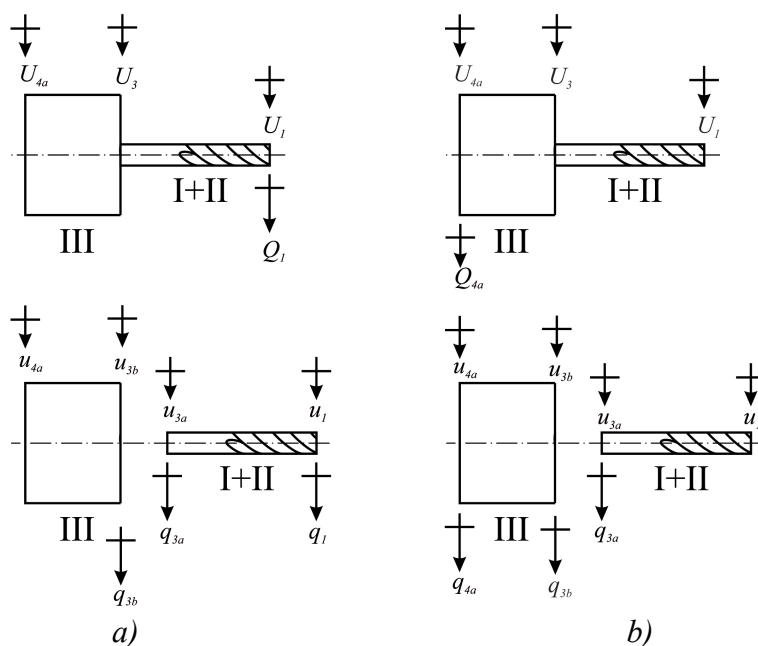
$$G_{3a3a} = R_{3a3a} - R_{3a2b}(R_{2b2b} + R_{2a2a})^{-1}R_{2b3a} = \begin{bmatrix} H_{3a3a} & L_{3a3a} \\ N_{3a3a} & P_{3a3a} \end{bmatrix} \quad (7.55)$$

Na sličan način, ukršteni pomerajni odziv podsklopa između koordinata I i $3a$, definisan je jednačinama 7.56 i 7.57.

$$G_{13a} = \frac{U_1}{Q_{3a}} = \frac{u_1}{Q_{3a}} = \frac{R_{12a}q_{2a}}{Q_{3a}} = \frac{R_{12a}(R_{2b2b} + R_{2a2a})^{-1}R_{2b3a}Q_{3a}}{Q_{3a}} \quad (7.56)$$

$$G_{13a} = R_{12a}(R_{2b2b} + R_{2a2a})^{-1}R_{2b3a} = \begin{bmatrix} H_{13a} & L_{13a} \\ N_{13a} & P_{13a} \end{bmatrix} \quad (7.57)$$

Nakon definisanih pomerajnih odziva na oba kraja podsklopa I+II, potrebno je taj podsklop kruto spregnuti sa steznom čaurom, tj. komponentom III (Slika 7.5).



Slika 7.5 Sprezanje podsklopa I+II i komponente III sa naznačenim karakterističnim koordinatama

Sprezanje podsklopa I+II sa komponentom III, steznom čaurom, sprovodi se na identičan način na koji su međusobno spregnute komponente I i II. Pri analizi novog podsklopa I+II+III, u cilju definisanja pomerajnih odziva G_{11} i G_{4a1} , u koordinati 1 deluje generalizovana sila Q_1 (Slika 7.5a), dok je u cilju određivanja pomerajnih odziva G_{4a4a} i G_{14a} u koordinati $4a$ deluje generalizovana sila Q_{4a} (Slika 7.5b). Izrazi koji definišu pomenute pomerajne odzive, dati su jednačinama 7.58 do 7.61.

$$G_{11} = R_{11} - R_{13a} (R_{3b3b} + R_{3a3a})^{-1} R_{3a1} = \begin{bmatrix} H_{11} & L_{11} \\ N_{11} & P_{11} \end{bmatrix} \quad (7.58)$$

$$G_{4a1} = R_{3a2b} (R_{2b2b} + R_{2a2a})^{-1} R_{2a1} = \begin{bmatrix} H_{3a1} & L_{3a1} \\ N_{3a1} & P_{3a1} \end{bmatrix} \quad (7.59)$$

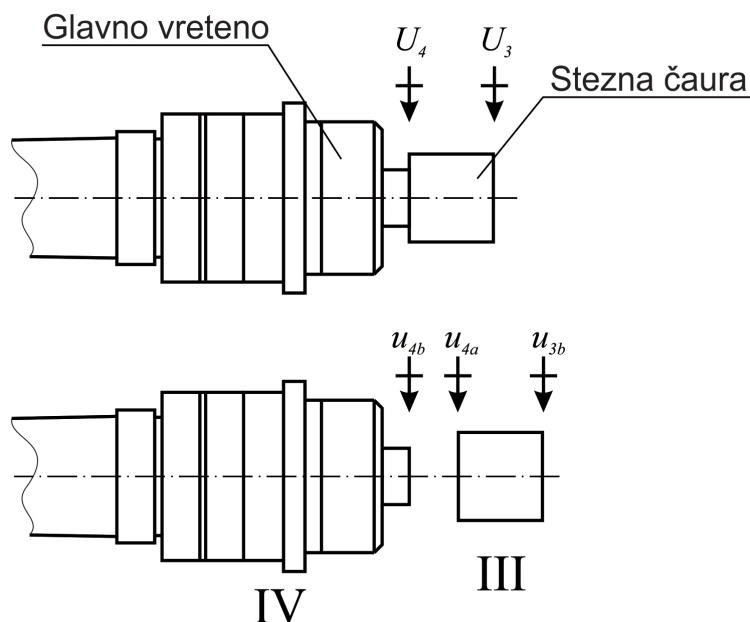
$$G_{4a4a} = R_{4a4a} - R_{4a3b} (R_{3b3b} + R_{3a3a})^{-1} R_{3b4a} = \begin{bmatrix} H_{4a4a} & L_{4a4a} \\ N_{4a4a} & P_{4a4a} \end{bmatrix} \quad (7.60)$$

$$G_{14a} = R_{13a} (R_{3b3b} + R_{3a3a})^{-1} R_{3b4a} = \begin{bmatrix} H_{14a} & L_{14a} \\ N_{14a} & P_{14a} \end{bmatrix} \quad (7.61)$$

7.1.3 Pomerajni odziv podsklopa glavno vreteno – držač alata

Pomerajni odziv komponente IV (podsklop glavno vreteno – držač alata) je teško odrediti matematičkim modelovanjem, zbog čega se on određuje eksperimentalno. Međutim, da bi bilo moguće spregnuti matematički modelovane i eksperimentalno određene pomerajne odzive svih komponenata, jedna komponenta mora biti zajednička i za matematički model i za eksperimentalne rezultate. U ovom slučaju, kao zajednička komponenta je usvojen segment držača alata, stezna čaura, za koju se može smatrati da je izmenjiva u zavisnosti od dimenzija alata koji se koristi.

Da bi se definisao pomerajni odziv komponente IV, u steznu čauru držača alata postavljen je cilindrični element, istog prečnika kao alat, usled čega je moguće usvojiti pretpostavku da stezna čaura ima puni poprečni presek. Nakon toga, eksperimentalno se određuje pomerajni odziv na vrhu stezne čaure G_{33} , kao što je prikazano na slici 7.6.



Slika 7.6 Eksperimentalni model sklopa glavno vreteno – držač alata sa zajedničkim elementom – steznom čauru

Na bazi jednačine 7.58, može se napisati izraz za određivanje G_{33} u matricnom obliku (7.62).

$$G_{33} = R_{33} - R_{34a} (R_{4b4b} + R_{4a4a})^{-1} R_{4a3} = \begin{bmatrix} H_{33} & L_{33} \\ N_{33} & P_{33} \end{bmatrix} \quad (7.62)$$

Jednačinu 7.62 moguće je preurediti kako bi se definisao izraz za određivanje R_{4b4b} (7.63), gde su matrice R_{ij} definisane matematičkim modelovanjem slobodno oslonjene komponente III (jednačine 7.22 do 7.25), dok se G_{33} određuje eksperimentalno. Metoda kojom se, na bazi modelovanih i eksperimentalno određenih pomerajnih odziva, određuje R_{4b4b} naziva se inverzno sprežanje pomerajnih odziva.

$$R_{4b4b} = R_{4a3} (R_{33} - G_{33})^{-1} R_{34a} - R_{4a4a} \quad (7.63)$$

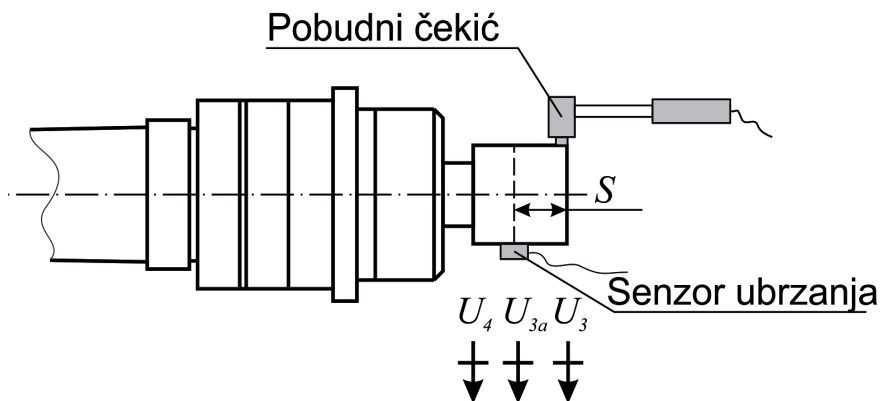
Sledeći korak u proceduri određivanja funkcije frekventnog odziva sklopa glavno vreteno – držač alata – alat, je definisanje pomerajnog odziva G_{33} , odnosno definisanje svih elemenata njene matrice.

Element matrice pomerajnog odziva G_{33} , koji predstavlja odnos pomeranje/sila $H_{33} = \frac{X_3}{F_3}$, je relativno jednostavno odrediti eksperimentalnom modalnom analizom.

Odnosno, podsklop glavno vreteno – držač alata (Slika 7.6) se pobudi impulsnim čekićem u koordinati 3, dok se odziv strukture meri u istoj koordinati pomoću senzora ubrzanja.

Određivanje sledećeg elementa matrice, odnosa ugaoni nagib/sila $N_{33} = \frac{\Theta_3}{F_3}$, sprovodi se primenom metoda konačnih razlika [147]. Odnosno, merenjem direktne FRF H_{33} i ukrštene

FRF $H_{3a3} = \frac{X_{3a}}{F_3}$ moguće je izračunati N_{33} primenom izraza 7.64. Odnos pomeranje/sila ukrštene FRF H_{3a3} određuje se pobuđivanjem strukture u koordinati 3, dok se odziv strukture meri u koordinati 3a, koja se nalazi na rastojanju S od koordinate 3 (Slika 7.7).



Slika 7.7 Koordinate za merenje direktne H_{33} i ukrštene H_{3a3} FRF

Isti rezultat se dobija i kada se određuje H_{33a} , pri čemu je pobuda strukture u koordinati 3a, dok se odziv strukture meri u koordinati 3.

$$N_{33} = \frac{H_{33} - H_{3a3}}{S} = \frac{H_{33} - H_{33a}}{S} \quad (7.64)$$

Prema [153] može se pretpostaviti recipročnost $N_{33} = L_{33}$, međutim ta recipročnost se ne može primeniti na određivanje elementa matrice P_{33} . Primenom ostala tri elementa matrice G_{33} , moguće je definisati vrednost P_{33} [48] kao što je prikazano u jednačini 7.65. Izračunavanjem P_{33} , definisani su svi elementi matrice G_{33} , te je moguće iz izraza (7.63) odrediti i R_{4b4b} .

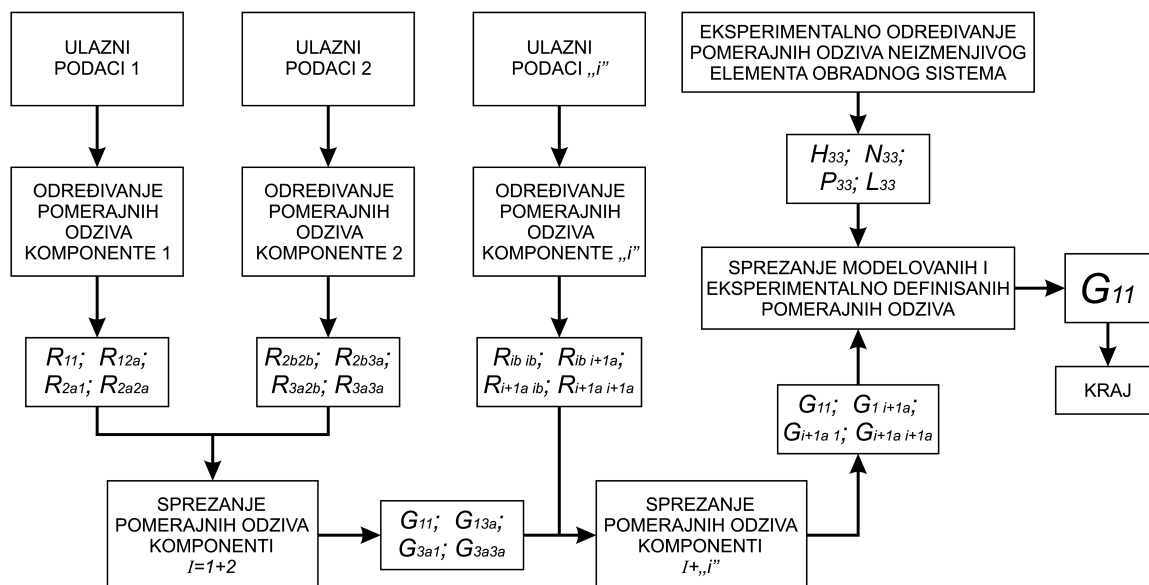
$$P_{33} = \frac{\Theta_3}{M_3} = \frac{F_3}{X_3} \frac{X_3}{M_3} \frac{\Theta_3}{F_3} = \frac{1}{H_{33}} L_{33} N_{33} = \frac{N_{33}^2}{H_{33}} \quad (7.65)$$

Na kraju, izraz koji definiše direktnu funkciju frekventnog odziva, ili pomerajni odziv, sklopa glavno vreteno – držač alata – alat na vrhu alata, je jednačina (7.66).

$$G_{11} = R_{11} - R_{14a} (R_{4b4b} + R_{4a4a})^{-1} R_{4a1} \quad (7.66)$$

Pri čemu treba napomenuti da je $R_{11} = G_{11}$ iz (7.58), $R_{14a} = G_{14a}$ iz (7.61), $R_{4a4a} = G_{4a4a}$ iz (7.60), $R_{4a1} = G_{4a1}$ iz (7.59), a R_{4b4b} je dato izrazom (7.63).

Primena prikazane metode sprežanja pomerajnih odziva omogućena je definisanjem algoritma u programskom sistemu *Matlab*. Šematski prikaz tog algoritma dat je na slici 7.8.



Slika 7.8 Šematski prikaz algoritma metode sprezanja pomerajnih odziva

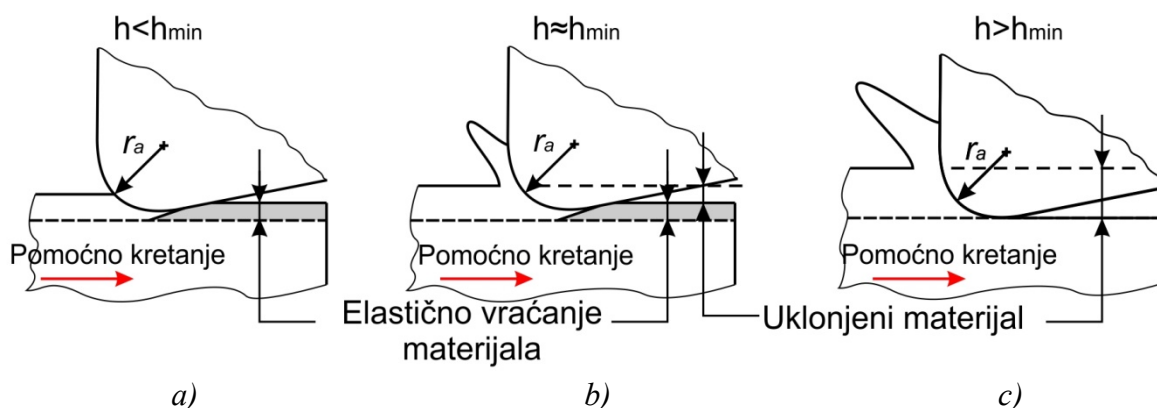
Prikazana metoda sprezanja pomerajnih odziva sistema predstavlja dobru alternativu eksperimentalnoj modalnoj analizi za određivanje modalnih parametara obradnih sistema za mikrogodanje. Naime, usled malih prečnika alata i nemogućnosti primene standardnih kontaktnih senzora za merenje vibracija, pri određivanju modalnih parametara obradnih sistema za mikrogodanje, nije moguće primenjivati standardnu eksperimentalnu modalnu analizu, zbog čega se u tom slučaju primenjuje metoda sprezanja pomerajnih odziva.

8. SAMOPOBUDNE VIBRACIJE PRI MIKROGLODANJU

8.1 Uvodna razmatranja

Proces mikrorezanja i proces makrorezanja su sa kinematskog stanovišta skoro identični, međutim sa stanovišta dinamičkog ponašanja između ovih procesa postoje određena odstupanja. Na primer, mehanizmi nastajanja strugotine pri mikrorezanju se razlikuju od onih pri makrorezanju, jer se, pored mehanizma smicanja materijala, kao uticajan javlja i mehanizam grebanja materijala. Jedan od izvora mehanizma grebanja materijala je elasto-plastično ponašanje materijala.

Pri mikrorezanju, elasto-plastično ponašanje materijala se manifestuje različitim mehanizmima nastajanja strugotine koji direktno zavise od vrednosti minimalne debljine strugotine. U zavisnosti od odnosa trenutne i minimalne debljine strugotine, mogu se javiti tri slučaja (Slika 8.1).



Slika 8.1 Uticaj minimalne debljine strugotine na mehanizam nastajanja strugotine pri mikroglodanju

U prvom slučaju, kada je debljina strugotine manja od minimalne vrednosti (Slika 8.1a), javljaju se samo elastične deformacije materijala obratka, odnosno ne dolazi do uklanjanja materijala. Kako se debljina strugotine približava vrednosti minimalne debljine strugotine, dolazi do fenomena grebanja materijala (Slika 8.1b), odnosno, nastaju brazde na obratku, materijal se nagomilava na ivicama ovih brazdi, ali ne dolazi do formiranja strugotine. Na kraju, kada je debljina strugotine veća od minimalne vrednosti, dolazi do smicanja materijala i do formiranja strugotine (Slika 8.1c).

Minimalna debljina strugotine direktno zavisi od radijusa rezne ivice alata, od karakteristika materijala koji se obrađuje (duktilniji materijali imaju veću vrednost minimalne debljine strugotine), i od koeficijenta trenja između obratka i alata.

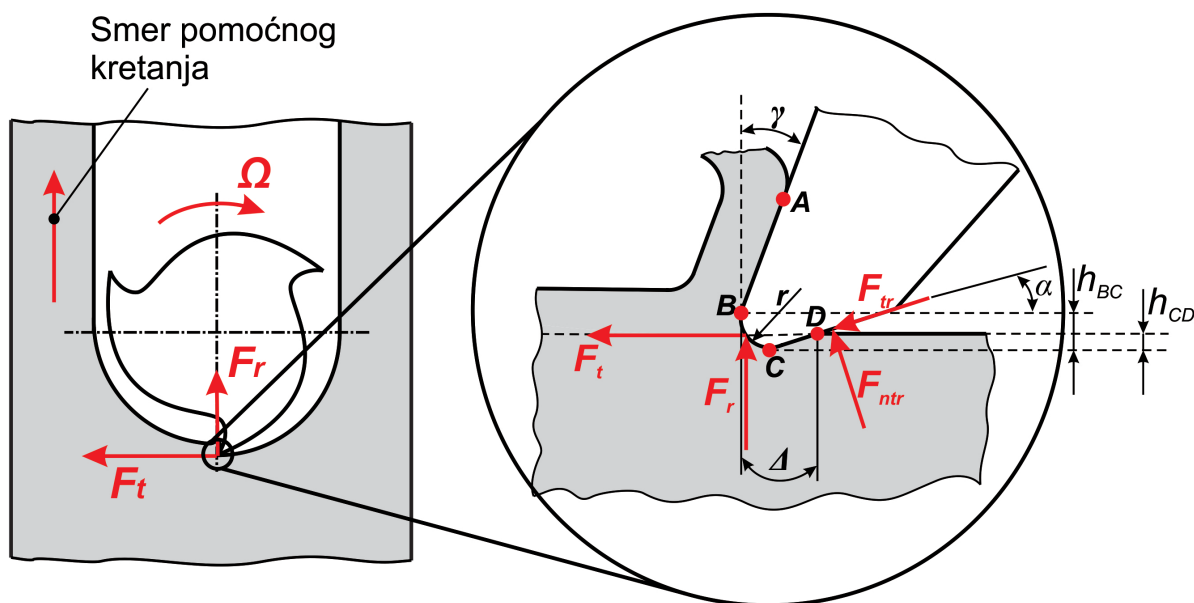
Samopobudne vibracije pri mikroglodanju nastaju samo u slučajevima kada dolazi do formiranja strugotine pri rezanju, odnosno kada je debljina strugotine veća od minimalne debljine strugotine. Da bi prethodni uslov bio zadovoljen, modelovanje sila rezanja pri mikroglodanju i numerička simulacija procesa mikroglodanja sprovedeni su samo za slučajeve kada je $h > r_a$, pri čemu se podrazumeva da je radijus rezne ivice alata neznatno veći od minimalne debljine strugotine [44].

8.2 Modelovanje sila pri mikroglodanju

Numerička simulacija procesa mikroglodanja, koja će biti prikazana u nastavku, izvodi se za slučaj kada je debljina strugotine pri obradi veća od radijusa rezne ivice alata, međutim, uticaj ovog radijusa na mehanizam nastajanja strugotine se ne sme zanemariti.

Pri mikroglodanju, za slučaj kada je $h > r_a > h_{min}$, elastično vraćanje materijala obratka nakon prolaska jednog zuba alata dovodi do kontakta između leđne površine alata i obrađene površine, usled čega se u oblasti tog kontakta javlja sila trenja (Slika 8.2).

Sila trenja F_{tr} i njena normalna komponenta F_{ntr} , utiču na vrednost tangencijalne (F_t) i radijalne (F_r) sile rezanja te ih je, pri modelovanju ovih sila, neophodno uzeti u obzir.



Slika 8.2 Sila trenja između leđne površine alata i obrađene površine obratka

Pri konvencionalnoj obradi, tangencijalna i radijalna sila rezanja, zavise od specifičnog otpora rezanja materijala koji se obrađuje i od površine poprečnog preseka strugotine (jednačina 5.16). U tom slučaju, sila trenja između leđne površine alata i obrađene površine ima mali uticaj na proces rezanja, te stoga može biti zanemarena.

Međutim, pri mikrorezanju, uticaj radijusa rezne ivice postaje značajan, te je tangencijalnoj i radijalnoj sili rezanja potrebno dodati i komponente sile trenja na leđnoj površini alata.

Određivanje sile trenja na leđnoj površini alata izvodi se na osnovu dužine kontakta između leđne površine alata i obrađene površine Δ , dubine rezanja (b) i tangencijalnih napona u zoni kontakta leđne površine alata i obrađene površine (τ_{B-D}).

$$F_{tr} = \tau_{B-D} \cdot \Delta \cdot b \quad (8.1)$$

Sila trenja (F_{tr}) uzrokuje tangencijalne napone u zoni kontakta između leđne površine alata i obrađene površine. Ovi naponi nisu konstantni na celoj dužini kontakta, te je za potrebe određivanja sile trenja, neophodno prvo definisati funkciju raspodele tangencijalnih napona u zoni kontakta. Prema *Astakhov*-u [18], funkcija raspodele tangencijalnih napreznja pri obradi metala rezanjem određena je izrazom:

$$\tau_{B-D} = \tau_0 \cdot e^{\frac{-3x^2}{\Delta^2}} \quad (8.2)$$

gde je τ_0 napon na smicanje materijala obratka, a x položaj duž zone kontakta posmatrana od vrha sečiva (tačka B Slika 8.2).

Srednja vrednost tangencijalnih napona u zoni kontakta između leđne površine alata i obrađene površine određuje se integracijom prethodnog izraza:

$$\bar{\tau}_{B-D} = \frac{1}{x} \cdot \int_0^{\Delta} \tau_0 \cdot e^{\frac{-3x^2}{\Delta^2}} dx \quad (8.3)$$

Odnosno:

$$\bar{\tau}_{B-D} = 0,505 \cdot \tau_0 \quad (8.4)$$

Da bi se odredila dužina kontakta između leđne površine alata i obrađene površine (Δ), neophodna za izračunavanje sile trenja (F_{tr}), proces rezanja se može podeliti u tri zone (Slika 8.2). Oblast ograničena tačkama A i B naziva se zonom kontakta grudne površine alata i strugotine, oblast od tačke B do tačke C je zona u kojoj dolazi do kidanja obratka i stvaranja strugotine, a oblast ograničena tačkama C i D je zona kontakta između leđne površine alata i obrađene površine. Najveća napreznja koja oštrica alata uzrokuje u obratku nastaju u tački B , usled čega u okolini te tačke dolazi do loma materijala obratka i nastanka strugotine [18]. Tačka C predstavlja najnižu tačku kontakta između oštrice alata i obratka, dok tačka D predstavlja poslednju tačku kontakta između leđne površine alata i obrađene površine. Analizom pozicija ovih tačaka, može se zaključiti da između tačaka B i C dolazi do sabijanja materijala obratka, pri čemu je veličina sabijanja h_{BC} , dok između tačaka C i D dolazi do elastičnog vraćanja materijala obratka, koje je označeno sa h_{CD} . Na bazi vrednosti h_{BC} i h_{CD} određuje se dužina kontakta između leđne površine alata i obrađene površine (Δ).

Sa slike 8.2 može se definisati izraz za određivanje dužine kontakta između leđne površine alata i obrađene površine:

$$\Delta = r_a \left[\arccos \left(1 - \frac{h_{BC}}{r_a} \right) + \frac{h_{CD}}{r_a \cdot \sin \alpha} \right] \quad (8.5)$$

Prema *Astakhov*-u [18] veličina sabijenog materijala obratka (h_{BC}) i elastično vraćanja materijala obratka (h_{CD}) mogu se povezati s koeficijentom sabijanja strugotine, i to uz pomoć izraza:

$$h_{BC} = r_a \left(1 - \sqrt{\frac{\xi^2 - 2 \cdot \xi \cdot \sin \gamma + \sin^2 \gamma}{\xi^2 - 2 \cdot \xi \cdot \sin \gamma + 1}} \right) \quad (8.6)$$

$$h_{CD} = r_a \cdot \frac{\xi - \sin \gamma}{\xi \cdot \sin \gamma} \cdot \left(1 - \frac{\xi - \sin \gamma}{\sqrt{\xi^2 - 2 \cdot \xi \cdot \sin \gamma + 1}} \right) \quad (8.7)$$

gde je ξ – koeficijent sabijanja strugotine, r_a – radijus rezne ivice alata, γ – grudni ugao alata.

Uzimajući u obzir prethodne izraze, može se napisati izraz za određivanje sile trenja na leđnoj površini alata:

$$F_{tr} = \tau_0 \cdot \Delta \cdot b \quad (8.8)$$

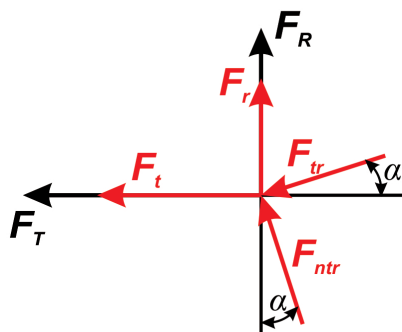
Normalna komponenta sile trenja (F_{ntr}) određuje se na bazi sile trenja (F_{tr}) i kinematskog koeficijenta trenja (μ_k).

$$F_{ntr} = \frac{F_{tr}}{\mu_k} \quad (8.9)$$

Uzimajući u obzir silu trenja (F_{tr}) i njenu normalnu komponentu (F_{ntr}), na bazi sila prikazanih na slici 8.3, određuju se tangencijalna (F_T) i radijalna sila (F_R) rezanja pri mikroglodanju.

$$F_T = F_t + F_{tr} \left(\cos \alpha + \frac{\sin \alpha}{\mu_k} \right) \quad (8.10)$$

$$F_R = F_r + F_{tr} \left(\frac{\cos \alpha}{\mu_k} - \sin \alpha \right) \quad (8.11)$$



Slika 8.3 Određivanje tangencijalne i radijalne sile rezanja pri mikroglodanju

8.3 Unapređena numerička simulacija mikroglodanja

Usled drugačijih uticajnih faktora pri mikroglodanju, unapređenu numeričku simulaciju za makroglodanje, prikazanu u poglavlju 5, potrebno je prilagoditi kako bi se u obzir uzela karakterističnost sila rezanja pri mikroglodanju.

Rotacija alata pri unapređenoj numeričkoj simulaciji mikroglodanja podeljena je na konačan broj jednakih koraka, tako da malom vremenskom segmentu dt odgovara inkrement ugla zahvata alata $d\phi$ (Slika 5.8). Na ovaj način, u svakom trenutku simulacije poznato je koji zub alata je u zahvatu i kako je taj zub orijentisan u prostoru, odnosno poznat je pravac tangencijalne i radijalne sile rezanja u globalnom Dekartovom koordinatnom sistemu.

Takođe, kako je proces mikrorezanja izrazito zavisano od odnosa debljine strugotine i radijusa rezne ivice, za potrebe unapređene numeričke simulacije mikroglodanja pretpostavlja se da je debljina strugotine uvek veća od radijusa rezne ivice, odnosno da u svakom trenutku simulacije važi izraz $h > r$. Pored toga, neophodno je napomenuti da ugao nagiba gornje površine obratka pri numeričkoj simulaciji procesa mikroglodanja mora biti značajno manji nego u slučaju makroglodanja, te se preporučuje da on iznosi maksimalno $\alpha_o = 2^\circ$.

Unapređena numerička simulacija procesa mikroglodanja, kao i simulacija makroglodanja, sprovodi se u četiri koraka:

1) *Izračunavanje trenutne debljine strugotine h .*

Trenutna debljina strugotine (h) se izračunava za trenutni ugao zahvata alata ϕ iz jednačine (8.12).

$$h = s_z \sin \phi \quad (8.12)$$

2) *Određivanje otpora rezanja u pravcu osa X i Y .*

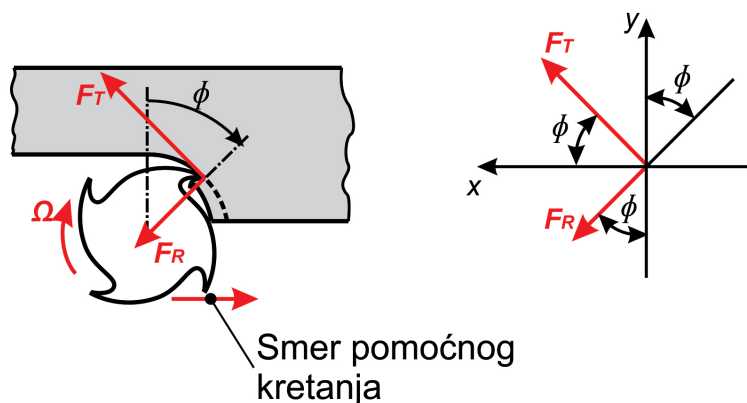
Primenom podataka dobijenih u prethodnom koraku, a na principima teorije za makrorezanje, određuju se tangencijalni (F_t) i radijalni otpor rezanja (F_r) iz jednačina (8.13).

$$\begin{aligned} F_t &= \sin(\beta) \cdot K_s \cdot b \cdot h = K_t \cdot b \cdot h \\ F_r &= \cos(\beta) \cdot K_s \cdot b \cdot h = K_r \cdot b \cdot h \end{aligned} \quad (8.13)$$

Nakon toga, iz jednačina (8.8) i (8.9), određuju otpor trenja (F_{tr}) i njegova normalna komponenta (F_{ntr}) koji deluju na leđnoj površini alata. Zatim se na bazi prethodno određenih otpora, iz jednačina (8.10) i (8.11), određuju tangencijalni (F_T) i radijalni otpor (F_R) pri mikroglodanju, koji se, u zavisnosti od trenutnog ugla zahvata alata ϕ , projektuju na ose X i Z (Slika 8.4).

$$F_x = F_T \cos \phi + F_R \sin \phi \quad (8.14)$$

$$F_y = F_T \sin \phi - F_R \cos \phi \quad (8.15)$$



Slika 8.4 Projekcija otpora pri mikroglođanju na ose X i Y

 3) *Određivanje pomeranja vrha alata u pravcu osa X i Y.*

Pomeranja vrha alata, koja definišu i amplitudu vibracije alata, izračunavaju se uvrštavanjem prethodno određenih otpora rezanja u jednačine (8.16).

$$\ddot{x} = \frac{F_x - c_x \dot{x} - k_x x}{m_x}$$

$$\ddot{y} = \frac{F_y - c_y \dot{y} - k_y y}{m_y}$$
(8.16)

gde se brzine \dot{x} i \dot{y} , i pomeranja x i y , određuju iz prethodnog koraka simulacije (početni uslovi su nula), primenom numeričke (Ojlerove) integracije:

$$\dot{x} = \dot{x} + \ddot{x} \cdot dt \quad \dot{y} = \dot{y} + \ddot{y} \cdot dt \quad (8.17)$$

$$x = x + \dot{x} \cdot dt \quad y = y + \dot{y} \cdot dt \quad (8.18)$$

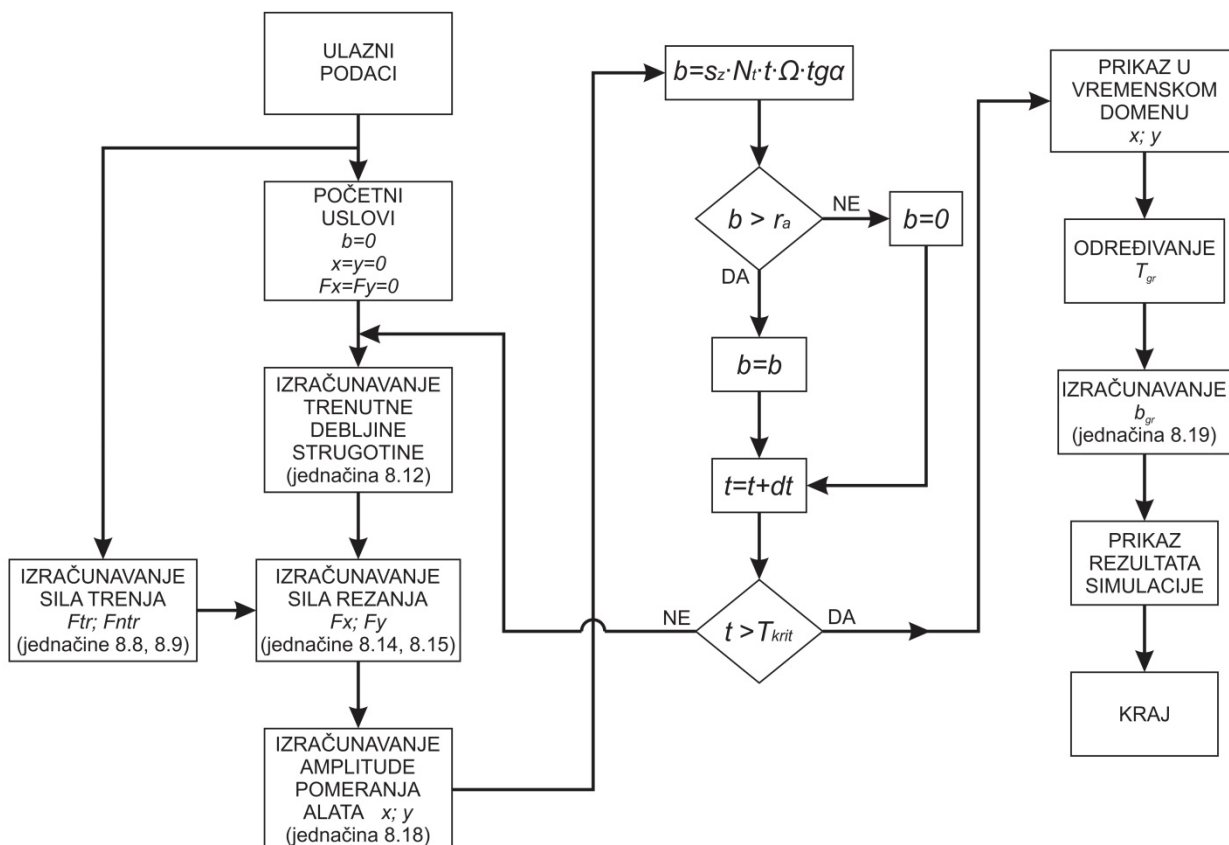
 4) *Definisanje novih ulaznih podataka i ponavljanje kompletne procedure.*

Ugao zahvata alata se povećava za unapred definisani inkrement ugla $d\phi$, trenutna dubina rezanja se povećava po jednačinin (8.12), a zatim se čitav postupak ponavlja za nove vrednosti ϕ i b_{tr} .

Na kraju, da bi unapređena numerička simulacija procesa glođanja mogla biti sprovedena, potrebno je prvo definisati odgovarajuće ulazne parametre. Ti parametri su: modalni parametri obradnog sistema ($m_{x,y}$, $c_{x,y}$ i $k_{x,y}$), karakteristike materijala koji se obrađuje (K_S , K_t , K_r , τ_0), prečnik, broj zuba i radijus rezne ivice alata, režimi rezanja (broj obrtaja Ω , i pomak po zubu s_z), ulazni i izlazni ugao zahvata alata i ugao nagiba gornje površine priprema α_o . Pored toga, neophodno je definisati i početne uslove, odnosno da su dubina rezanja, pomeranja vrha alata i sile rezanja na početku simulacije jednaki nula. Na kraju se simulacija sprovodi po uspostavljenoj proceduri u četiri koraka.

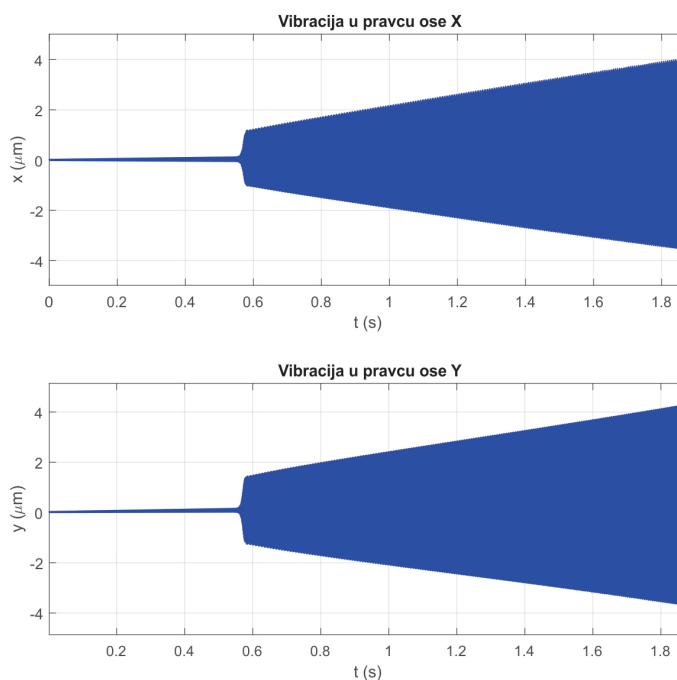
Ukoliko postoji potreba, unapređenom numeričkom simulacijom mogu da se analiziraju sile rezanja i simuliraju vibracije alata pri mikroglođanju konstantnom dubinom rezanja. U tom slučaju, neophodno je u početnim uslovima definisati vrednost konstantne dubine rezanja, a ugao nagiba gornje površine priprema je tada $\alpha_o = 0$.

Na slici 8.5 prikazan je globalni algoritam numeričke simulacije procesa mikroglođanja.



Slika 8.5 Globalni algoritam numeričke simulacije procesa mikrogodanja

Na slici 8.6 prikazan je primer unapredene numeričke simulacije mikrogodanja u pravcu osa X i Y za slučaj rezanja obratka od aluminijuma, sa uglom nagiba gornje površine $\alpha_o=2^\circ$, glodalom prečnika 1 [mm], brojem obrtaja 30000 [$^\circ/\text{min}$] i pomakom po zubu $s_z=5[\mu\text{m}/\text{zubu}]$.

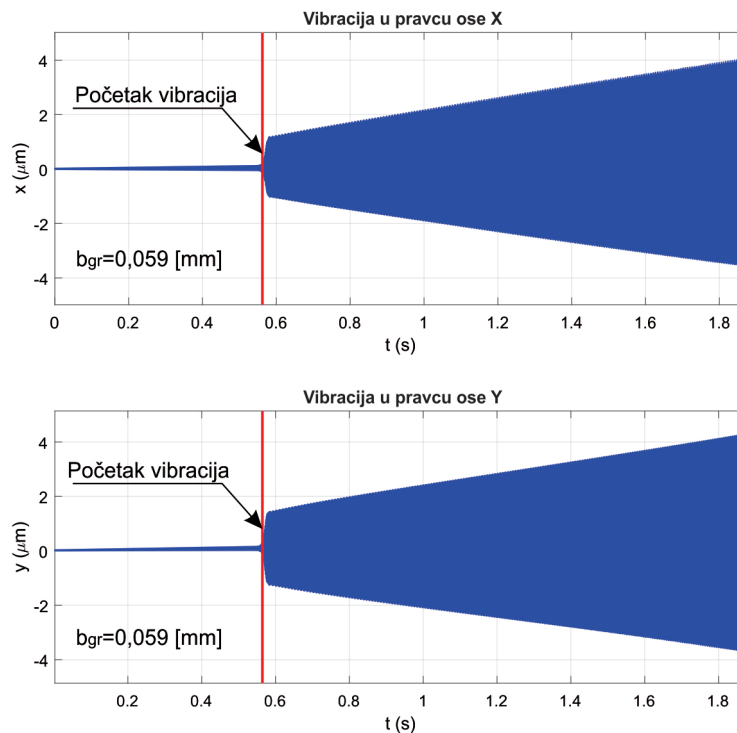


Slika 8.6 Rezultati numeričke simulacije mikrogodanja

Posmatrajući vibracije alata u pravcu osa X i Y , prikazane na slici 8.6, jasno je uočljiv skok amplitude vibracija. Ako se trenutak skoka amplitude (T_{gr}) usvoji kao trenutak nastanka samopobudnih vibracija, moguće je na bazi proteklog vremena od početka rezanja i ugla nagiba obratka, odrediti graničnu dubinu rezanja (8.19).

$$b_{gr} = s_z \cdot N_t \cdot T_{gr} \cdot \Omega \cdot \tan \alpha_o \quad (8.19)$$

Kao konačan rezultat unapređene numeričke simulacije procesa mikrolodanja sa kontinualnom promenom dubine rezanja, prikazuje se vibracija alata u pravcu osa X i Y , sa jasno naznačenim trenutkom pojave samopobudnih vibracija i sa proračunatom graničnom dubinom rezanja (Slika 8.7).



Slika 8.7 Rezultat numeričke simulacije procesa mikrolodanja sa kontinualnom promenom dubine rezanja

9. VERIFIKACIJA RAZVIJENIH NUMERIČKIH I EKSPERIMENTALNIH METODA ZA ISPITIVANJE VIBRACIJA PRI MAKROGLODANJU

9.1 Uvodna razmatranja

Za potrebe razumevanja složene fizičke pojave, kakve su samopobudne vibracije, kao i za potrebe verifikacije numeričkih i eksperimentalnih metoda objašnjenih u prethodnim poglavljima, sprovedeno je više od 320 eksperimenata, od kojih će samo jedan deo biti prikazan u nastavku.

Pomenuta eksperimentalna ispitivanja, mogu biti grupisana na nekoliko načina, npr. po metodologiji i nameni sprovedenih ispitivanja, zatim po obradnom sistemu na kome su ispitivanja izvršena, i na kraju po materijalu obratka na kome se istraživanja sprovode.

Što se tiče metodologije i namene, ispitivanja su sprovedena u cilju verifikacije numeričkih i eksperimentalnih metoda za definisanje karte stabilnosti i u cilju ispitivanja samopobudnih vibracija pri obradi teškoobradljivih materijala.

Sa stanovišta tipa obradnih sistema, eksperimentalna istraživanja su sprovedena na tri obradna centra za glodanje. Od toga, dva obradna centra su konstrukciono isti, ali sa drugačijim modalnim parametrima, dok je treći horizontalni obradni centar visoke krutosti primenjen za mikrorezanje.

Na kraju, eksperimentalna ispitivanja su sprovedena na obradcima od: legure aluminijuma Al7075, čelika Č4732 (42CrMo4), i superlegure titanijuma Ti-6Al-4V. Mehaničke i karakteristike obradljivosti ova tri materijala prikazane su u tabeli 9.1, dok je hemijski sastav prikazan u tabeli 9.2.

Tabela 9.1 Mehaničke i karakteristike obradljivosti materijala korišćenih pri ispitivanjima

Materijal	Mehaničke karakteristike		Karakteristike obradljivosti	
	Tvrdoća HV	Zatezna čvrstoća R_m [MPa]	Specifični otpor rezanja K_s [MPa]	Ugao delovanja sile rezanja β [°]
Al 7075	175	590	750	68
Č 4732	255	1085	2830	78
Ti-6Al-4V	376	1020	1730	75

Tabela 9.2 Hemijski sastav materijala obradaka pri eksperimentalnim ispitivanjima

Aluminijum 7075								
Cu [%]	Mn [%]	Mg [%]	Si [%]	Fe [%]	Zn [%]	Ti [%]	Cr [%]	Pb [%]
1.63	0.03	2.25	0.09	0.115	5.65	0.05	0.185	0.005
Č 47320								
C [%]	Fe [%]	N ₂ [%]	O ₂ [%]	Al [%]	V [%]	H ₂ [%]		
≤0.08	<0.25	<0.05	<0.2	5.5-6.76	3.5-4.5	<0.0375		
Ti-6Al-4V								
C [%]	Si [%]	Mn [%]	P [%]	S [%]	Cr [%]	Mo [%]		
0.38-0.45	0.15-0.4	0.6-0.9	<0.025	0.02-0.035	0.9-1.2	0.15-0.3		

9.2 Eksperimentalna modalna analiza i određivanje modalnih parametara obradnog centra EMCO ConceptMill 450

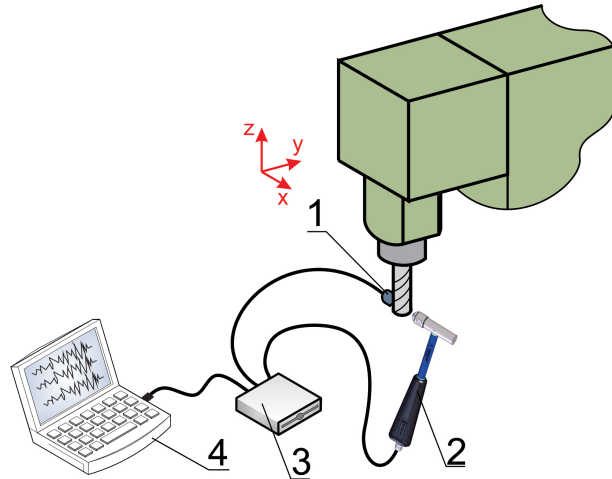
U cilju analize samopobudnih vibracija obradnog sistema, neophodno je prvo odrediti njegove modalne parametre primenom eksperimentalne modalne analize.

Deo eksperimentalnih ispitivanja je sproveden na dva konstrukciono ista obradna sistema EMCO ConceptMill 450 (Slika 9.1) koji se nalaze na Mašinskom fakultetu u Istočnom Sarajevu i na Mašinskom fakultetu u Banja Luci. Međutim, kako su pri eksperimentalnim ispitivanjima na ovim mašinama korišćeni različiti držači alata, modalni parametri ova dva sistema nisu isti, ali je metodologija eksperimentalne modalne analize ista, te će ona biti prikazana na primeru samo jednog od njih. Rezultati modalne analize biće određeni za svaki obradni centar ponaosob, i u cilju lakše identifikacije, obradni centar koji se nalazi na Mašinskom fakultetu u Istočnom Sarajevu identifikovan je kao EMCO-1, dok je obradni centar na Mašinskom fakultetu u Banja Luci identifikovan kao EMCO-2.



Slika 9.1 Vertikalni obradni centar EMCO ConceptMill 450

Da bi se odredili modalni parametri posmatranog obradnog sistema, tj. sopstvena frekvencija, modalna krutost i koeficijent prigušenja, potrebno je eksperimentalno definisati funkciju frekventnog odziva obradnog sistema. Slika 9.2 prikazuje model eksperimenta za određivanje funkcije frekventnog odziva obradnog centra EMCO ConceptMill 450, koji se sastoji od senzora (davača) ubrzanja (1), kojim se meri oscilovanje vrha alata, i pobudnog čekića (2), kojim se pobuđuje struktura mašine. Pobudni čekić i akcelerator su povezani sa A/D karticom (3), koja prikupljene podatke šalje direktno na računar (4).



Slika 9.2 Model eksperimenta za određivanje FRF obradnog centra

Eksperimentalna modalna analiza se izvodi tako što se za alat, montiran u držač alata i glavno vreteno mašine alatke, pomoću akceleratora meri odziv sistema na pobudnu silu generisanu pobudnim čekićem u pravcu osa X i Y (Slika 9.2). Na slici 9.3 prikazana je procedura eksperimentalne modalne analize u pravcu ose Y obradnog centra EMCO-2.

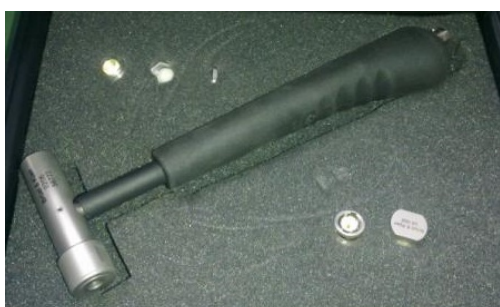


Slika 9.3 Procedura eksperimentalne modalne analize obradnog centra EMCO-2

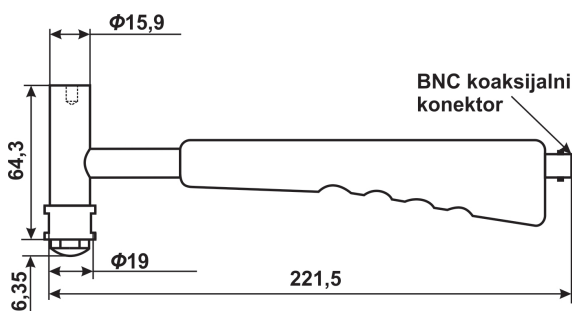
Pobuda posmatranog sistema ostvaruje se pomoću pobudnog čekića, čije su karakteristike date u tabeli 9.3, a izgled i dimenzije na slici 9.4.

Tabela 9.3 Karakteristike pobudnog čekića

Proizvođač:	Bruel & Kjaer
Tip/Serijski br.:	8206/56777
Referentna osetljivost na 21,9 [°C]:	23,28 [mV/N]
Merni opseg sile (pri ±5 [V]):	220 [N]
Opseg radne temperature:	-73 ÷ +60 [°C]
Maksimalna pobudna sila:	4448 [N]
Efektivna seizmička masa:	100 [g]
Dodatna seizmička masa:	40 [g]
Materijal vrha:	Aluminijum Plastika Guma



a)



b)

Slika 9.4 Pobudni čekić: a) izgled; b) dimenzije

Kako se FRF posmatranog sistema menja sa promenom nekog od elemenata sistema, treba napomenuti da je u glavnom vretenu obradnog centra stegnuto vretenasto glodalo od tvrdog metala sa prevlakom, prečnika $\varnothing 10$ [mm] i četiri rezne ivice (zuba), i slobodnom dužinom od 35 [mm].

Akvizicija signala izvodi se pomoću instrumentacije koja se sastoji od senzora ubrzanja i analogno/digitalne (A/D) kartice. Jednoosni senzor ubrzanja *PCB 352C33* (Slika 9.5a) osetljivosti 98,7 [mV/g], se pomoću specijalnog voska postavlja na vrh alata, tako da njegova merna osa bude u pravcu delovanja pobudne sile, tj. u pravcu *X* ili *Y* ose mašine. Snimanje signala omogućava A/D kartica *National Instruments USB-4432*, (Slika 9.5b) sa pet analognih ulaza, opsega napona ± 5 [V] i maksimalne brzine odabiranja (*semplovanja*) signala po kanalu $104,6 \cdot 10^3$ [odabiraka/s].



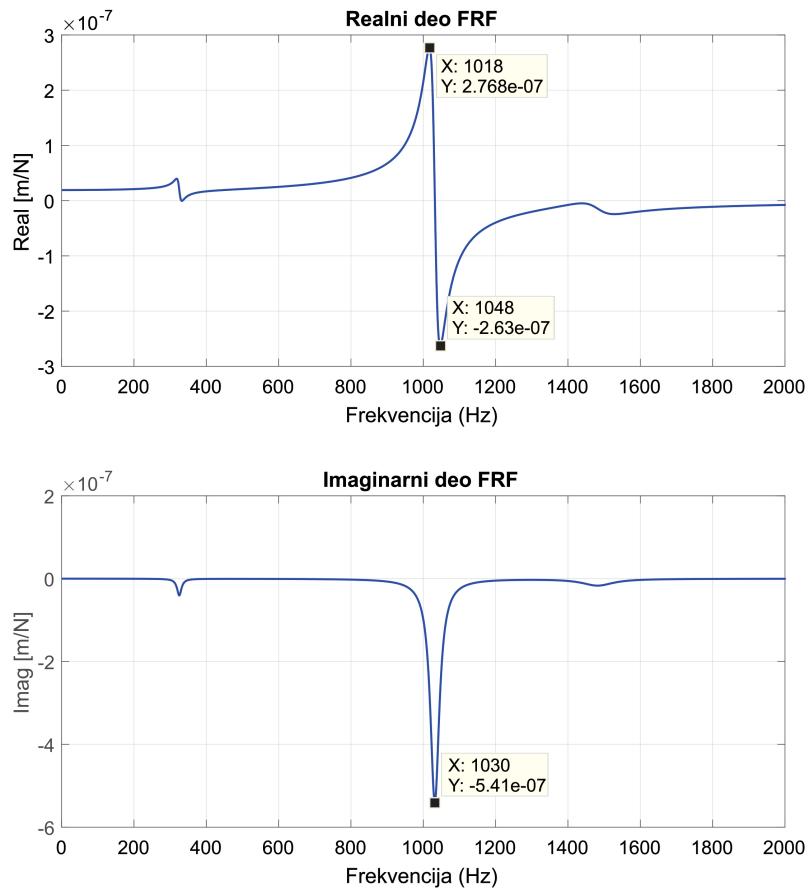
a)



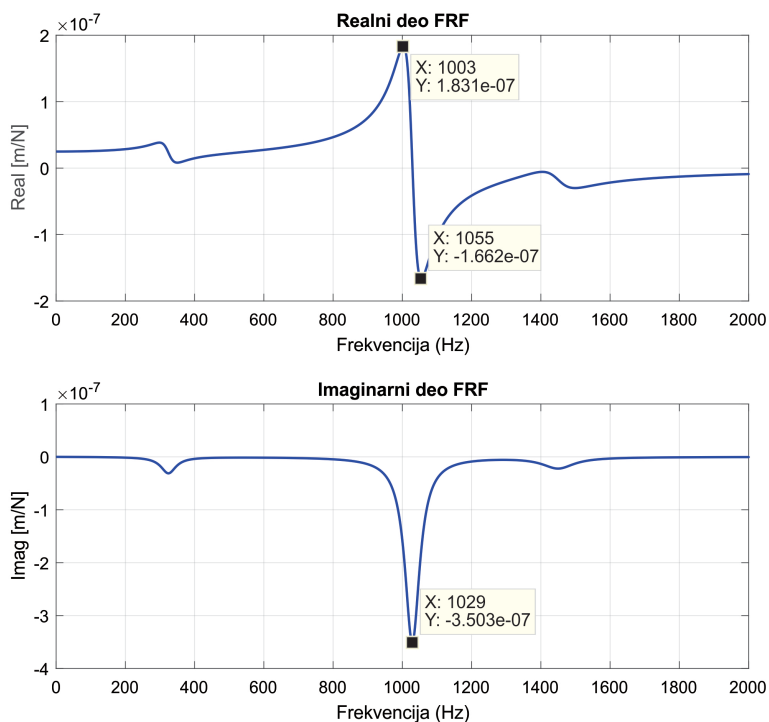
b)

Slika 9.5 Oprema korišćena za eksperimentalnu modalnu analizu: a) Senzor ubrzanja *PCB 352C33* b) A/D kartica *National Instruments USB-4432*

Signal prikupljen senzorom ubrzanja i signal čekića se preko A/D kartice šalju na PC računar gde se primenom programskog sistema *LabVIEW* skladište u tabelarnom obliku. Kreiranjem algoritma u *MatLAB* okruženju, omogućena je brza Furijeova transformacija (*FFT*) dobijenih signala i određivanje funkcije frekventnog odziva posmatranog sistema. Funkcija frekventnog odziva sistema prikazuje se u obliku realnog i imaginarnog dela. Treba napomenuti da je prilikom definisanja realnog i imaginarnog dela funkcije frekventnog odziva obradnog sistema primenjeno fitovanje funkcija kako bi se uklonio nepotreban šum iz snimljenih signala, i kako bi se dobili što jasniji dijagrami. Na slici 9.6 prikazan je izgled realnog i imaginarnog dela FRF alata $\varnothing 10$ stegnutog u glavno vreteno obradnog centra EMCO-1, izmeren u pravcu ose *X*, a na slici 9.7 izmeren u pravcu ose *Y*.

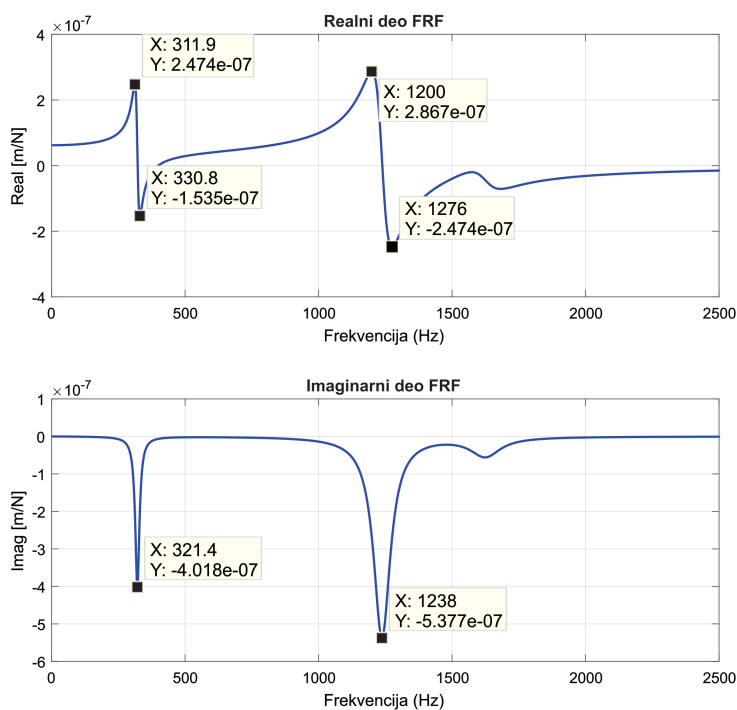


Slika 9.6 Realni i imaginarni deo FRF obradnog centra EMCO-1 u pravcu ose *X*

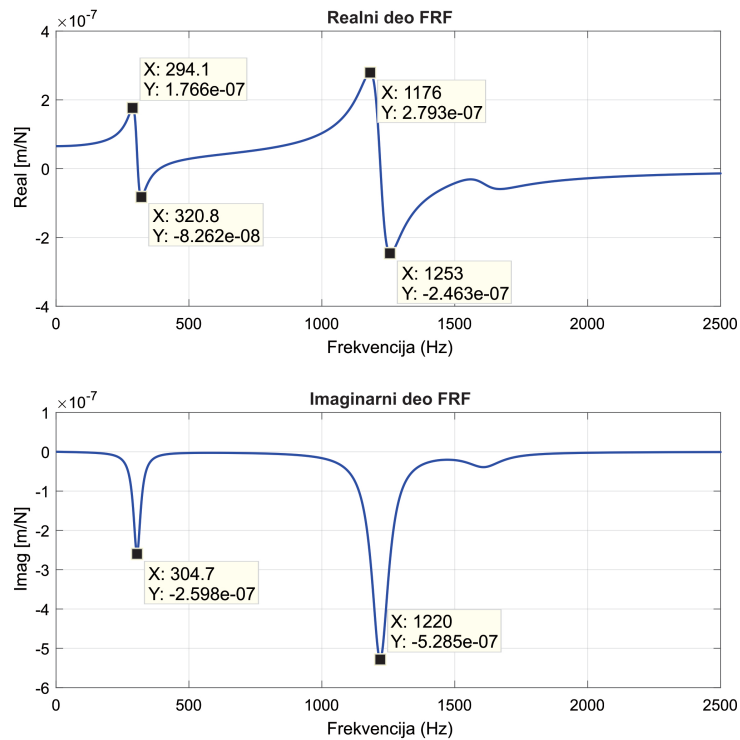


Slika 9.7 Realni i imaginarni deo FRF obradnog centra EMCO-1 u pravcu ose Y

Sa slika 9.6 i 9.7 jasno je uočljivo da obradni centar EMCO-1 u posmatranom frekventnom opsegu ima samo jedan dominantan mod, te da su modalni parametri sistema određeni samo za taj jedan mod. Za razliku od njega, obradni centar EMCO-2 ima dva dominantna moda, te je za njega obavezno odrediti modalne parametre za oba dominantna moda. Na slikama 9.8 i 9.9 prikazani su realni i imaginarni deo prenosne funkcije obradnog centra EMCO-2, izmereni u pravu osa X i Y, respektivno.



Slika 9.8 Realni i imaginarni deo FRF obradnog centra EMCO-2 u pravcu ose X



Slika 9.9 Realni i imaginarni deo FRF obradnog centra EMCO-2 u pravcu ose Y

Iz ovako definisanog realnog i imaginarnog dela FRF, na već objašnjen način, izračunavaju se modalni parametri obradnog sistema. Određivanje modalnih parametara za oba obradna centra izvršeno je za ose X i Y po pet puta, a srednje vrednosti rezultata su usvojene kao merodavne za dalju analizu.

U tabeli 9.4 su prikazani izračunati modalni parametri za oba analizirana obradna centra EMCO ConceptMill 450.

Tabela 9.4 Izračunati modalni parametri obradnih centara

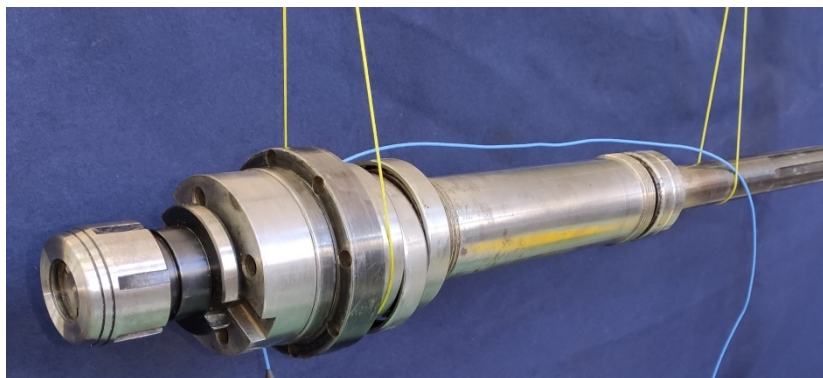
Pravac ispitivanja	Modalni parametar	EMCO-1	EMCO-2	
			MOD 1	MOD 2
Pravac X ose	ω_{nx} [Hz]	1030	321,4	1238
	ζ_x	0,016	0,029	0,03
	k_x [N/m]	1,04e8	4,24e7	3,04e7
Pravac Y ose	ω_{ny} [Hz]	1014	305	1220
	ζ_y	0,038	0,053	0,031
	k_y [N/m]	6,63e7	3,61e7	3,0e7

9.3 Eksperimentalna verifikacija metode sprezanja funkcija frekventnog odziva

Cilj eksperimentalnih ispitivanja sprovedenih u okviru ovog poglavlja je verifikacija tačnosti razvijene metode sprezanja funkcija frekventnog odziva elemenata sistema, prikazane u poglavlju 7. Nakon verifikacije, pomenuta metoda je primenjena u cilju određivanja modalnih parametara mikroobradnog sistema, čije dinamičke karakteristike nije moguće odrediti sa raspoloživom opremom za dinamičko ispitivanje. Sva eksperimentalna ispitivanja prikazana u ovom poglavlju, sprovedena su primenom opreme prikazane na slikama 9.4 i 9.5.

9.3.1 Sprezanje eksperimentalno određenih i matematički modelovanih pomerajnih odziva elemenata sklopa glavnog vretena

Metodologija sprezanja funkcija frekventnog odziva, verifikovana je na konkretnom sklopu glavnog vretena sa držačem alata (Slika 9.10), na koje je pomenutom metodom povezan matematički modelovan odziv „fiktivnog“ alata prečnika 16mm i dužine prepusta 120[mm]. Rezultati metode sprezanja FRF su upoređeni sa rezultatima eksperimentalnog ispitivanja identičnog realnog sistema.



Slika 9.10 Slobodno oslonjeni sklop glavnog vretena

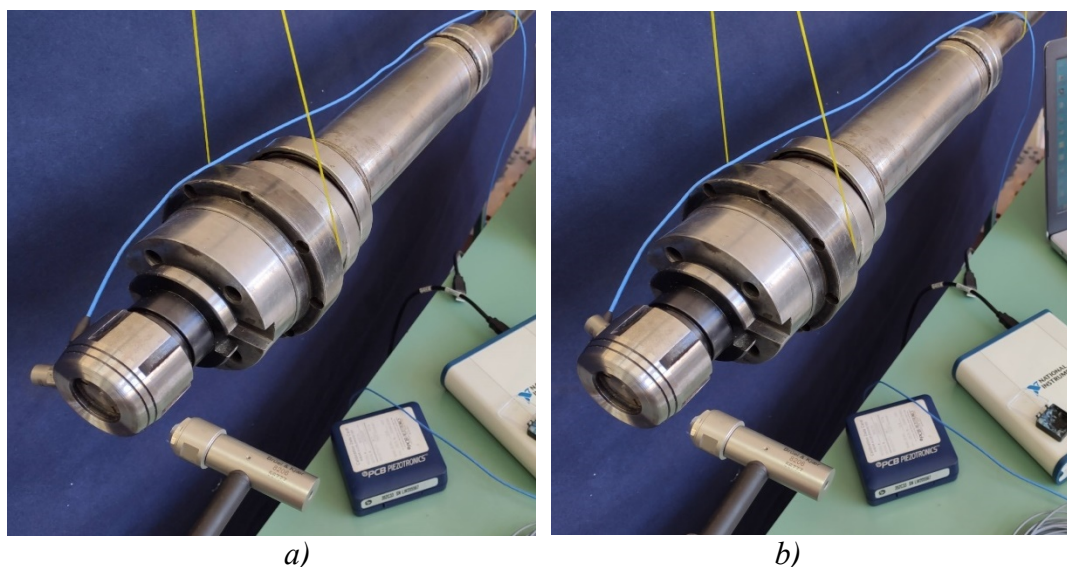
Tačnost eksperimentalnih podataka, potrebnih za sprovođenje metode sprezanja FRF, blisko je povezana sa problemima postavke eksperimenta. Sam način postavljanja ispitivanog sistema je izrazito važan deo eksperimentalnog ispitivanja, obzirom da uslovi oslanjanja sistema imaju značajan uticaj na njegovo dinamičko ponašanje. Pri eksperimentalnim laboratorijskim ispitivanjima dinamičkih sistema, najčešće se primenjuje jedan od dva slučaja graničnih uslova, odnosno: apsolutno nepokretan i potpuno slobodan sistem [37].

Da bi se sistem smatrao potpuno slobodnim, trebao bi da lebdi, odnosno da bude slobodan u prostoru bez ijedne tačke oslanjanja. Međutim, ovakav slučaj, tzv. slobodnog oslanjanja sistema je u praksi neostvariv, ali je moguće napraviti simulaciju slobodnog sistema, i to na način da se ispitivana struktura osloni na trake vrlo male krutosti (Slika 9.10). Na ovaj način, dobijeni sistem se može smatrati slobodno oslonjenim.

Kao što je već napomenuto, verifikacija metode sprezanja FRF je sprovedena tako što je matematički modelovan pomerajni odziv „fiktivnog“ alata povezan sa eksperimentalno određenim pomerajnim odzivom sklopa glavno vreteno – držač alata. U tu svrhu, potrebno je

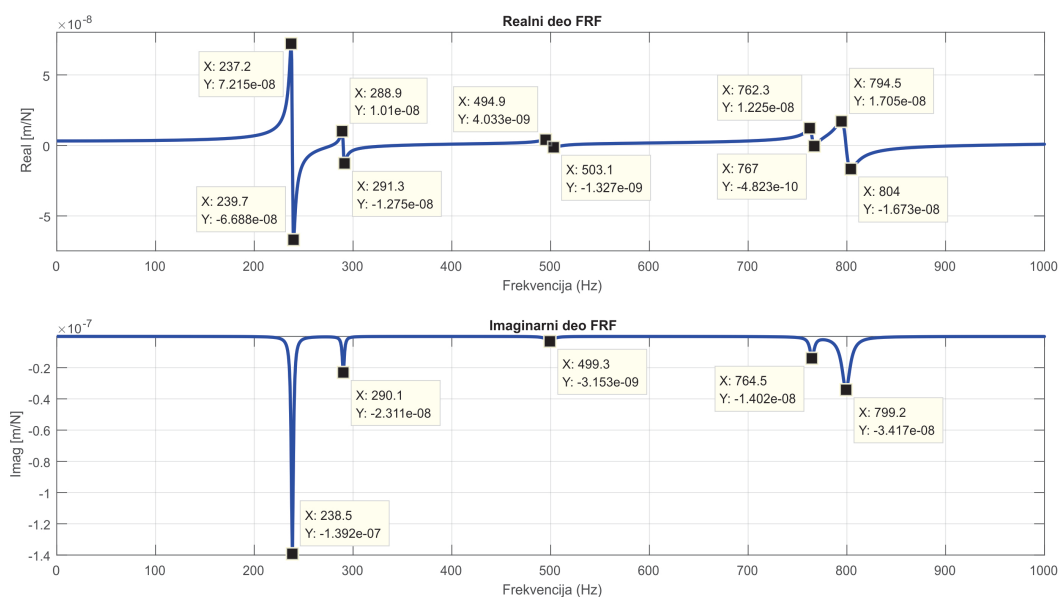
eksperimentalno odrediti pomerajni odziv sklopa glavno vreteno – držač alata, odnosno definisati elemente matrice G_{33} (jednačina 7.63). Zatim je, primenom algoritma kreiranog u *Matlab* programskom okruženju, pomerajni odziv „fiktivnog“ alata povezan sa prethodno definisanim odzivom sklopa glavnog vretena. Pri tome, materijal „fiktivnog“ alata je čelik karakteristika: modul elastičnosti $E = 2e^{11}$ [N/m²], gustina $\rho = 7860$ [kg/m³], Poasonov koeficijent $\mu = 0.3$.

Elementi matrice G_{33} koji se određuju ekseperimentalno su direktni pomerajni odziv, pri čemu su i pobuda i odziv na vrhu stezne čaure držača alata, H_{33} (Slika 9.11a), i ukršteni pomerajni odziv H_{3a3} (Slika 9.11b), pri čemu je senzor ubrzanja, u odnosu na merenje direktnog pomerajnog odziva, pomen za 30[mm] (duž ose) od vrha čaure glavnog vretena.

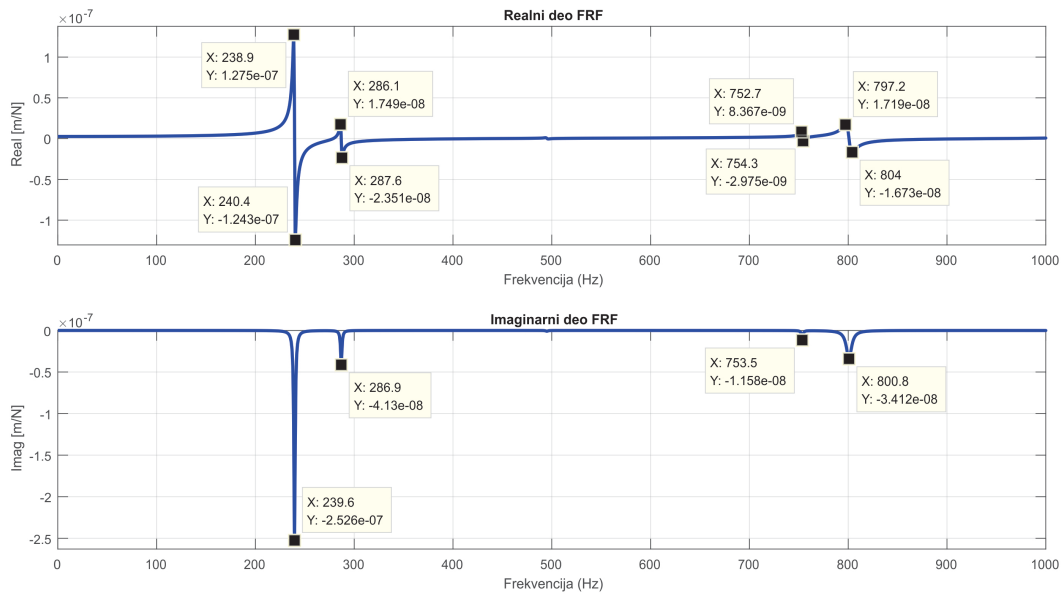


Slika 9.11 Određivanje a) direktne H_{33} i b) ukrštene H_{3a3} FRF sklopa glavnog vretena

Na ovaj način definišu se direktni i ukršteni pomerajni odziv sklopa glavno vreteno – držač alata, čiji su realni i imaginarni deo prikazani na slikama 9.12 i 9.13.



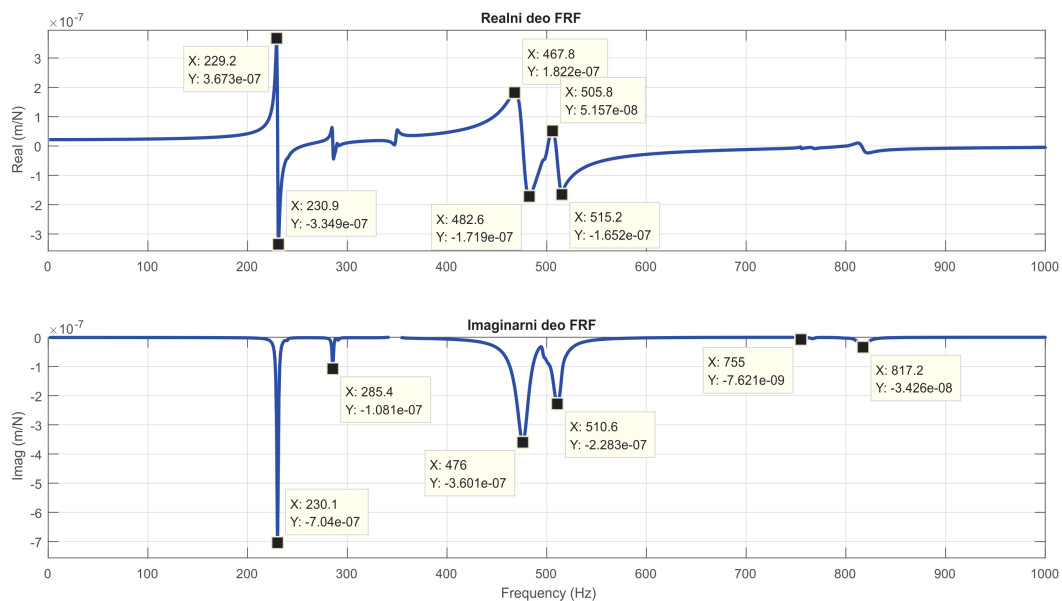
Slika 9.12 Realni i imaginarni deo direktnog pomerajnog odziva H_{33}



Slika 9.13 Realni i imaginarni deo ukrštenog pomerajnog odziva H_{3a3}

Nakon eksperimentalnog definisanja direktnog i ukrštenog pomerajnog odziva glavnog vretena sa držačem alata, moguće je izvesti sprezanje pomerajnih odziva glavnog vretena i fiktivnog alata. Treba napomenuti da je kao element koji se spreže sa glavnim vretenom usvojen fiktivni alat za koji su poznati sve karakteristike, i da su njegove dimenzije prilagođene dimenzijama standardnih alata, odnosno prečnik $\phi 16$ sa prepustom od 120[mm] odgovara dimenzijama standardnog alata za bušenje – burgije.

Sprezanjem pomerajnih odziva glavnog vretena i fiktivnog alata prečnika, u skladu sa izrazom 7.66, definisana je funkcija frekventnog odziva G_{11} , tačnije njen realni i imaginarni deo, koji su prikazani na slici 9.14.



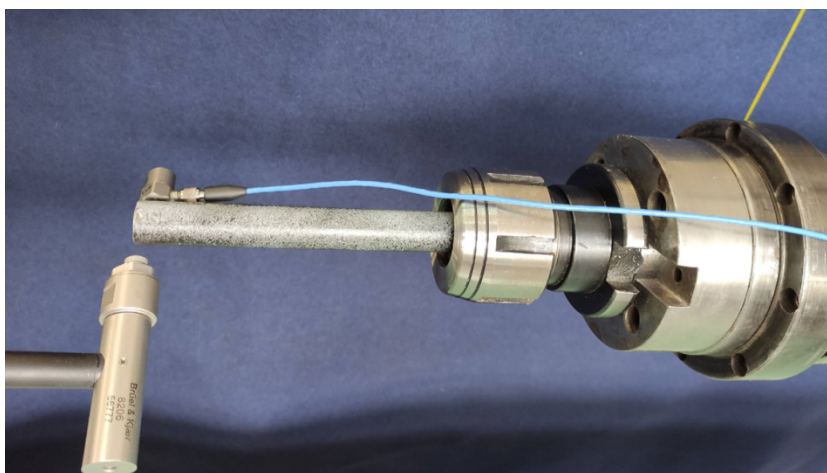
Slika 9.14 Realni i imaginarni deo funkcije frekventnog odziva G_{11}

Analizom prethodne slike, može se zaključiti da rezultujuća funkcija frekventnog odziva ima tri dominantne frekvencije (odnosno tri dominantna moda), i to na 230.1 [Hz], 476

[Hz], i na 510.6 [Hz]. Pored toga, moguće je uočiti još tri frekvencije sa znatno manjim uticajem na odziv sistema, i to na 285.4 [Hz], 755 [Hz], i na 817.2 [Hz].

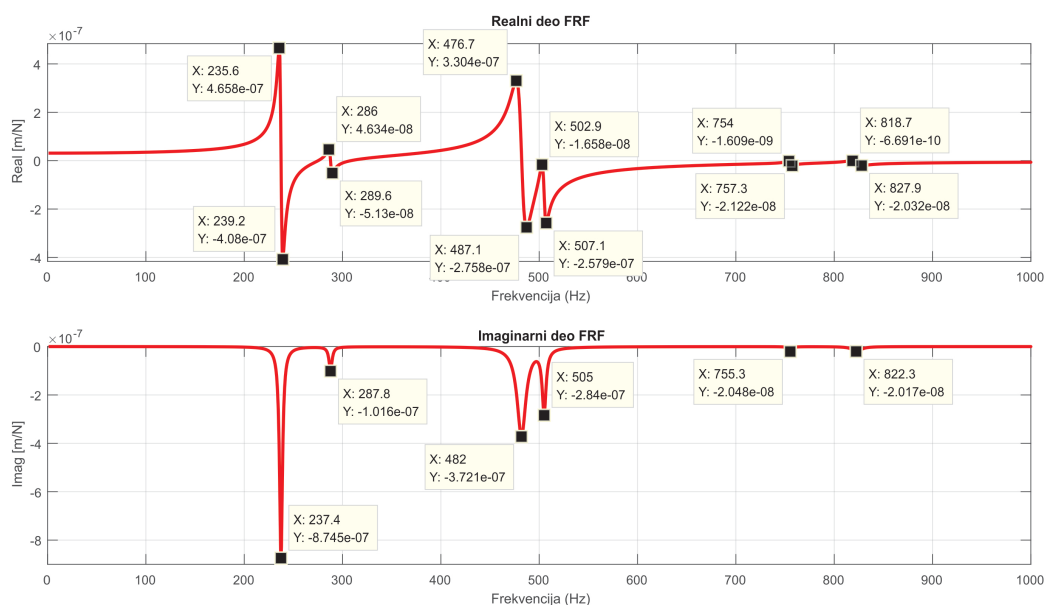
9.3.2 Eksperimentalna verifikacija sprezanja pomerajnih odziva elemenata sklopa glavnog vretena

Eksperimentalna verifikacija sprezanja pomerajnih odziva elemenata sklopa glavnog vretena, sprovedena je određivanjem direktne funkcija frekventnog odziva sistema glavno reteno – držač alata – fiktivni alat. U tu svrhu, u držač alata, koji je čvrsto postavljen u glavno vreteno, stegnut je fiktivni alat prečnika $\phi 16$ sa prepustom od 120[mm], a celokupan sistem je slobodno oslonjen na elastične oslonce. Direktna funkcija frekventnog odziva sistema određena je tako što su i generisanje pobude i merenje odziva sistema ostvarivani na vrhu fiktivnog alata (Slika 9.15).



Slika 9.15 Određivanje direktne FRF sklopa glavno vreteno – držač alata – fiktivni alat

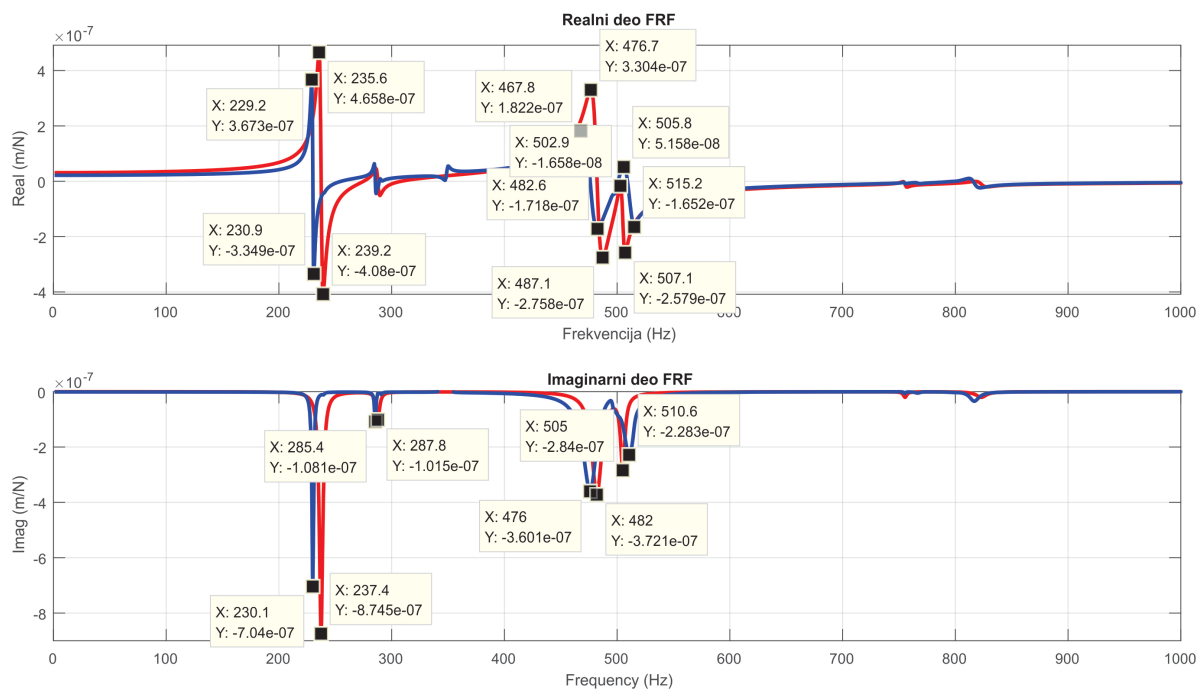
Primenom već prethodno pomenutog algoritma u *MatLAB* okruženju, analizirani su signali pobude i odziva i definisana je funkcija frekventnog odziva posmatranog sistema (Slika 9.16).



Slika 9.16 Realni i imaginarni deo eksperimentalno određene funkcije frekventnog odziva

Analizom prethodne slike, može se zaključiti da eksperimentalno određena funkcija frekventnog odziva sistema glavno vreteno – držač alata – fiktivni alat, ima takođe tri dominantne frekvencije (odnosno dominantna moda), i to na 237.4 [Hz], 482 [Hz] i 505 [Hz]. Pored toga, moguće je uočiti još tri frekvencije sa znatno manjim uticajem na odziv sistema, i to na 287.8 [Hz], 755.3 [Hz], i na 822.8 [Hz].

Poređenje karakterističnih frekvencija eksperimentalno definisane FRF i FRF definisane metodom sprežanja pomerajnih odziva prikazano je na slici 9.17, a procentualne greške predikovanih vrednosti u odnosu na eksperimentalne date su u tabeli 9.5.



Slika 9.17 Poređenje eksperimentalno definisane FRF i FRF definisane metodom sprežanja pomerajnih odziva

Tabela 9.5 Poređenje predikovanih vrednosti frekvencija u odnosu na eksperimentalne

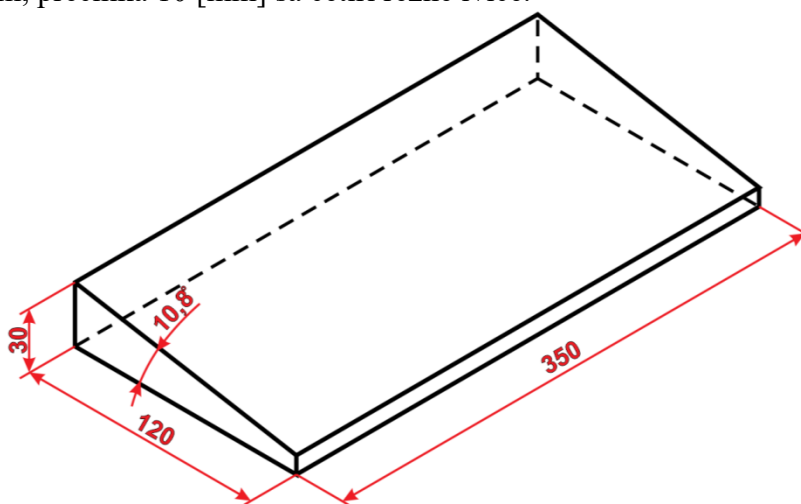
Dominantni mod	ω_i	Metoda sprežanja pomerajnih odziva	Eksperiment	odstupanje [%]
MOD 1	ω_{n1}	230,1 [Hz]	237,4 [Hz]	3 [%]
	ω_{11}	229,2 [Hz]	235,6 [Hz]	3 [%]
	ω_{12}	230,9 [Hz]	239,2 [Hz]	3,5 [%]
MOD 2	ω_{n2}	476 [Hz]	482 [Hz]	1 [%]
	ω_{21}	467,8 [Hz]	476,9 [Hz]	2 [%]
	ω_{22}	482,6 [Hz]	487,1 [Hz]	1 [%]
MOD 3	ω_{n3}	510,6 [Hz]	505 [Hz]	-1 [%]
	ω_{31}	505,8 [Hz]	502,9 [Hz]	-0,5 [%]
	ω_{32}	515,2 [Hz]	507,3 [Hz]	-1,5 [%]

Poređenjem vrednosti karakterističnih frekvencija iz tabele 9.5 može se uočiti da je najveće odstupanje između predikovanih i eksperimentalno određenih frekvencija na prvom modu, koji je ujedno i najdominantniji. Međutim, kako je maksimalno odstupanje svega 3,5[%], može se zaključiti da metoda sprežanja pomeraajnih odziva elemenata sistema daje zadovoljavajuće rezultate.

9.4 Verifikacija numeričkih modela za definisanje karte stabilnosti obradnih sistema

Verifikacija numeričkih modela za definisanje karte stabilnosti obradnih sistema sprovedena je u cilju analize primenljivosti predložene unapređene numeričke simulacije obrade. U tu svrhu, definisane su karte stabilnosti obradnog centra EMCO-1 primenom matematičkog modela Furijeovih redova i unapređene numeričke simulacije, i izvršeno je njihovo međusobno poređenje. Pored toga, rezultati ove verifikacije su poređeni sa rezultatima dobijenim eksperimentalnim ispitivanjima samopobudnih vibracija na obradnom centru EMCO-1.

Za definisanje karata stabilnosti potrebni su modalni parametri obradnog centra za koji se sprovodi ispitivanje, kao i karakteristike obratka i alata koji će biti korišćeni pri ispitivanju. U cilju usaglašavanja prikazanih modela, razmatrana je obrada radnog predmeta od aluminijuma Al7075 sa zakošenom gornjom površinom (Slika 9.18), alatom od brzoreznog čelika sa prevlakom, prečnika 10 [mm] sa četiri rezne ivice.



Slika 9.18 Crtež priprema za definisanje karte stabilnosti

9.4.1 Definisanje karte stabilnosti obradnog centra matematičkim modelom Furijeovih redova

Definisanje karte stabilnosti matematičkim modelima, kao što je prikazano u poglavlju 5, sprovodi se ili modelom srednjeg ugla kontakta alata u zahvatu ili modelom Furijeovih redova. Međutim, prema teoriji [133] za slučaj obrade višim brojevima obrtaja glavnog

vretena model Furijeovih redova daje tačnije rezultate, te je ovaj model usvojen za analizu primenljivosti predložene unapređene numeričke simulacije obrade.

U cilju definisanja karte stabilnosti primenom metode Furijeovih redova, kreiran je algoritam u *Matlab* programskom okruženju, koji značajno olakšava složeni matematički proračun svih potrebnih podataka.

Pored modalnih parametara, koji su određeni iz prikazanog realnog i imaginarnog dela FRF obradnog centra EMCO-1 (Tabela 9.4), i podataka o materijalu obratka (Tabela 9.1), za definisanje karte stabilnosti potrebni su i podaci o procesu obrade, koji su prikazani u tabeli 9.6.

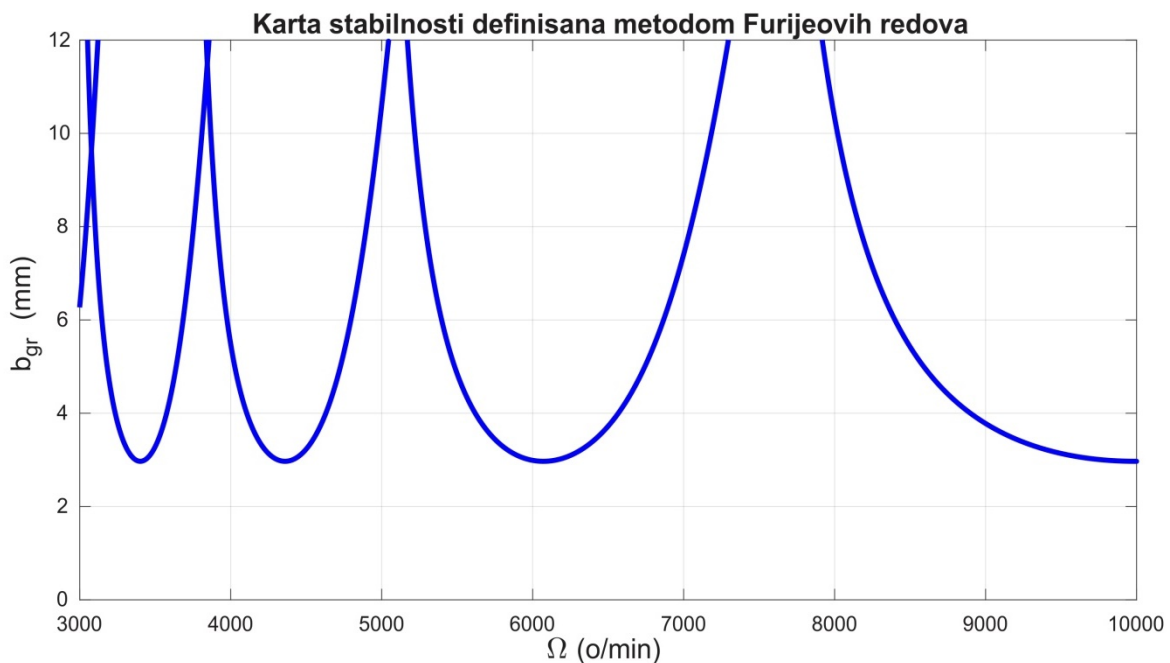
Tabela 9.6 Parametri potrebni za definisanje karte stabilnosti

$\phi_{st} = 0^\circ$	- ugao ulaza alata u zahvat
$\phi_{ex} = 180^\circ$	- ugao izlaza alata iz zahvata
$d = 10$ [mm]; $N_t = 4$	- prečnik i broj zuba alata

Za posmatrani opseg mogućih frekvencija samopobudnih vibracija, primenom jednačina 9.1 i 9.2 i na bazi podataka prikazanih u tabeli 9.6, definisana je granica stabilnosti obradnog centra EMCO-1, prikazana na karti stabilnosti (Slika 9.19).

$$b_{gr} = \frac{2\pi\Lambda_R}{N_t K_t} (1 + \kappa^2) \tag{9.1}$$

$$\Omega = \frac{60}{N_t T} \tag{9.2}$$



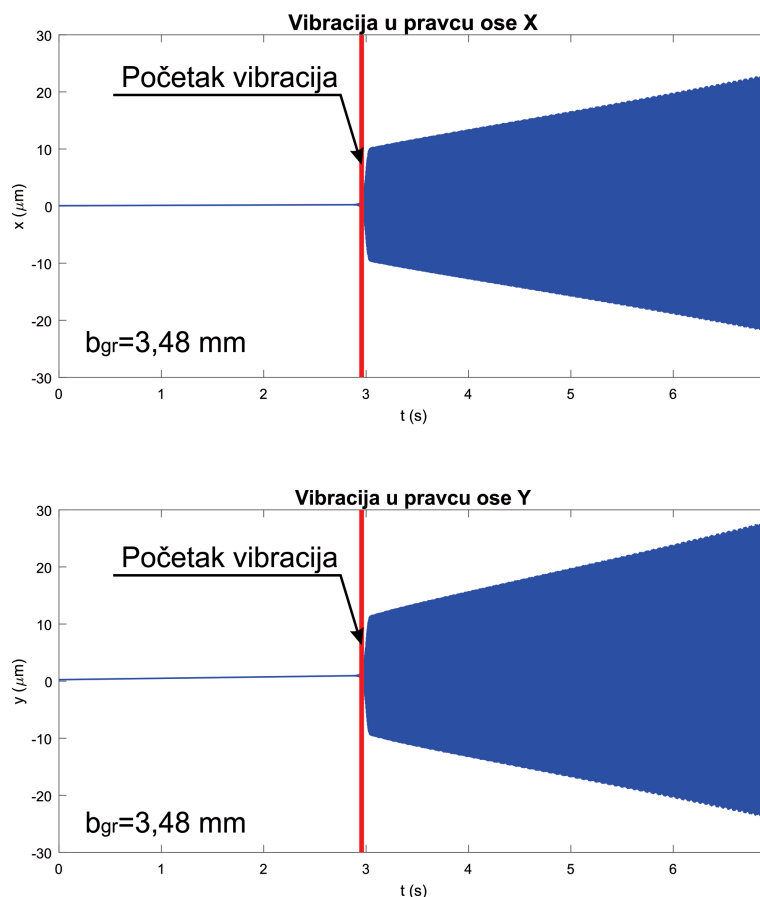
Slika 9.19 Karta stabilnosti obradnog centra EMCO-1 definisana metodom Furijeovih redova

9.4.2 Definisane karte stabilnosti unapređenom numeričkom simulacijom

Metodologijom prikazanom u petom poglavlju, u cilju definisanja graničnih dubina rezanja za pojedinačne brojeve obrtaja, sprovedena je unapređena numerička simulacija glodanja zakošene površine obratka od aluminijuma Al7075 (Slika 9.18).

U cilju prilagođavanja analitički definisanoj karti stabilnosti, simulacija rezanja je sprovedena za opseg brojeva obrtaja od 2500 [o/min] do 10000 [o/min], pri čemu je inkrement brojeva obrtaja iznosio 125 [o/min]. Pored toga, treba napomenuti da je brzina pomoćnog kretanja iznosila 0,02 [mm/zubu], i da je ugao zakošenja radnog predmeta 10,8°, kao i da su za simulaciju korišćeni parametri prikazani u tabeli 9.6.

Za svaki posmatrani broj obrtaja, unapređena numerička simulacija procesa obrade kao rezultat daje očekivanu amplitudu vibracije vrha alata u pravcu osa X i Y . Na bazi tog dijagrama, na već objašnjen način, određena je granična dubina rezanja. Slika 9.20 prikazuje rezultat simulacije za broj obrtaja glavnog vretena 4500 [o/min].



Slika 9.20 Rezultat unapređene numeričke simulacija obrade za broj obrtaja glavnog vretena 4500 [°/min]

Na isti način, sprovedena je unapređena numerička simulacija obrade za sve ostale brojeve obrtaja glavnog vretena u predviđenom opsegu, i određene su odgovarajuće granične dubine rezanja, koje su prikazane u tabeli 9.7.

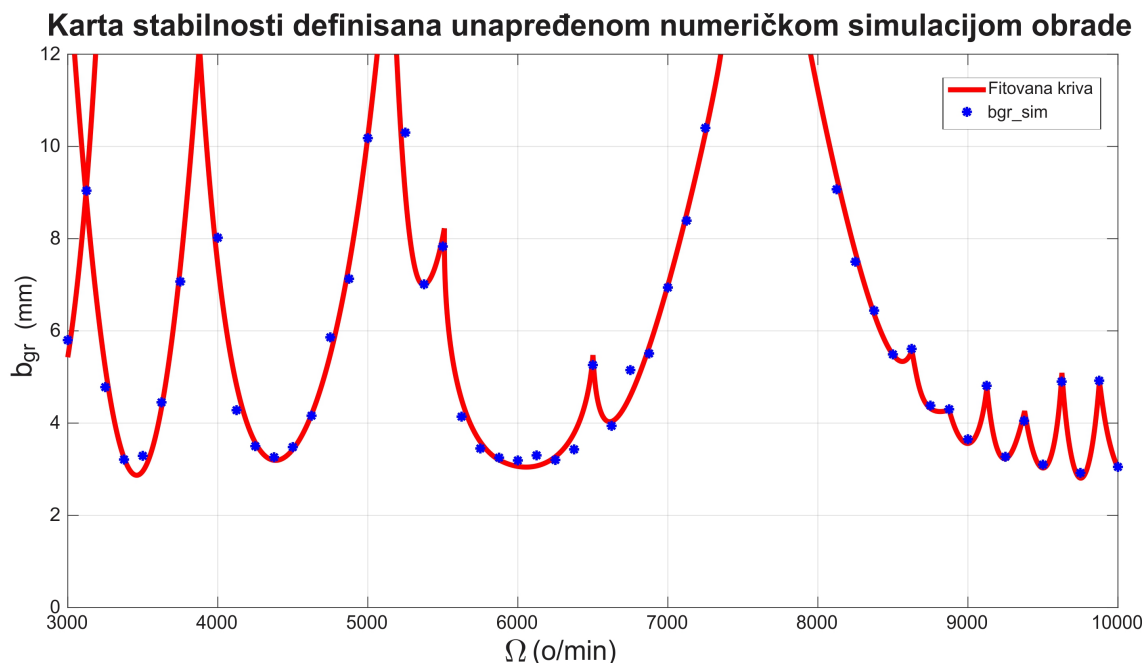
Tabela 9.7 Granične dubine rezanja određene unapređenom numeričkom simulacijom obrade

Redni broj simulacije	Broj obrtaja glavnog vretena [o/min]	Granična dubina rezanja [mm]
1	2500	4,66
2	2625	7,12
3	2750	3,97
4	2875	3,45
5	3000	5,8
6	3125	9,04
7	3250	4,78
8	3375	3,21
9	3500	3,29
10	3625	4,45
11	3750	7,07
12	3875	12,18
13	4000	8,02
14	4125	4,28
15	4250	3,5
16	4375	3,26
17	4500	3,48
18	4625	4,16
19	4750	5,86
20	4875	7,13
21	5000	10,18
22	5125	14,17
23	5250	10,3
24	5375	7,01
25	5500	7,83
26	5625	4,14
27	5750	3,45
28	5875	3,25
29	6000	3,19
30	6125	3,3
31	6250	3,2
32	6375	3,43
33	6500	5,26
34	6625	3,94
35	6750	5,15
36	6875	5,51
37	7000	6,94
38	7125	8,39
39	7250	10,4
40	7375	12,61
41	7500	15,8
42	7625	18,33
43	7750	18,24

Tabela 9.7 Granične dubine rezanja određene unapređenom numeričkom simulacijom obrade (nastavak 1)

44	7875	13,25
45	8000	15,15
46	8125	9,07
47	8250	7,5
48	8375	6,44
49	8500	5,49
50	8625	5,61
51	8750	4,38
52	8875	4,3
53	9000	3,65
54	9125	4,81
55	9250	3,27
56	9375	4,05
57	9500	3,1
58	9625	4,9
59	9750	2,92
60	9875	4,92
61	10000	3,05

Da bi se na osnovu ovih podataka dobila karta stabilnosti, potrebno je definisati aproksimativnu krivu kroz vrednosti prikazane u tabeli 9.7, primenom polinoma n-tog stepena. Aproksimacija, tj. fitovanje krive linije, izvršeno je primenom *Matlab* softverskog okruženja. Na ovaj način dobijena je karta stabilnosti (Slika 9.21), na kojoj je crvenom bojom prikazana aproksimirana linija koja prolazi kroz tačke dobijene simulacijom (prikazane plavom bojom).



Slika 9.21 Karta stabilnosti obradnog centra EMCO-1 definisana unapređenom numeričkom simulacijom glodanja

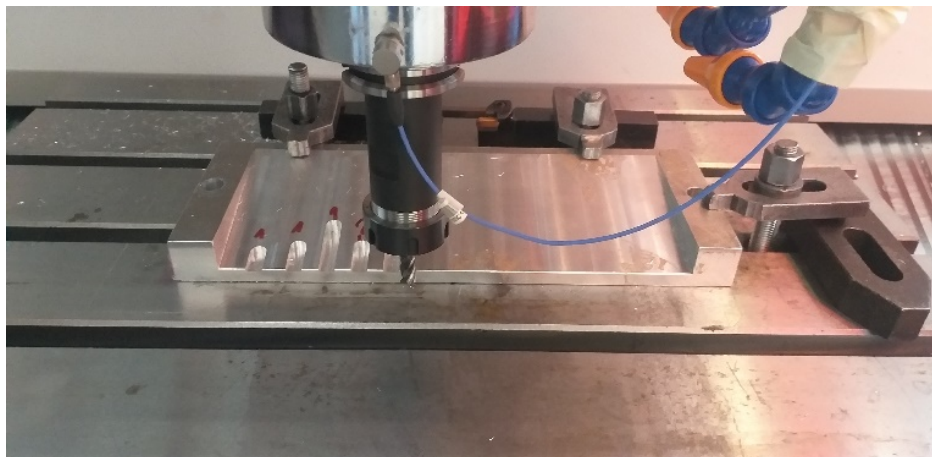
9.5 Verifikacija eksperimentalnih metoda za definisanje karte stabilnosti obradnih sistema

Eksperimentalno definisanje karte stabilnosti sprovedeno je već poznatom metodom analize frekventne karakteristike signala vibracija, i inovativnom metodom tangenti, koja je predložena u ovom radu. Ispitivanja su izvedena na obradnom centru EMCO-1, obradom radnog predmeta od aluminijuma Al7075 sa zakošenom gornjom površinom (Slika 9.22), vretenastim glodalom od brzoreznoog čelika prečnika $\phi 10$ [mm].



Slika 9.22 Pripremak od Al7075 za eksperimentalno ispitivanje samopobudnih vibracija

Osnovni cilj ovog eksperimentalnog ispitivanja je analiza primenljivosti predložene inovativne metode tangenti, odnosno provera njene tačnosti u odnosu na metodu analize frekventne karakteristike signala vibracija. U tu svrhu, sproveden je niz eksperimenata pri kojima je variran broj obrtaja glavnog vretena u rasponu od 2000 [o/min] do 11500 [o/min], dok je pomak po zubu bio konstantan i iznosio je 0,02 [mm/z]. Obradak, zahvaljujući svom zakošenom obliku, omogućava kontinualno povećanje dubine rezanja u pravcu brzine pomoćnog kretanja (Y osa mašine alatke), dok se broj obrtaja glavnog vretena povećava svakim sledećim prolazom alata. Inkrement povećanja brojeva obrtaja iznosio je 250 [o/min]. U trenutku nastanka samopobudnih vibracija, pomoćno kretanje se zaustavlja, alat se pomera u pravcu X ose mašine i eksperiment se ponavlja za sledeći broj obrtaja glavnog vretena. Tokom svakog eksperimenta snimane su vibracije glavnog vretena pomoću dijagnostičke instrumentacije, koja se sastoji od senzora ubrzanja (akcelerometra) PCB 352C33 (Slika 9.5a) i A/D kartice *National Instrumets* USB-4432 (Slika 9.5b). Da bi što bolje bio detektovan nastanak samopobudnih vibracija, senzor ubrzanja se postavlja što bliže zoni rezanja, te je u ovom slučaju on fiksiran na spoljašnju čauru glavnog vretena obradnog centra EMCO-1 (Slika 9.23). Signal sa senzora ubrzanja se pomoću A/D kartice prikazuje u vremenskom domenu i snima u memoriju računara u matričnom obliku.



Slika 9.23 Pozicija senzora ubrzanja pri eksperimentalnom definisanju karte stabilnosti obradnog centra EMCO-1

U cilju sprečavanja oštećenja elemenata obradnog centra EMCO-1, maksimalna dubina rezanja je ograničena na 8 [mm]. Zbog toga, za neke vrednosti brojeva obrtaja glavnog vretena nije moguće odrediti tačnu vrednost granične dubine rezanja ukoliko je ona veća od 8 [mm].

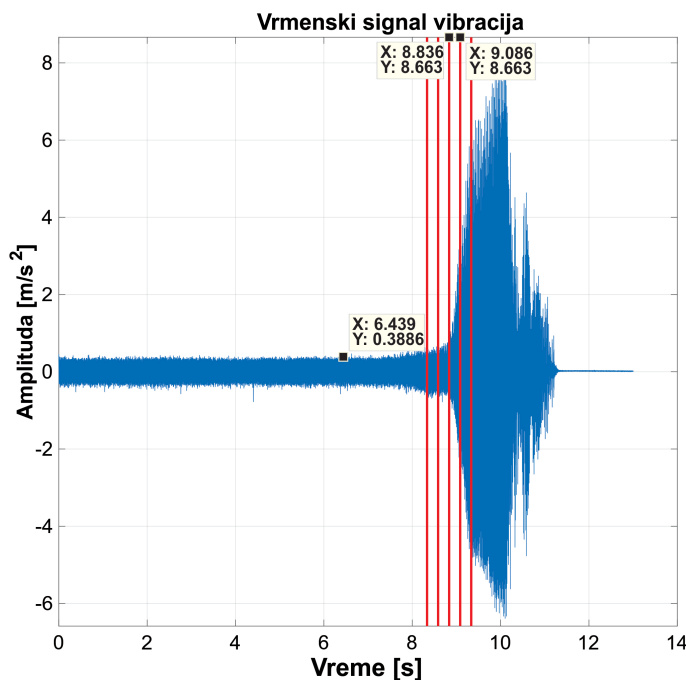
Iako je trenutak nastanka samopobudnih vibracija određivan subjektivno na osnovu zvuka, analizom signala senzora ubrzanja, tj. primenom prethodno pomenutih metoda, moguće je za svaki eksperiment odrediti graničnu dubinu rezanja. Definisanjem aproksimativne krive linije kroz vrednosti eksperimentalno određenih graničnih dubina rezanja, definiše se karta stabilnosti za analizirani obradni sistem.

9.5.1 Eksperimentalno definisanje karte stabilnosti metodom analize frekventne karakteristike signala vibracija

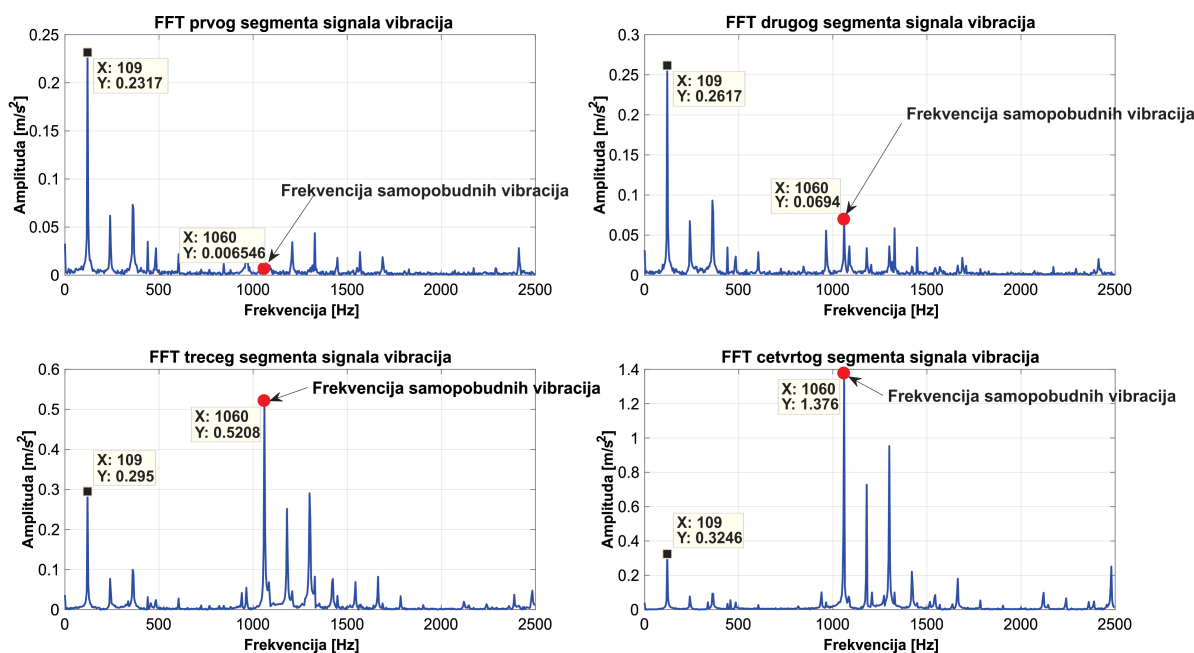
Definisanje karte stabilnosti metodom analize frekventne karakteristike signala vibracija, zasniva se na činjenici da samopobudne vibracije pri obradi rezanjem nastaju kada se frekvencija pobude (prinudne vibracije, varijacija intenziteta sile rezanja usled regenerativnog efekta, ili neki drugi vid eksterne pobude) poklopi sa sopstvenom frekvencijom tzv. kritičnog elementa u petlji MAPO.

Vremenski signal vibracija, snimljen pri obradi kontinualno promenljivom dubinom rezanja, sadrži informacije o vibraciji alata za odgovarajući opseg dubina rezanja, odnosno od početka do kraja rezanja. Da bi se dobile informacije o graničnoj dubini na kojoj dolazi do nastanka samopobudnih vibracija, vremenski signal za svaki izvedeni eksperiment je podeljen na n jednakih delova sa inkrementom 0,25 [s], a zatim je svaki od tih delova transformisan u frekventni domen, primenom brze Furijeove transformacije. Na ovaj način, za svaki definisani vremenski opseg posmatraju se frekvencije vibracija, te je moguće detektovati nastanak i porast amplitude frekvencije samopobudnih vibracija.

Na slici 9.24 je prikazan vremenski signal vibracija pri obradi sa 6500 [o/min] glavnog vretena, gde je, radi preglednosti dijagrama, izdvojeno samo četiri segmenta u području naglog skoka amplitude vibracija. Na svakom od ta četiri segmenta signala sprovedena je brza Furijeova transformacija i dobijeni su odgovarajući dijagrami (Slika 9.25).



Slika 9.24 Vremenski signal vibracija za obradu sa 6500 [o/min] sa izdvojenim segmentima



Slika 9.25 FFT segmenata signala vibracija za obradu sa 6500 [o/min]

Na prve dve slike, koje su definisane primenom brze Furijeove transformacije na prva dva segmenta signala vibracija, izdvaja se osnovna frekvencija obrtanja alata na 109 [Hz] (≈ 6500 [°/min]) i njeni harmonici. Na ostale dve slike, pored osnovne frekvencije obrtanja alata, pojavljuje se i frekvencija bliska sopstvenoj frekvenciji alata, koja predstavlja i frekvenciju samopobudnih vibracija (≈ 1060 [Hz]). Analizom amplituda na frekvenciji od 1060 [Hz], može se zaključiti da samopobudne vibracije nastaju u trećem izdvojenom segmentu vremenskog signala vibracija. Trenutak nastanka vibracija određuje se na bazi poznatog vremena početka ($T_{s_poč}$) i kraja (T_{s_kr}) trećeg izdvojenog segmenta vibracija, primenom geometrijske sredine. Uzimajući u obzir poznato vreme početka rezanja (T_{start}),

brzinu pomoćnog kretanja pri obradi (v_p) i ugao nagiba kose površine obratka (α_0), određuje se granična dubina rezanja za konkretne režime rezanja (9.3).

$$b_{gr} = \left(\left(\frac{T_{s_{\dot{p}o}} - T_{s_{kr}}}{2} \right) - T_{start} \right) \cdot \frac{v}{60} \cdot \tan \alpha \quad (9.3)$$

Na isti način analizirani su vremenski signali vibracija za sve izvedene eksperimente, a rezultati su prikazani u tabeli 9.8.

Tabela 9.8 Eksperimentalne granične dubine rezanja određene metodom analize frekventne karakteristike signala vibracija

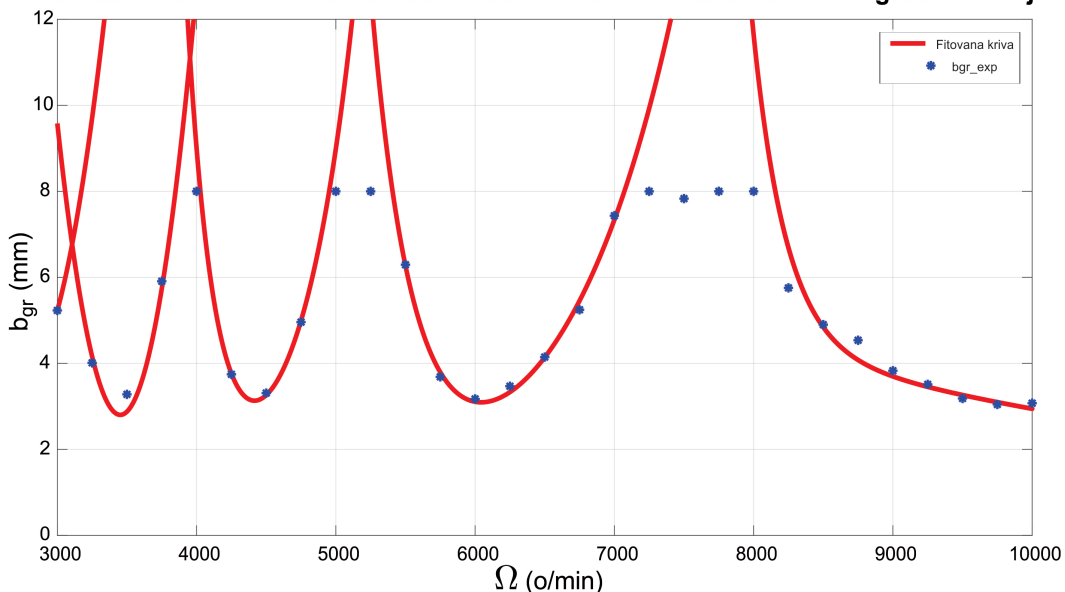
Redni broj eksperimenta	Broj obrtaja glavnog vretena [o/min]	Brzina rezanja [mm/min]	Granična dubina rezanja [mm]
1	2000	160	2,35
2	2250	180	2,62
3	2500	200	5,28
4	2750	220	3,75
5	3000	240	5,23
6	3250	260	4,01
7	3500	280	3,28
8	3750	300	5,91
9	4000	320	8
10	4250	340	3,75
11	4500	360	3,31
12	4750	380	4,96
13	5000	400	8
14	5250	420	8
15	5500	440	6,3
16	5750	460	3,67
17	6000	480	3,17
18	6250	500	3,47
19	6500	520	4,15
20	6750	540	5,25
21	7000	560	7,43
22	7250	580	8
23	7500	600	7,83
24	7750	620	8
25	8000	640	8
26	8250	660	5,75
27	8500	680	4,9
28	8750	700	4,54
29	9000	720	3,83
30	9250	740	3,51
31	9500	760	3,18

Tabela 9.8 Eksperimentalne granične dubine rezanja određene metodom analize frekventne karakteristike signala vibracija (nastavak 1)

32	9750	780	3,04
33	10000	800	3,07
34	10250	820	2,57
35	10500	840	1,9
36	10750	860	2,03
37	11000	880	2,49
38	11250	900	2,72
39	11500	920	3,45

Da bi se definisala karta stabilnosti na bazi eksperimentalnih vrednosti dobijenih metodom analize frekventne karakteristike signala vibracija, potrebno je definisati aproksimativnu krivu kroz vrednosti prikazane u tabeli 9.8 polinomom n -tog stepena. I u ovom slučaju, aproksimacija, tj. fitovanje krive linije, izvršena je kreiranjem algoritma u *Matlab* softverskom okruženju. Na ovaj način dobijena je karta stabilnosti (Slika 9.26) na kojoj je crvenom bojom prikazana aproksimirana linija koja prolazi kroz tačke dobijene analizom frekventne karakteristike signala (prikazane plavom bojom).

Karta stabilnosti definisana metodom analize frekventne karakteristike signala vibracija



Slika 9.26 Karta stabilnosti definisana metodom analize frekventne karakteristike signala vibracija

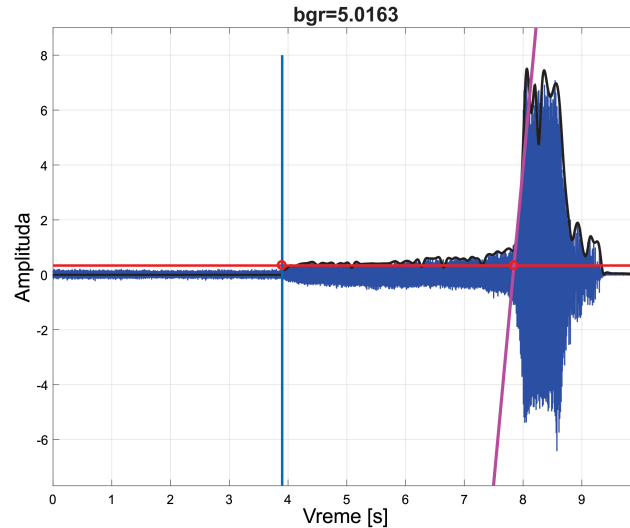
9.5.2 Eksperimentalno definisanje karte stabilnosti inovativnom metodom tangenti

Eksperimentalni rezultati, definisani obradom kontinualno promenljivom dubinom rezanja, mogu se analizirati i metodom tangenti, koja je opisana u šestom poglavlju ovog rada.

Vremenski signali vibracija korišćeni za analizu frekventne karakteristike signala, primenjeni su i za definisanje eksperimentalne karte stabilnosti metodom tangenti. Na slici 9.27 prikazana je primena inovativne metode tangenti na signal senzora ubrzanja snimljen pri

obradi sa 4750 [o/min] glavnog vretena, pri čemu je određena granična dubina rezanja koja iznosi 5,016[mm].

Na isti način određene su granične dubine rezanja za sve sprovedene eksperimente, i one su prikazane u tabeli 9.9.



Slika 9.27 Određivanje granične dubine rezanja metodom tangenti za obradu sa 4750 [o/min]

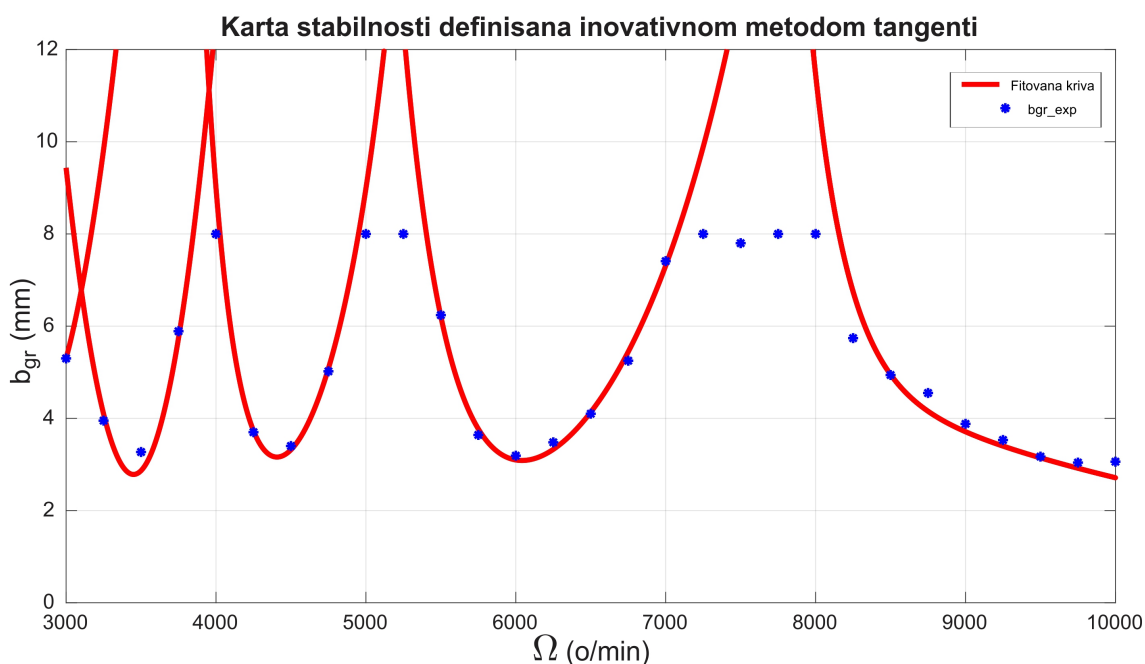
Tabela 9.9 Granične dubine rezanja određene inovativnom metodom tangenti

Redni broj eksperimenta	Broj obrtaja glavnog vretena [o/min]	Brzina rezanja [mm/min]	Granična dubina rezanja [mm]
1	2000	160	2,37
2	2250	180	2,62
3	2500	200	5,24
4	2750	220	3,77
5	3000	240	5,3
6	3250	260	3,95
7	3500	280	3,27
8	3750	300	5,89
9	4000	320	>8
10	4250	340	3,7
11	4500	360	3,3
12	4750	380	5,02
13	5000	400	>8
14	5250	420	>8
15	5500	440	6,24
16	5750	460	3,64
17	6000	480	3,19
18	6250	500	3,48
19	6500	520	4,1
20	6750	540	5,25

Tabela 9.9 Granične dubine rezanja određene inovativnom metodom tangenti (nastavak 1)

21	7000	560	7,41
22	7250	580	>8
23	7500	600	7,8
24	7750	620	>8
25	8000	640	>8
26	8250	660	5,74
27	8500	680	4,94
28	8750	700	4,55
29	9000	720	3,88
30	9250	740	3,53
31	9500	760	3,17
32	9750	780	3,04
33	10000	800	3,06
34	10250	820	2,53
35	10500	840	1,89
36	10750	860	2
37	11000	880	2,48
38	11250	900	2,71
39	11500	920	3,43

Definisanje karte stabilnosti na bazi eksperimentalnih vrednosti dobijenih metodom tangenti, kao i u slučaju metode analize frekventne karakteristike signala vibracija, izvodi se aproksimacijom krive kroz vrednosti prikazane u tabeli 9.9 polinomom n-tog stepena. Na ovaj način dobijena je karta stabilnosti (Slika 9.28) na kojoj je crvenom bojom prikazana aproksimirana linija koja prolazi kroz tačke dobijene inovativnom metodom tangenti (prikazane plavom bojom).



Slika 9.28 Karta stabilnosti definisana inovativnom metodom tangenti

9.5.3 Uporedna analiza metoda za definisanje karata stabilnosti obradnih sistema

Kao što je već napomenuto, metoda definisanja karte stabilnosti primenom Furijeovih redova, predstavlja široko rasprostranjenu metodu za analizu stabilnosti obradnih sistema. Stoga, da bi se analizirala primenljivost metode definisanja karte stabilnosti unapređenom numeričkom simulacijom obrade, potrebno je izvršiti poređenje predložene metode kako sa metodom Furijeovih redova, tako i sa eksperimentalnim metodama, što je u ovom slučaju inovativna metoda tangenti.

Analiza primenljivosti predložene metode unapređenom numeričkom simulacijom obrade sprovedena je primenom koeficijenta korelacije. Naime, u nastavku je definisan koeficijent korelacije između karata stabilnosti dobijenih metodom Furijeovih redova, unapređenom numeričkom simulacijom obrade i inovativnom metodom tangenti. Kao referentna vrednost, usvojena je karta stabilnosti definisana inovativnom metodom tangenti, jer je jedino ta metoda eksperimentalna i kao takva se smatra najtačnijom od svih.

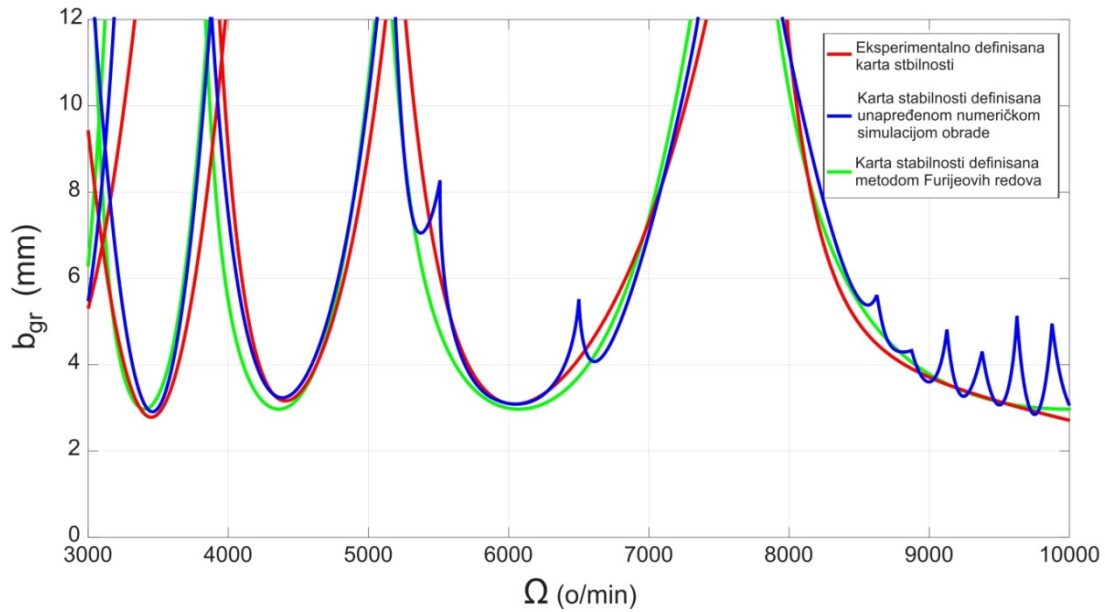
Koeficijent korelacije [189] je mera „jačine“ linearne veze između dve poređene vrednosti, i njegova vrednost može da bude između 0 i 1. Kada se koeficijent korelacije približava jedinici, znači da je linearna veza između poređenih vrednosti *jaka*, a kada se koeficijent korelacije približava nuli, znači da između poređenih vrednosti ne postoji linearna veza.

Kao empirijsko pravilo prihvata se sledeće:

- koeficijent korelacije do 0,30 pokazuje sasvim neznatnu linearnu vezu između poređenih vrednosti i nesigurnog je značenja, naročito ako je broj članova mali;
- koeficijent korelacije između 0,50 i 0,70 pokazuje značajnu linearnu vezu koja ima praktičnu važnost;
- koeficijent korelacije od 0,70 do 0,90 pokazuje tesnu vezu;
- koeficijent korelacije veći od 0,90 znači vrlo tesnu vezu.

Treba napomenuti da je koeficijent korelacije neimenovan broj, to jest ne zavisi od jedinica kojima su izražene vrednosti koje se porede.

U cilju određivanja koeficijenta korelacije između do sada definisanih karata stabilnosti, kreiran je dijagram na kome su preklopljene sve tri karte stabilnosti (Slika 9.29).



Slika 9.29 Preklopljene karte stabilnosti definisane eksperimentalno, unapređenom numeričkom simulacijom obrade i metodom Furijeovih redova

Sa ovog dijagrama, sa sve tri karte stabilnosti je izvršeno očitavanje vrednosti graničnih dubina rezanja za brojeve obrtaja od 3000 do 10000 [o/min], sa inkrementom od 200 [o/min]. Na osnovu ovih vrednosti određeni su koeficijenti korelacije prikazani u tabeli 9.10.

Tabela 9.10 Koeficijenti korelacije za poređene vrednosti graničnih dubina rezanja

Redni broj	Poređene metode definisanja karte stabilnosti	Koeficijent korelacije
1.	Unapređena numerička simulacija glodanja - Eksperiment	0,954
2.	Furijeovi redovi - Eksperiment	0,915
3.	Unapređena numerička simulacija glodanja - Furijeovi redovi	0,983

Na osnovu definisanih koeficijenata korelacije, može se zaključiti da i unapređena numerička simulacija obrade i metoda Furijeovih redova, u poređenju sa eksperimentalnim rezultatima, daju dobre rezultate, odnosno vrlo tesnu vezu između poređenih vrednosti (koeficijent korelacije preko 0,9). Međutim, neophodno je uočiti da unapređena numerička simulacija obrade daje nešto bolje rezultate (koeficijent korelacije sa eksperimentalnim rezultatima 0,954) u odnosu na metodu Furijeovih redova (koeficijent korelacije sa eksperimentalnim rezultatima 0,915).

Pored toga, koeficijent korelacije između unapređene numeričke simulacije obrade i metode Furijeovih redova pokazuje da je veza između poređenih vrednosti za ova dva metoda izrazito jaka (koeficijent korelacije 0,983).

Ovo blago povećanje tačnosti u definisanju granice stabilnosti obradnih sistema, predstavlja osnovnu prednost simulacije obrade kose površine u odnosu na metodu Furijeovih redova. Pored toga, unapređena numerička simulacija obrade omogućava brzo određivanje granične dubine rezanja za konkretan broj obrtaja, što omogućava jednostavnu primenu ove metode u radioničkim uslovima.

9.5.4 Ispitivanje uticaja samopobudnih vibracija na kvalitet obrađene površine

Kao jedan od najizraženijih negativnih aspekata samopobudnih vibracija, najčešće se pominje povećanje hrapavosti obrađene površine. Zbog toga, ova činjenica može biti iskorišćena u cilju detekcije pojave samopobudnih vibracija, kao i u cilju određivanja granične dubine rezanja.

Pri obradi glodanjem vibracije alata se direktno preslikavaju na obrađenu površinu, stoga, pojavom samopobudnih vibracija pri obradi dolazi do povećanja amplitude vibriranja alata, a samim tim i do povećanja hrapavosti obrađene površine. Iako se tragovi vibracije alata oslikavaju i na površini obrađenoj čeonim delom alata, na površinama obrađenim bočnim stranama alata ti tragovi su izraženiji. Imajući to u vidu, u eksperimentalnim uslovima, na bazi kvaliteta obrađene površine, moguće je odrediti granicu stabilnosti obradnog sistema.

Za analizu uticaja samopobudnih vibracija na kvalitet obrađene površine, iskorišćeni su uzorci već obrađeni pri eksperimentalnim ispitivanjima samopobudnih vibracija za određivanje granične dubine rezanja inovativnom metodom tangenti.

Pri prikazanim eksperimentalnim ispitivanjima širina obrade je bila jednaka prečniku glodala (obrada žleba), te se hrapavost obrađene površine može posmatrati na levoj i na desnoj strani obrađenog žleba, za svaki uzorak. Treba napomenuti da je leva strana žleba obrađena suprotnosmernim, a desna istosmernim glodanjem.

U cilju analize uticaja samopobudnih vibracija na kvalitet obrađene površine, izdvojena su tri uzorka koji odgovaraju eksperimentalnim ispitivanjima samopobudnih vibracija sa rednim brojevima 15, 16 i 17 (Slika 9.30).



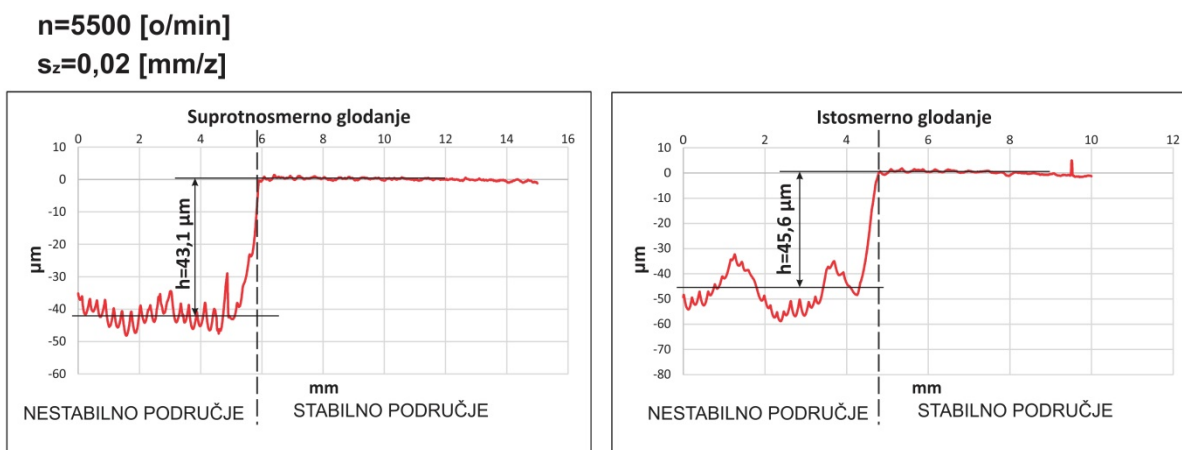
Slika 9.30 Izdvojeni uzorci za analizu hrapavosti obrađene površine

Merenje hrapavosti i snimanje profila obrađene površine na izdvojenim uzorcima, izvršeno je na uređaju za ispitivanje hrapavosti HOMMELWERKE LV-50 (Slika 9.31).



Slika 9.31 Uređaj za merenje hrapavosti HOMMELWERKE LV-50

Za svaki uzorak merena je hrapavost bočnih strana obrađenog žleba, vodeći računa o dužini merenja, kako bi na istom profilu bila uočljiva hrapavost obrađene površine i pri stabilnoj i pri nestabilnoj obradi. Kao rezultat ispitivanja, za svaki uzorak definisani su parametri hrapavosti i talasosti obrađene površine, kao i rastojanje srednje linije profila hrapavosti za slučaj stabilne i obrade pri pojavi samopobunih vibracija. Na slici 9.32 prikazan je rezultat merenja za eksperiment 15, tj. za slučaj obrade brojem obrtaja 5500 [o/min] i pomakom 0,02 [mm/z].



Slika 9.32 Hrapavost obrađene površine za obradu brojem obrtaja glavnog vretena od 5500 [o/min] i pomak po zubu 0,02 [mm/z]

Kao parametri kvaliteta obrađene površine usvojeni su parametri hrapavosti Ra i Rz, i talasitosti obrađene površine Wa i Wz. U tabeli 9.11 prikazani su izmereni parametri kvaliteta obrađene površine za tri izdvojena eksperimenta.

Tabela 9.11 Parametri kvaliteta obrađene površine za tri izdvojena eksperimenta

Parametar kvaliteta obrađene površine	Eksperiment 15				Eksperiment 16				Eksperiment 17			
	Suprotnosmerno		Istosmerno		Suprotnosmerno		Istosmerno		Suprotnosmerno		Istosmerno	
	stabilno	SPV	stabilno	SPV	stabilno	SPV	stabilno	SPV	stabilno	SPV	stabilno	SPV
Ra [μm]	0,204	2,012	0,3	1,32	0,346	2,484	0,217	1,095	0,33	1,77	0,193	1,347
Rz [μm]	1,251	9,534	2,649	6,063	4,009	11,98	1,595	5,029	1,983	10,27	1,484	6,178
Wa [μm]	0,07	1,485	0,14	5,38	0,314	0,889	0,106	0,587	0,186	0,672	0,262	0,693
Wz [μm]	0,26	3,741	0,501	10,33	0,949	3,115	0,385	2,089	0,837	2,778	0,533	1,856
h [μm]	43,1		45,6		25,96		30,23		23,6		8,2	

Na bazi parametara kvaliteta obrađene površine (Tabela 9.11) može se zaključiti da nastanak samopobudnih vibracija u procesu rezanja, za slučaj obrade legure aluminijuma Al7075, utiče na hrapavost obrađene površine tako što se vrednosti parametara Ra i Rz povećavaju i do 10 puta. Uticaj samopobudnih vibracija je još izraženiji na talasastost obrađene površine, jer može dovesti do povećanja parametara Wa i Wz i do 38 puta. Pored toga, ako se posmatra suprotnosmerno i istosmerno glodanje, može se zaključiti da dolazi do značajnije promene parametara hrapavosti pri nastanku samopobudnih vibracija u slučaju suprotnosmerne obrade nego u slučaju istosmerne. Ovakva zavisnost se ne može uočiti za parametre talasastosti obrađene površine.

Takođe, parametar h pokazuje koliko se pomeri srednja linija profila obrađene površine pojavom samopobudnih vibracija. Na osnovu tog parametra, može se zaključiti da pojavom samopobudnih vibracija u procesu rezanja, dolazi i do značajnog povećanja netačnosti obrade.

Merenjem hrapavosti i profila obrađene površine može se steći globalni utisak o uticaju samopobudnih vibracija na kvalitet obrađene površine. Međutim, na ovaj način, tj. primenom prikazane merne opreme, nije moguće odrediti graničnu dubinu rezanja. Zbog toga, kao i zbog činjenice da su tragovi vibracija jasno uočljivi, ispitivani uzorci su snimani svetlosnim mikroskopom a granična dubina rezanja je merena direktno sa snimljenih fotografija.

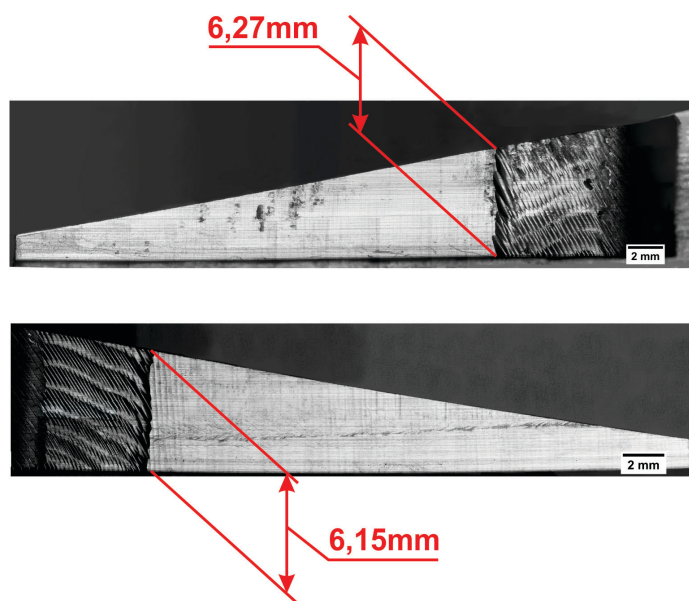
Snimanje uzoraka izvedeno je pomoću svetlosnog mikroskopa *Leitz Orthoplan* (Slika 9.33), koji ima mogućnost uvećanja 10, 50 i 100 puta. Pored toga, mikroskop je povezan sa PC računarnom, tako da je omogućen transfer snimljenih fotografija u memoriju računara. Poznavanje korišćenog uvećanja pri ispitivanju i veličine fotografija koje mikroskop snima, omogućavaju definisanje tačne razmere snimljenih fotografija uzoraka, a samim tim i merenje granične dubine rezanja na njima.



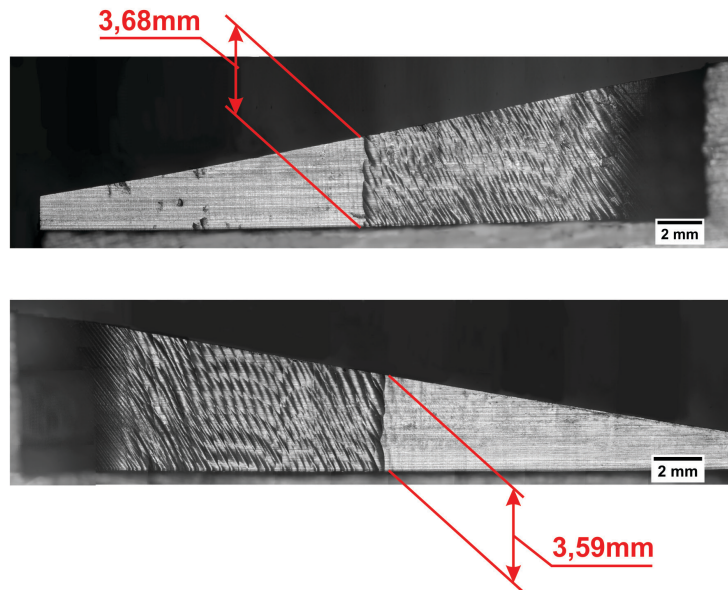
Slika 9.33 Svetlosni mikroskop Leitz Orthoplan

Definisanje razmere snimljenih fotografija uzoraka, i merenje granične dubine rezanja za svaki uzorak sprovedeno je primenom softverskog sistema za analizu mikroskopskih snimaka *ImageJ* [67].

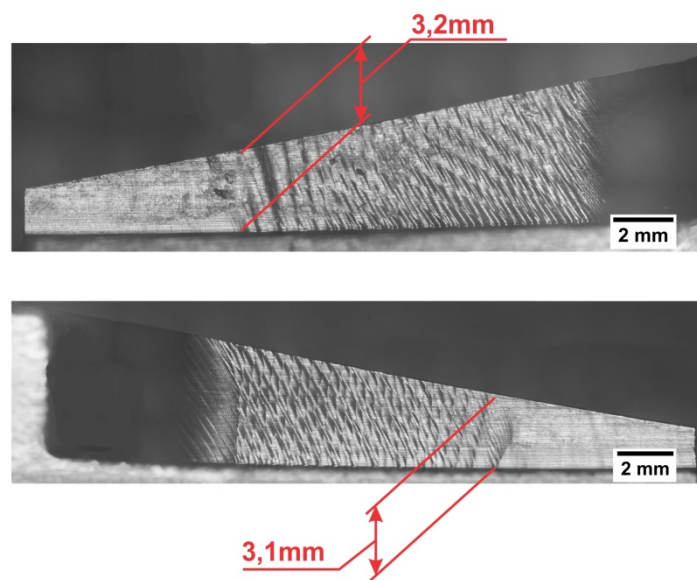
Merenjem granične dubine rezanja na osnovu mikroskopskih snimaka obrađene površine, za eksperimentalna ispitivanja samopobudnih vibracija pod rednim brojem 15, 16 i 17 (Slika 9.34, Slika 9.35, Slika 9.36), dobijene su vrednosti prikazane u tabeli 9.12.



Slika 9.34 Granična dubina rezanja za eksperiment broj 15 ($\Omega=5500[o/min]$)



Slika 9.35 Granična dubina rezanja za eksperiment broj 16 ($\Omega=5750[o/min]$)



Slika 9.36 Granična dubina rezanja za eksperiment broj 17 ($\Omega=6000[o/min]$)

Tabela 9.12 Rezultati merenja granične dubine rezanja na osnovu mikroskopskih snimaka

R. br. eksperimenta	Inovativna metoda tangenti	Metoda analize hrapavosti obrađene površine			
		Suprotnosmerna obrada		Istosmerna obrada	
	b_{gr} [mm]	b_{gr} [mm]	Odstupanje [%]	b_{gr} [mm]	Odstupanje [%]
Eksperiment 15	6,24	6,27	-0,47	6,15	1,44
Eksperiment 16	3,64	3,68	-1,1	3,59	1,37
Eksperiment 17	3,19	3,2	-0,31	3,1	2,8

Analizirajući izmerene granične dubine rezanja sa mikroskopskih snimaka, i njihovim poređenjem sa graničnim dubinama rezanja dobijenim inovativnom metodom tangenti, može se uvideti da obe metode daju približno jednake vrednosti. Međusobna procentualna odstupanja rezultata ovih metoda su prikazana u tabeli 9.12.

Pored toga, treba napomenuti da je osnovni nedostatak primene metode merenja granične dubine rezanja na osnovu mikroskopskih snimaka obrađene površine, potreba za uništavanjem obratka. Naime, da bi se mogla mikroskopski fotografisati obrađena površina, potrebno je uzorke za ispitivanje iseći iz obratka, ukoliko se obrada vrši celom širinom glodala, ili, ukoliko je širina obrade manja od prečnika glodala, adekvatno planirati eksperiment kako bi obrađena površina bila dostupna za snimanje.

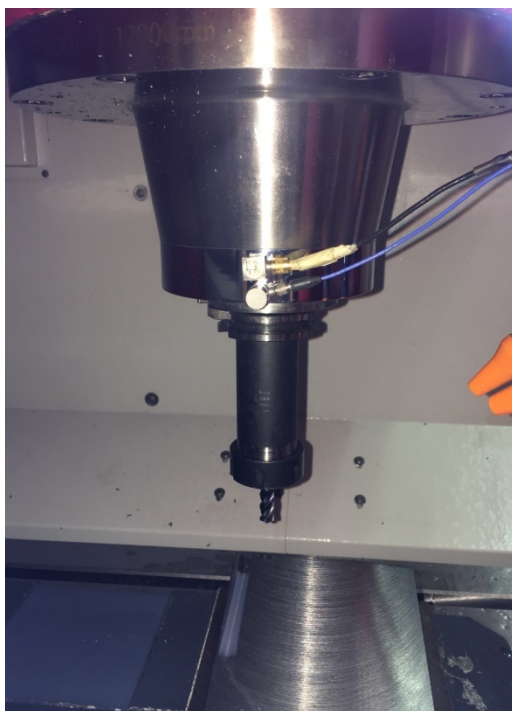
9.6 Analiza samopobudnih vibracija pri glodanju konstrukcionog čelika

Definisanje karte stabilnosti metodom Furijeovih redova i unapređenom numeričkom simulacijom obrade daje dobre rezultate pri predikciji granične dubine rezanja za konkretan obradni sistem. Međutim, pri relativno niskim brojevima obrtaja glavnog vretena, tačnost određivanja granične dubine rezanja primenom ovih metoda se smanjuje usled uticaja tzv. prigušenja procesa rezanja [12, 30, 49, 64, 182-184].

Prigušenje procesa rezanja (*process damping*) predstavlja pojavu usled koje talasastost obrađene površine, zbog trenja sa leđnom površinom alata, prigušuje oscilacije alata. Zbog toga, metodologija predikcije granične dubine rezanja primenom Furijeovih redova ili unapređene numeričke simulacije obrade, mora biti korigovana u cilju adekvatne primene za obradu relativno nižim brzinama rezanja.

Korigovanje pomenutih metoda definisanja granice stabilnosti procesa rezanja moguće je jedino ukoliko se, za konkretan obradni sistem, poznaje koeficijent prigušenja procesa. Ovaj koeficijent moguće je odrediti eksperimentalno [183, 185, 191].

U cilju definisanja koeficijenta prigušenja procesa rezanja, sproveden je niz eksperimentalnih ispitivanja na obradnom centru EMCO-1, pri rezanju obratka od 42CrMo4 (Slika 9.37). Naime, za jedan posmatrani broj obrtaja glavnog vretena svakim prolazom je, za odgovarajući inkrement, povećavana dubina rezanja, pri čemu su snimane vibracije sklopa glavnog vretena pomoću akvizicione opreme (Slika 9.5). Snimljeni signali su iz vremenskog transformisani u frekventni domen kako bi se odredila zavisnost između amplitude vibracija i dubine rezanja. Pri obradi dubinom većom od granične dubine, u frekventnoj karakteristici signala vibracija postaje uočljiva frekvencija samopobudnih vibracija, bliska sopstvenoj frekvenciji sklopa alat – držač alata – glavno vreteno. Dubina rezanja pri kojoj je došlo do izdvajanja frekvencije samopobudnih vibracija smatra se graničnom dubinom za analizirani broj obrtaja.



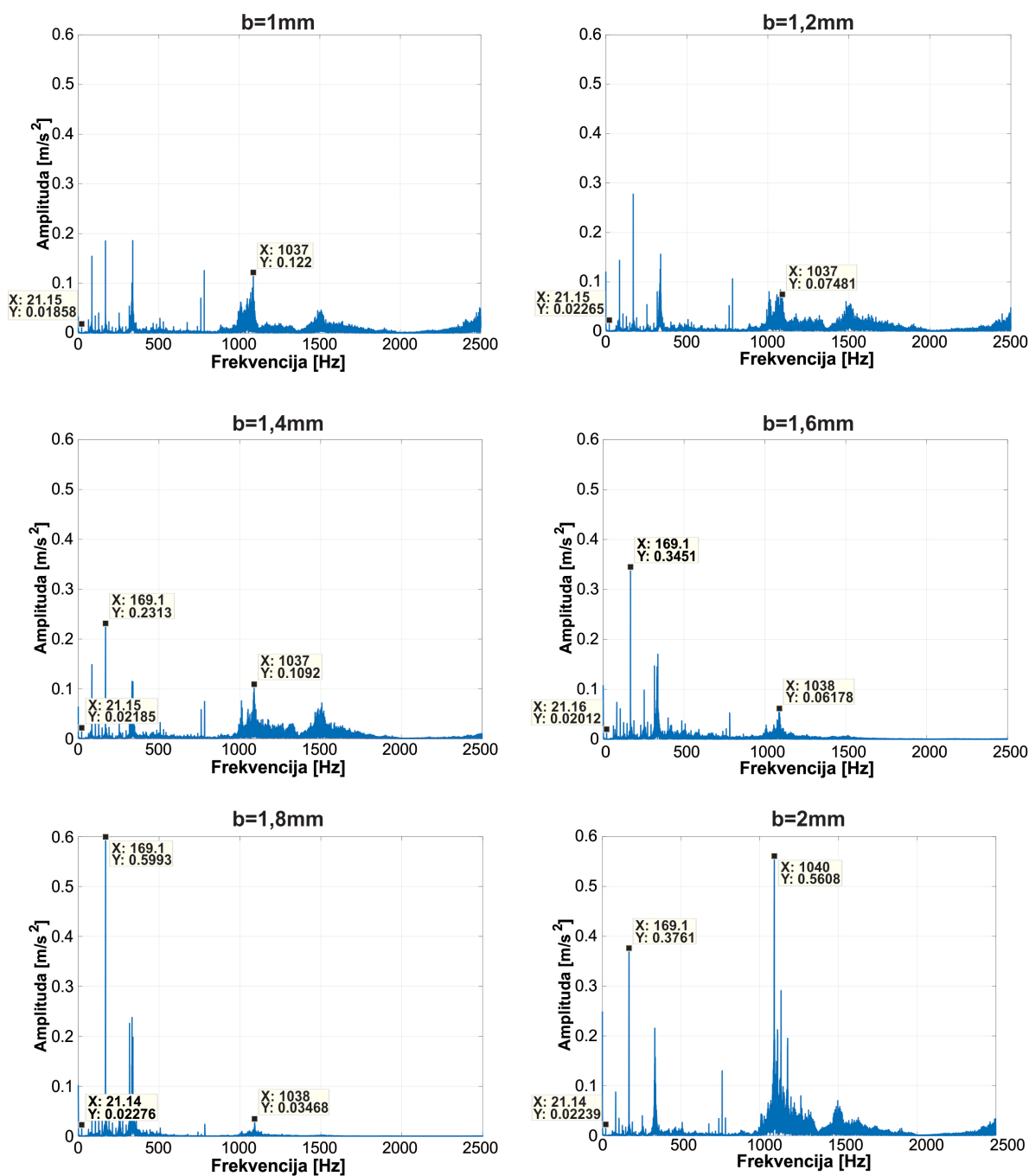
Slika 9.37 Obrada radnog predmeta od 42CrMo4 na obradnom centru EMCO-1

Granične dubine rezanja definisane su za sedam različitih brojeva obrtaja glavnog vretena, koji odgovaraju preporučenom opsegu brzina rezanja za obradu 42CrMo4 od 40 do 100 [m/min] [74]. Obrada je izvođena alatom prečnika $\phi 10$ [mm], izrađenim od brzoreznog čelika sa prevlakom od titanijum-aluminijum-nitrida (TiAlN). Kao i u prethodnim eksperimentalnim ispitivanjima, pomak alata po zubu je bio konstantan i iznosio je 0,02 [mm/z]. U tabeli 9.13 prikazani su režimi rezanja za svih sedam ispitivanih brojeva obrtaja.

Tabela 9.13 Režimi rezanja za eksperimentalno određivanje granične dubine pri obradi 42CrMo4

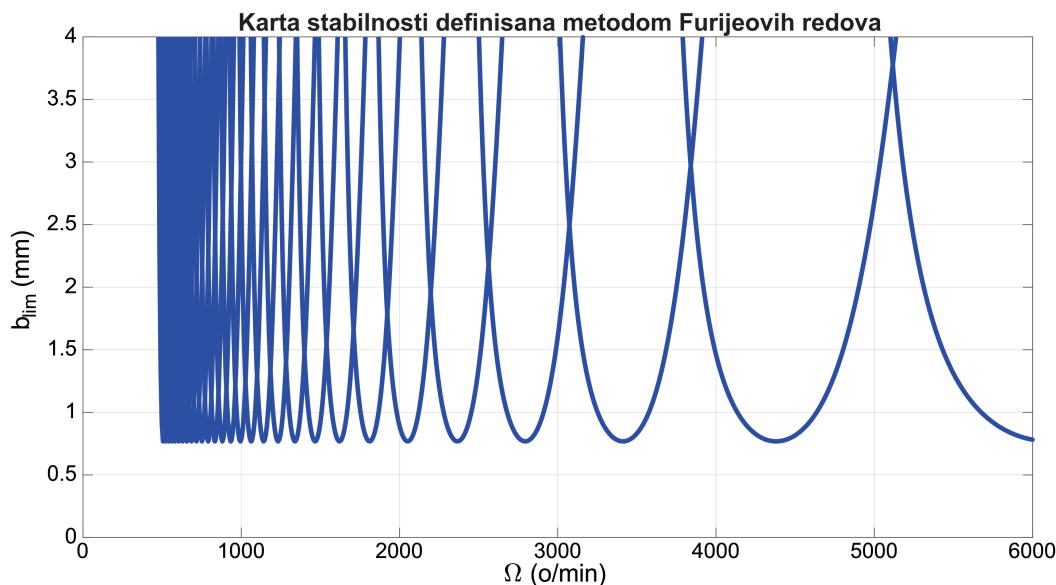
Redni broj eksperimenta	Brzina rezanja [m/min]	Broj obrtaja glavnog vretena [o/min]	Brzina pomoćnog kretanja [mm/min]	Dubine rezanja [mm]
1.	40	1270	101,6	1; 1,2; 1,4; 1,6; 1,8; 2
2.	50	1585	126,8	1,2; 1,4
3.	60	1900	152	1; 1,2
4.	70	2225	178	1; 1,2
5.	80	2550	204	1
6.	90	2865	229,2	0,7; 0,9
7.	100	3200	256	0,7

Na slici 9.38 prikazani su rezultati Furijeove transformacije signala vibracija za prvi eksperiment. Sa slike se jasno vidi da je za dubine rezanja od 1 do 1,8 [mm] amplituda vibracija na frekvenciji od oko 1038 [Hz], što predstavlja frekvenciju blisku sopstvenoj frekvenciji sklopa glavnog vretena, približno jednaka. U poslednjem slučaju, kada je dubina rezanja 2 [mm], dolazi do naglog skoka amplitude frekvencije samopobudnih vibracija. Na osnovu toga, može se zaključiti da granična dubina rezanja za broj obrtaja glavnog vretena od 1270 [o/min] iznosi 2 [mm].



Slika 9.38 Rezultati Furijeove transformacije signala vibracija za prvi eksperiment

Pored ovih eksperimentalnih ispitivanja, definisana je i karta stabilnosti metodom Furijeovih redova za obradni centar EMCO-1 i obradak od 42CrMo4 (Slika 9.39), i sprovedena je simulacija obrade kose površine za brojeve obrtaja koji su korišćeni u eksperimentalnim ispitivanjima. Granične dubine rezanja definisane primenom ova tri metoda, prikazane su u tabeli 9.14.



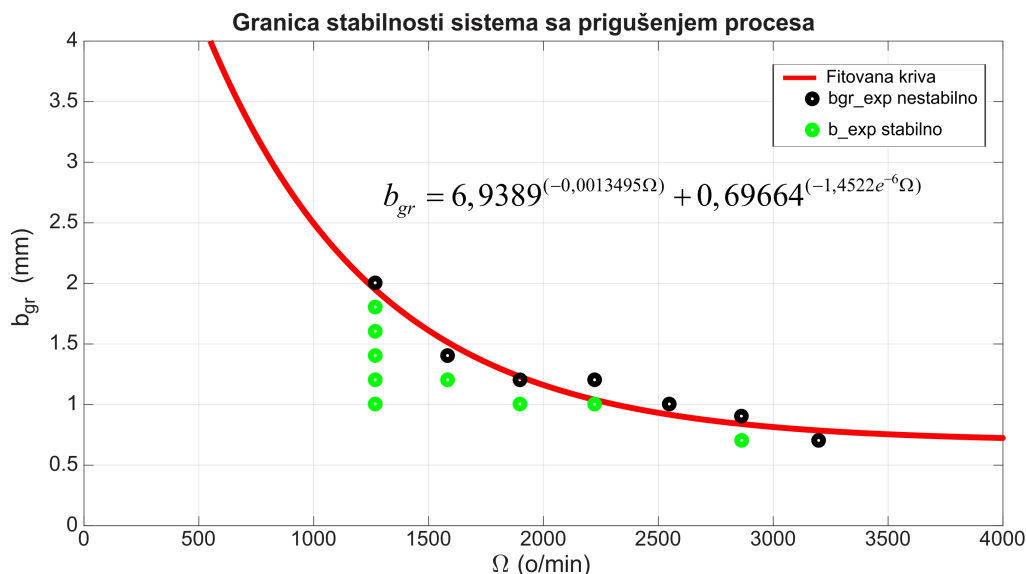
Slika 9.39 Karta stabilnosti definisana metodom Furijeovih redova za obradni centar EMCO-1 i obradak od 42CrMo4

Tabela 9.14 Granične dubine rezanja definisane eksperimentalnim ispitivanjima, metodom Furijeovih redova i unapređenom numeričkom simulacijom glodanja

Redni broj eksperimenta	Br. ob. glavnog vretena [o/min]	Eksperiment		Furijeovi redovi		Unapređena num. simulacija obrade	
		b_{gr} [mm]	b_{gr} [mm]	Odstupanje [%]	b_{gr} [mm]	Odstupanje [%]	
1.	1270	2	1,1	45	0,872	56	
2.	1585	1,4	0,89	36	1,68	-20	
3.	1900	1,2	1,38	-15	1	16,7	
4.	2225	1	1,49	-24	1,89	-57,5	
5.	2550	1	1,36	-36	1,54	-54	
6.	2865	0,9	0,85	5,5	0,73	18,9	
7.	3200	0,7	1,215	-73	1,12	60	

Analizom rezultata prikazanih u tabeli 9.14, može se zaključiti da granične dubine definisane metodom Furijeovih redova i unapređenom numeričkom simulacijom obrade značajno odstupaju od graničnih dubina dobijenih eksperimentalnim ispitivanjima. Razlog za ovo odstupanje se može naći upravo u pojavi prigušenja sistema pri rezanju manjim brzinama. Zbog toga, potrebno je odrediti koeficijent prigušenja sistema, i na osnovu njega korigovati granične dubine rezanja koje predviđaju metoda Furijeovih redova i simulacija obrade kose površine.

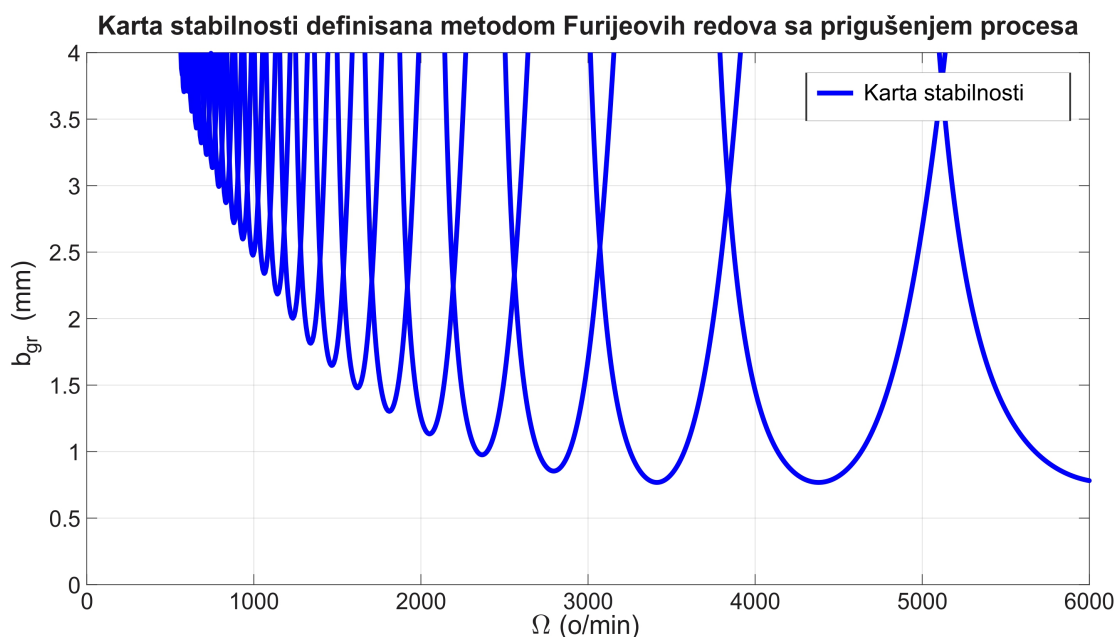
Kako je povećanje granične dubine sa smanjenjem broja obrtaja glavnog vretena eksponencijalno, koeficijent prigušenja sistema se u ovom slučaju određuje aproksimacijom krive linije kroz eksperimentalno definisane granične dubine na nižim brojevima obrtaja (Slika 9.40). Zbog toga, koeficijent prigušenja je ovde prikazan kao eksponencijalna funkcija.



Slika 9.40 Eksponecijalna kriva za prigušenje procesa rezanja

Na bazi eksponencijalne funkcije (Slika 9.40) izvršena je korekcija algoritma za simulaciju obrade kose površine, u algoritmu je definisano da se pri obradi 42CrMo4 na obradnom centru EMCO-1 brojevima obrtaja glavnog vretena manjim od 3000 [o/min] granična dubina rezanja određuje na osnovu jednačine prikazane na slici 9.40.

Takođe, izvršena je korekcija i algoritma za definisanje granične dubine rezanja metodom Furijeovih redova. Odnosno, na definisanoj karti stabilnosti prikazana je i eksponencijalna kriva koja definiše granicu stabilnosti za niže brojeve obrtaja, uz napomenu da je ta kriva merodavna za određivanje graničnih dubina rezanja za brojeve obrtaja manje od 3000 [o/min] (Slika 9.41).



Slika 9.41 Karta stabilnosti definisana metodom Furijeovih redova za obradni centar EMCO-1 i obradak od 42CrMo4 sa prigušenjem procesa obrade

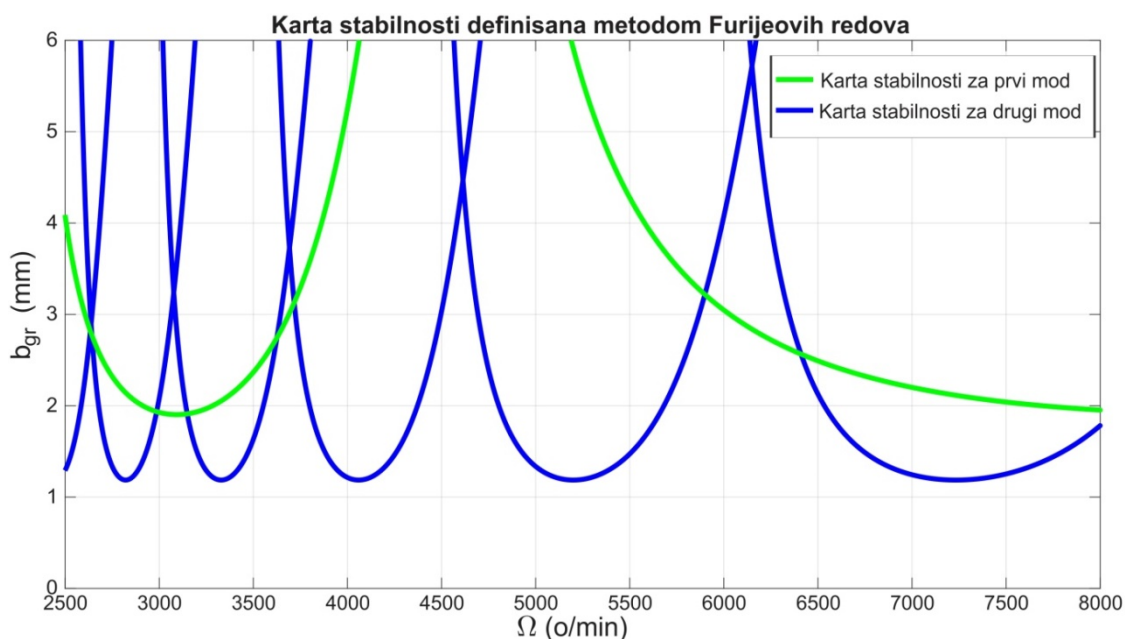
9.7 Analiza samopobudnih vibracija pri obradi teškoobradljivih materijala

Ispitivanje samopobudnih vibracija pri obradi teškoobradljivih materijala sprovedeno je na obradnom centru EMCO-2, dok je kao predstavnik teškoobradljivih materijala usvojena superlegura titanijuma Ti-6Al-4V.

Prvi korak u ispitivanju samopobudnih vibracija je definisanje karte stabilnosti za konkretan obradni sistem. Karta stabilnosti je definisana metodom Furijeovih redova, a modalni parametri potrebni za njeno definisanje prikazani su u tabeli 9.4. Nakon toga, na bazi definisane karte stabilnosti, izabrani su režimi obrade za koje je sprovedeno eksperimentalno ispitivanje samopobudnih vibracija obradnog centra EMCO-2.

9.7.1 Definisavanje karte stabilnosti obradnog sistema metodom Furijeovih redova

Na bazi izračunatih modalnih parametara, metodom Furijeovih redova za slučaj obrade superlegure titanijuma alatom prečnika 10 [mm], definisana je karta stabilnosti obradnog centra EMCO-2, prikazana na slici 9.42, gde je zelenom bojom prikazana karta stabilnosti koja odgovara prvom modu oscilovanja, a plavom bojom drugom modu oscilovanja.

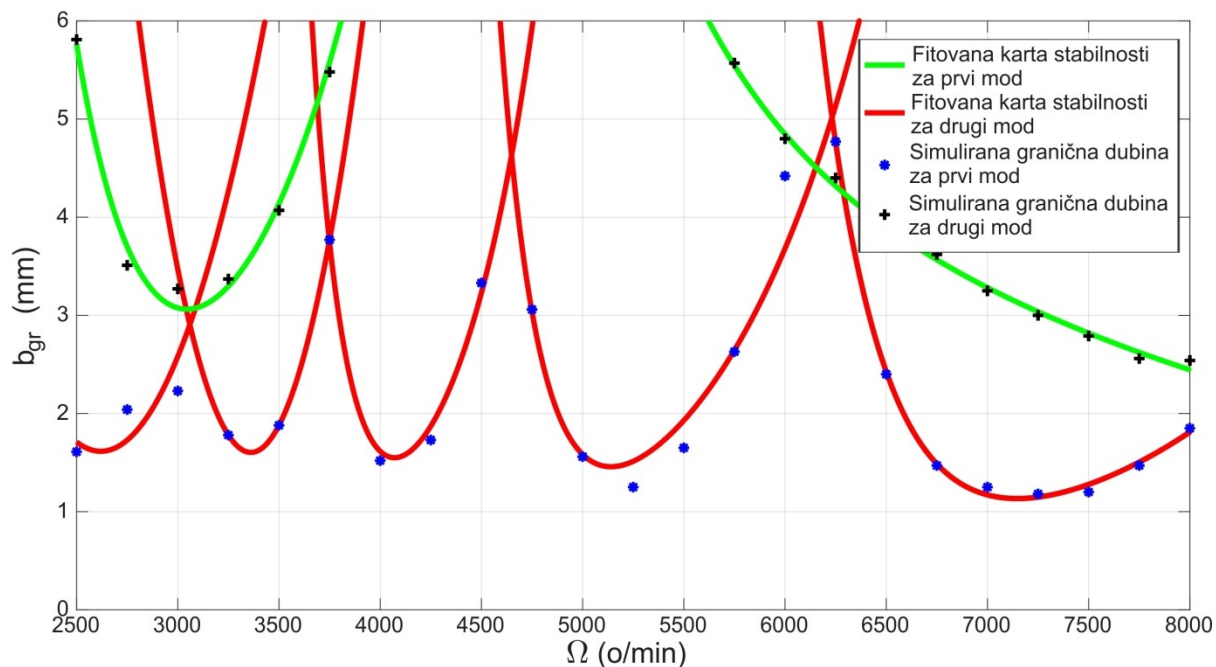


Slika 9.42 Karta stabilnosti obradnog centra EMCO-2 definisana metodom Furijeovih redova

9.7.2 Definisavanje karte stabilnosti obradnog sistema unapređenom numeričkom simulacijom glodanja

U cilju definisanja karte stabilnosti obradnog centra EMCO-2 simulacijom obrade kose površine, sprovedeno je 23 simulacije u opsegu brojeva obrtaja od 2500 [o/min] do 8000 [o/min] sa inkrementom od 250 [o/min], a dobijeni rezultati su aproksimirani polinomom n -tog stepena. Simulacije su sprovedene za obradu alatom prečnika 10 [mm] i pomakom 0,05 [mm/z].

Karta stabilnosti obradnog centra EMCO-2, definisana simulacijom obrade kose površine, prikazana je na slici 9.43, gde je zelenom bojom prikazana karta stabilnosti koja odgovara prvom modu oscilovanja, a crvenom bojom drugom modu oscilovanja.



Slika 9.43 Karta stabilnosti obradnog centra EMCO-2 definisana unapređenom numeričkom simulacijom obrade

9.7.3 Eksperimentalno ispitivanje samopobudnih vibracija obradnog sistema

Na bazi prethodno definisanih karata stabilnosti usvojeni su odgovarajući režimi rezanja, tj. kombinacije brojeva obrtaja glavnog vretena i dubine rezanja, za koje je sprovedena eksperimentalna verifikacija.

Eksperimentalna verifikacija je izvršena na obratku od superlegure titanijuma Ti-6Al-4V, vretenastim glodalom prečnika 10 [mm], sa prevlakom od aluminijum – hrom – nitrida (AlCrN). Dubine rezanja, usvojene iz definisanih karata stabilnosti, održavane su konstantnim za svaki prolaz alata, širina rezanja je bila ista za sve prolaze i iznosila je 5[mm], a pomak je bio konstantan za svaki broj obrtaja i iznosio je 0,05[mm/zubu].

Usvajanje kombinacija brojeva obrtaja glavnog vretena (Ω) i dubina rezanja (b) izvršeno je tako da se najbolje ispita talasasta karakteristika obe prethodno definisane karte stabilnosti. Odnosno, određeni broj kombinacija Ω - b usvojen je u stabilnom (ispod krivih linija na karti) a određeni broj u nestabilnom području karte stabilnosti (iznad krivih linija na karti). Usvajene kombinacije prikazane su u tabeli 9.15.

Tabela 9.15 Kombinacije brojeva ortaja glavnog vretena i dubina rezanja za eksperimentalnu verifikaciju definisanih karata stabilnosti

Redni broj eksperimenta	Broj obrtaja glavnog vretena [o/min]	Dubina rezanja [mm]
1.	3100	2
2.	3100	3,9
3.	4600	2
4.	4600	3,9
5.	5200	1,2
6.	5200	2,5
7.	7000	1,2
8.	7000	2

Slika 9.44 prikazuje pripremu obradnog centra EMCO-1 za eksperimentalna ispitivanja samopobudnih vibracija pri obradi legure titanijuma Ti-6Al-4V.



Slika 9.44 Priprema obradnog centra EMCO ConceptMill 450 za eksperimentalna ispitivanja

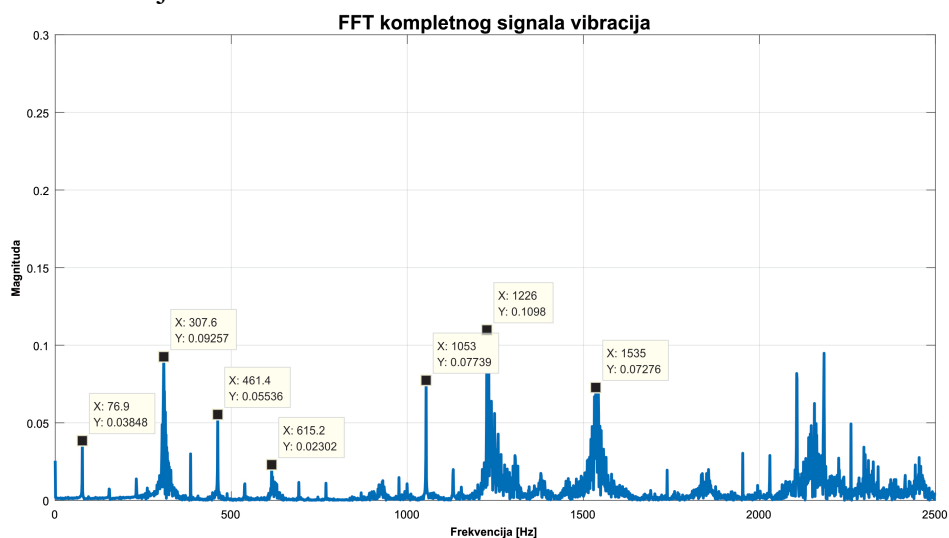
Nakon pripreme obradnog centra, izvedeno je osam eksperimenata pri čemu je za svaku kombinaciju Ω -b obrađivana posebna površina obratka, dok su u cilju detektovanja nastanka samopobudnih vibracija za svaki eksperiment snimane vibracije sklopa glavnog vretena pomoću dijagnostičke opreme (Slika 9.5). Primenom brze Furijeove transformacije (FFT), svaki od snimljenih signala je transformisan iz vremenskog u frekventni domen, na osnovu koga je moguće detektovanje frekvencija samopobudnih vibracija.

Uzimajući u obzir da je obrada izvođena u pravcu Y ose obradnog centra, kao i da su sopstvene frekvencije dominantnih modova obradnog centra u pravcu Y ose $\omega_{ny1} = 305[Hz]$ i $\omega_{ny2} = 1220[Hz]$, nastanak samopobudnih vibracija se može očekivati na frekvencijama bliskim sopstvenim frekvencijama obradnog centra. Stoga, ukoliko se na frekventnom

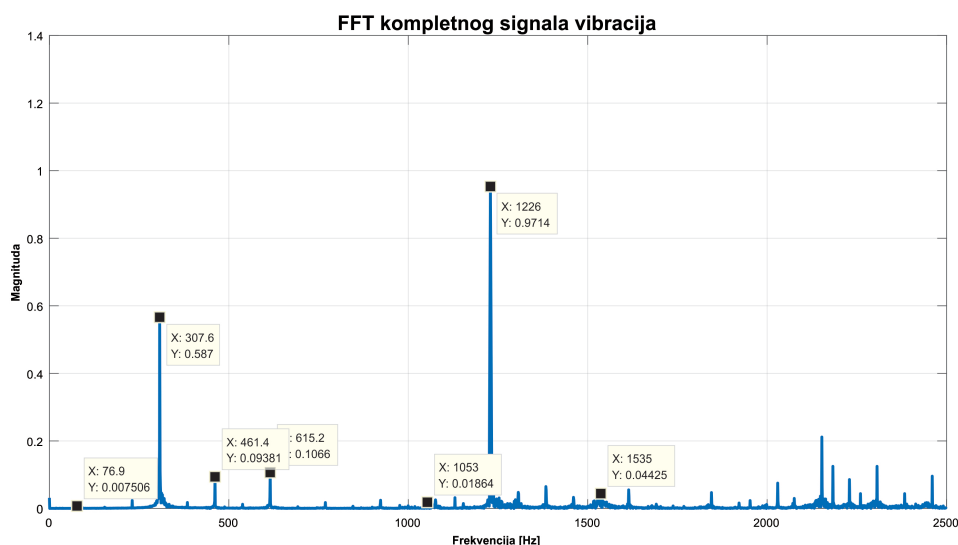
dijagramu snimljenih signala javljaju frekvencije sa dominantnom amplitudom na frekvencijama bliskim sopstvenim frekvencijama obradnog centra, za dati eksperiment se može smatrati da su nastale samopobudne vibracije i da se konkretna kombinacija Ω - b nalazi u nestabilnom području rada obradnog centra.

Na primer, ukoliko bi se na karti stabilnosti posmatrao broj obrtaja 4600 [o/min], može se zaključiti da je granica stabilnosti na dubini rezanja od oko 4 [mm]. Zbog toga, tim brojem obrtaja izvedena su dva eksperimenta sa dubinama rezanja od 2 [mm], za koju se očekuje da bude u stabilnom području rada mašine, i od 3,9 [mm] za koju se očekuje pojava samopobudnih vibracija.

Na slikama 9.45 i 9.46 prikazani su izmereni signali vibracija u frekventnom domenu za eksperimente 3 i 4, tj. za slučajeve obrade sa 4600 [o/min] i dubinama od 2 [mm] i od 3,9 [mm]. Sa slika se jasno vidi da se povećanjem dubine rezanja za konstantan broj obrtaja glavnog vretena, amplituda vibracija na frekvencijama od 307,6 [Hz] i od 1226 [Hz] značajno uvećava, na osnovu čega se može zaključiti da je pri eksperimentu broj 4 došlo do pojave samopobudnih vibracija.



Slika 9.45 Izmereni signal vibracija u frekventnom domenu za eksperiment broj 3



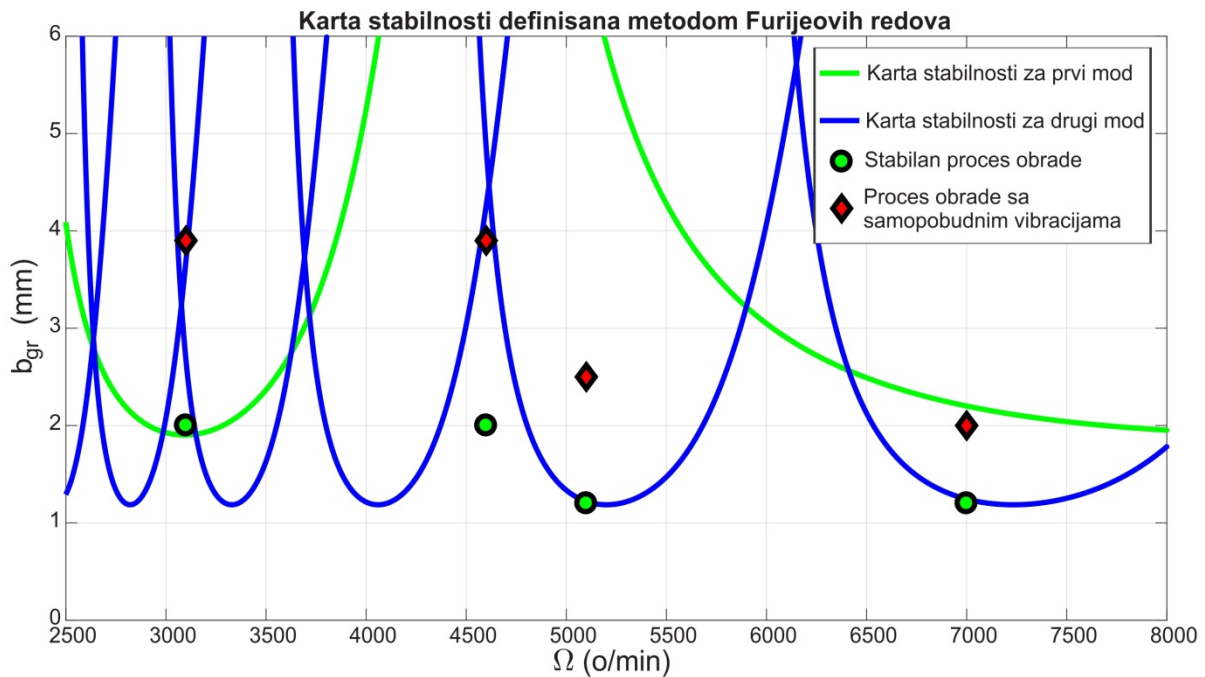
Slika 9.46 Izmereni signal vibracija u frekventnom domenu za eksperiment broj 4

Ista metodologija primenjena je i na ostale eksperimente, a rezultati su prikazani u tabeli 9.16.

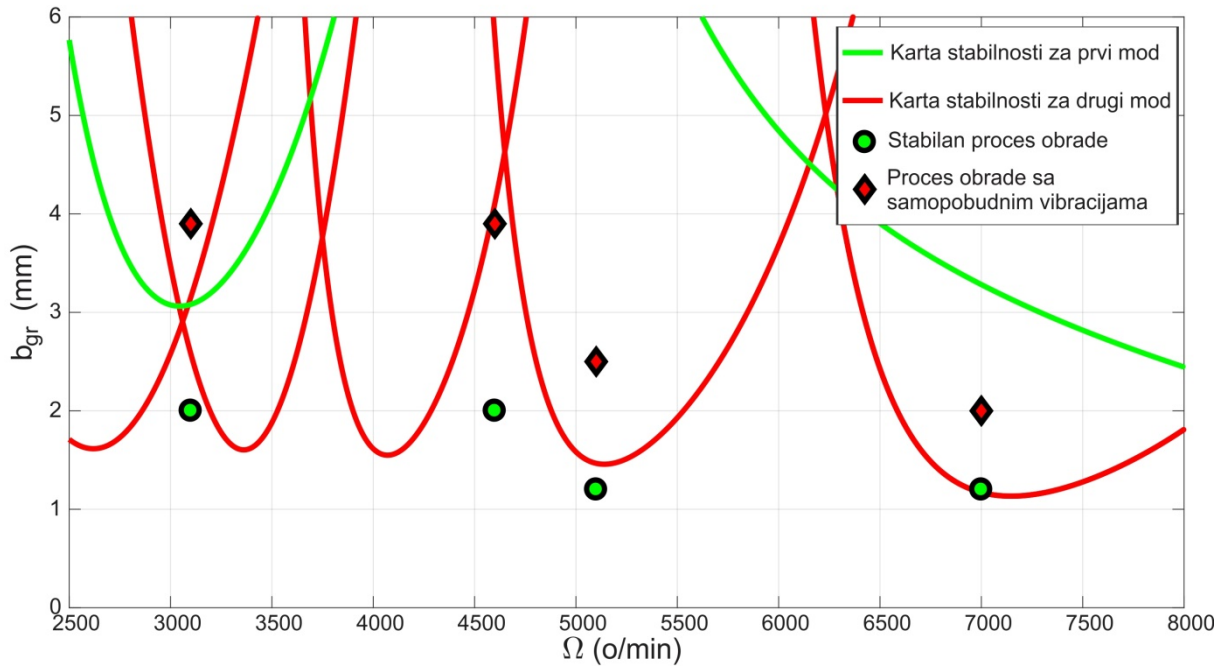
Tabela 9.16 Rezultati eksperimentalnog ispitivanja samopobudnih vibracija na obradnom centru EMCO-2

Redni broj eksperimenta	Broj obrtaja glavnog vretena [o/min]	Dubina rezanja [mm]	Stabilnost sistema
1.	3100	2	<i>stabilno</i>
2.	3100	3,9	<i>nestabilno</i>
3.	4600	2	<i>stabilno</i>
4.	4600	3,9	<i>nestabilno</i>
5.	5200	1,2	<i>stabilno</i>
6.	5200	2,5	<i>nestabilno</i>
7.	7000	1,2	<i>stabilno</i>
8.	7000	2	<i>nestabilno</i>

U cilju verifikacije tačnosti predloženih metoda za definisanje karte stabilnosti, rezultati eksperimentalnih ispitivanja su prikazani na kartama stabilnosti definisanim metodom Furijeovih redova (Slika 9.47) i unapređenom numeričkom simulacijom glodanja (Slika 9.48), pri čemu su zelenim krugovima naznačeni režimi rezanja koji daju stabilan proces obrade, a crvenim rombovima režimi pri kojima dolazi do nastanka samopobudnih vibracija.



Slika 9.47 Karta stabilnosti obradnog centra EMCO-2 definisana metodom Furijeovih redova sa naznačenim eksperimentalnim rezultatima



Slika 9.48 Karta stabilnosti obradnog centra EMCO-2 definisana unapređenom numeričkom simulacijom glodanja sa naznačenim eksperimentalnim rezultatima

Na bazi prethodnih slika, može se zaključiti da se rezultati eksperimentalnog ispitivanja samopobudnih vibracija na obradnom centru EMCO-2, za slučaj obrade superlegure titanijuma Ti-6Al-4V, podudaraju sa kartama stabilnosti definisanim modelom Furijeovih redova i unapređenom numeričkom simulacijom obrade.

Međutim, treba napomenuti da je unapređenu numeričku simulaciju obrade moguće izvesti samo za konkretne brojeve obrtaja glavnog vretena, bez potrebe za kreiranjem kompletne karte stabilnosti, što olakšava izbor adekvatnih režima rezanja u radioničkim uslovima.

10. EKSPERIMENTALNA VERIFIKACIJA METODA ANALIZE VIBRACIJA PRI MIKROGLODANJU

10.1 Uvodna razmatranja

Ekperimentalna ispitivanja prikazana u poglavlju 9, kao i metodologije ispitivanja samopobudnih vibracija pri (konvencionalnom) makroglodanju, predstavljaju osnovu za ispitivanja samopobudnih vibracija pri mikroglodanju. Naime, iako pri mikrorezanju postoje određeni uticajni faktori koji se pri makrorezanju mogu zanemariti, analiza samopobudnih vibracija pri mikrorezanju zasniva se na hipotezi da je izvor ovih vibracija isti kao u slučaju makrorezanja.

Izvor samopobudnih vibracija predstavlja promenljiva sila rezanja koja se javlja zbog promene debljine strugotine usled regenerativnog efekta. Kod makroglodanja proračun sile rezanja se zasniva na već poznatim matematičkim modelima, dok je u slučaju mikroglodanja, ove matematičke modele potrebno je proširiti uzimanjem u obzir i sile trenja između ledne površine alata i obrađene površine. Imajući ovo u vidu, u svrhu određivanja granične dubine rezanja pri mikroglodanju, algoritam za unapređenu numeričku simulaciju glodanja je proširen i prilagođen za zahvate mikroglodanja.

10.2 Određivanje modalnih parametara obradnog sistema za mikroobradu

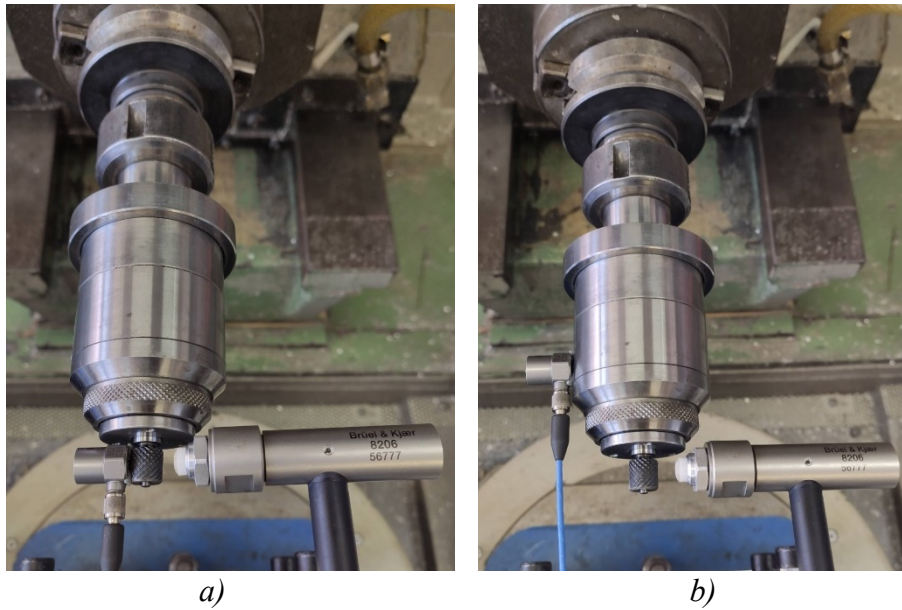
Ispitivanje dinamičke stabilnosti obradnih sistema za mikroobradu, sprovedeno je na primeru obradnog centra Heidenreich & Harbeck FM-38, u čije je glavno vreteno stegnuto pneumatsko vreteno LŽTK BVKV 63.150, sa maksimalnim brojem obrtaja 150000 [o/min] (Slika 10.1). Pri definisanju modalnih parametara potrebnih za analizu samopobudnih vibracija obradnog sistema, obradni centar FM-38 se smatra apsolutno krutim, te je u nastavku akcenat stavljen na analizu podsklopa pneumatsko vreteno – alat.

Obzirom da je maksimalni prečnik alata koji može biti stegnut u pneumatsko vreteno 3 [mm], dostupnom opremom koja je korišćena u prethodnim poglavljima za određivanje modalnih parametara sistema, nije moguće primeniti standardnu eksperimentalnu modalnu analizu. Umesto toga, za određivanje modalnih parametara obradnog sistema za mikroobradu primenjena je metoda sprežanja pomerajnih odziva, koja je prikazana u poglavlju 7 i verifikovana u poglavlju 9. Pri tome je eksperimentalno definisan pomerajni odziv pneumatskog vretena, dok su matematički modelovani odzivi alata za prečnike 0,5; 1; 1,5 i 2 [mm]. Procedura određivanja modalnih parametara se sprovodi za horizontalni i vertikalni pravac, kako bi se odredili modalni parametri u pravcu osa X i Y obradnog centra.



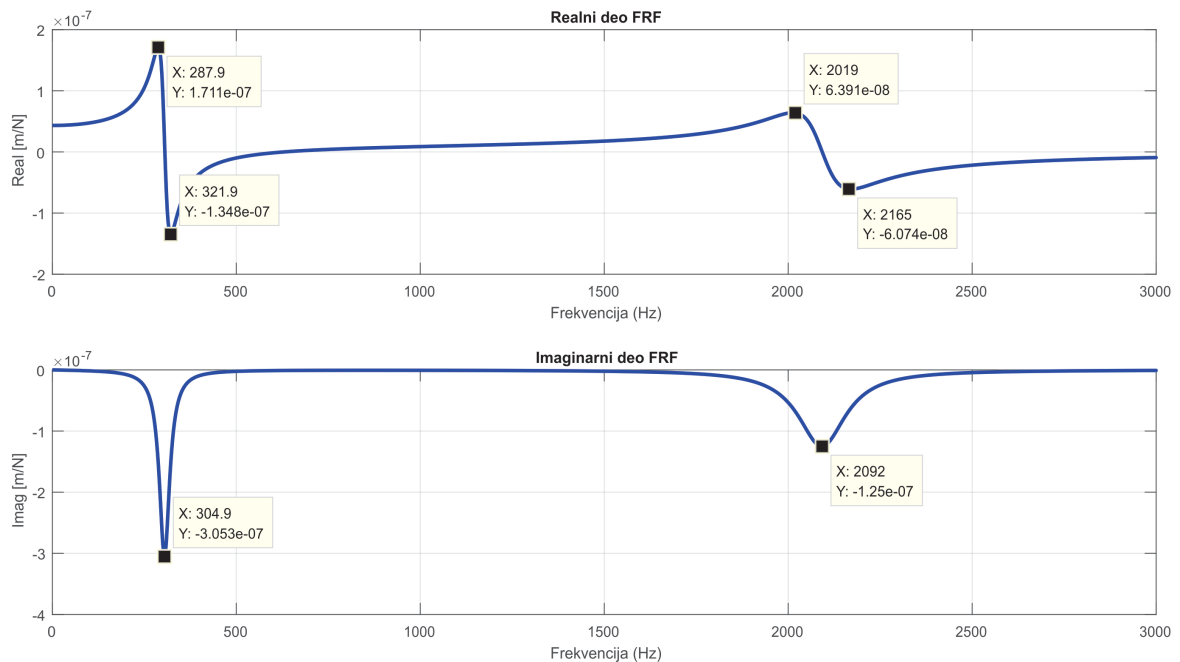
Slika 10.1 Pneumatsko vreteno za mikroobradu stegnuto u glavno vreteno obradnog centra FM-38

Eksperimentalno definisanje pomerajnog odziva pneumatskog vretena izvodi se definisanjem njegove direktne i ukrštene funkcije frekventnog odziva i isto je za oba pravca definisanja modalnih parametara sistema. Odnosno, u cilju definisanja direktne funkcije frekventnog odziva, sprovedena je eksperimentalna modalna analiza pri kojoj je pobuda generisana na vrhu stezne čaure pneumatskog vretena, u horizontalnom i vertikalnom pravcu, dok je odziv sistema sniman na vrhu stezne čaure, takođe u horizontalnom (Slika 10.2a) i vertikalnom pravcu. Ukrštena funkcija frekventnog odziva, definiše se takođe eksperimentalnom modalnom analizom, pri kojoj se pobuda generiše ponovo na vrhu stezne čaure (u horizontalnom i vertikalnom pravcu), dok se odziv snima senzorom ubrzanja koji je postavljen na telu pneumatskog vretena (u horizontalnom (Slika 10.2b) i vertikalnom pravcu). Rastojanje između pozicija senzora ubrzanja pri određivanju direktne i ukrštene funkcije frekventnog odziva je 40 [mm].

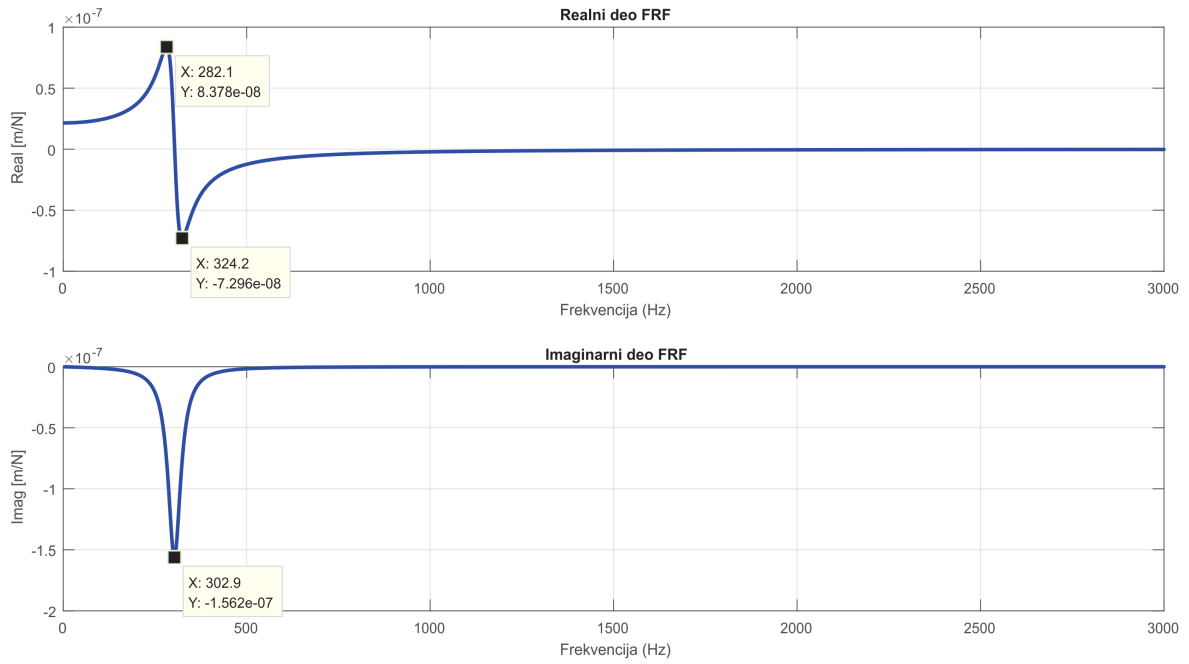


Slika 10.2 Određivanje a) direktne H_{33} i b) ukrštene H_{3a3} FRF pneumatskog vretena u horizontalnom pravcu

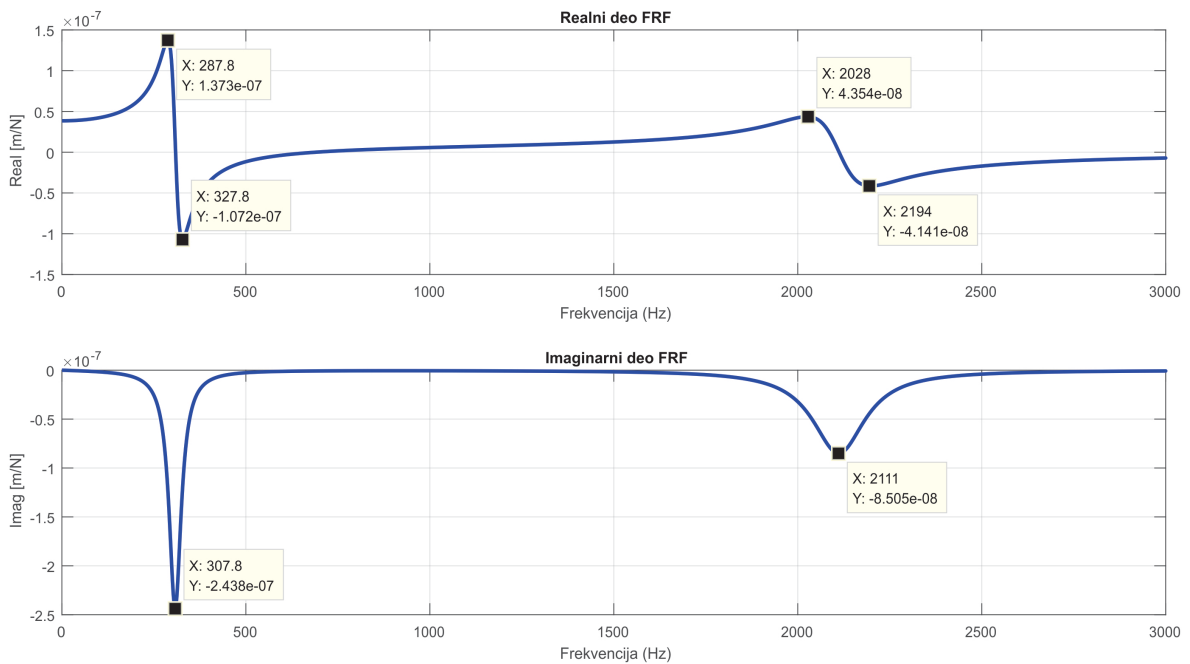
Na ovaj način definišu se direktni i ukršteni pomerajni odziv pneumatskog vretena, čiji su realni i imaginarni deo u horizontalnom pravcu prikazani na slikama 10.3 i 10.4, a u vertikalnom pravcu na slikama 10.5 i 10.6.



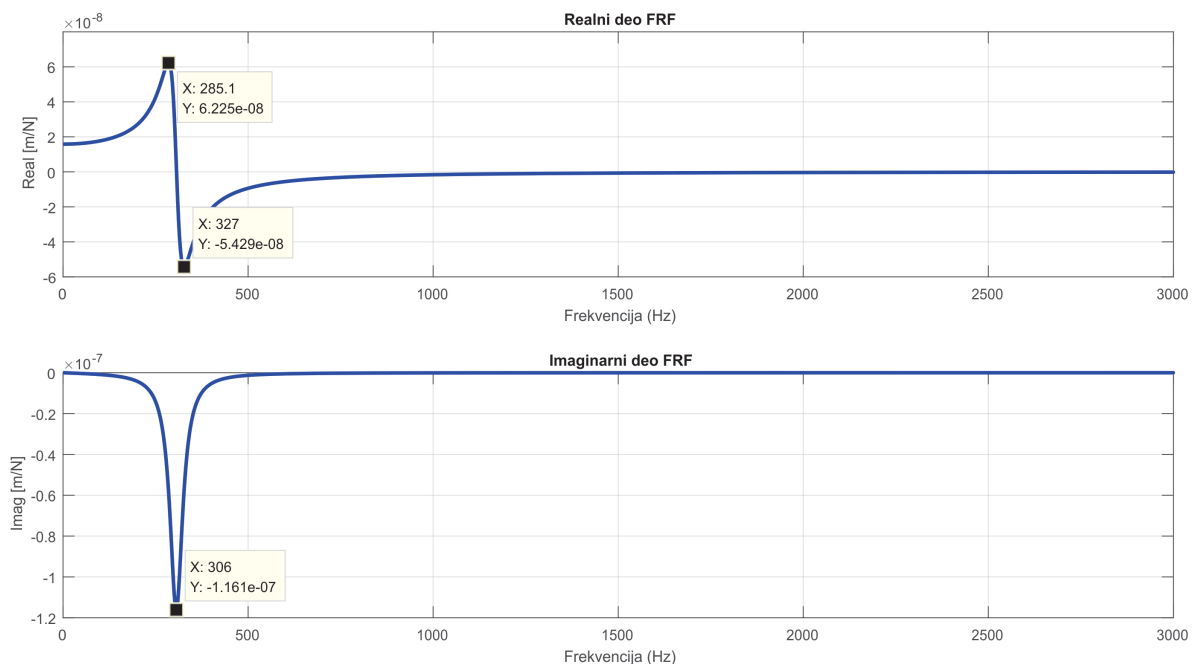
Slika 10.3 Realni i imaginarni deo direktnog pomerajnog odziva pneumatskog vretena u horizontalnom pravcu



Slika 10.4 Realni i imaginarni deo ukrštenog pomerajnog odziva pneumatskog vretena u horizontalnom pravcu

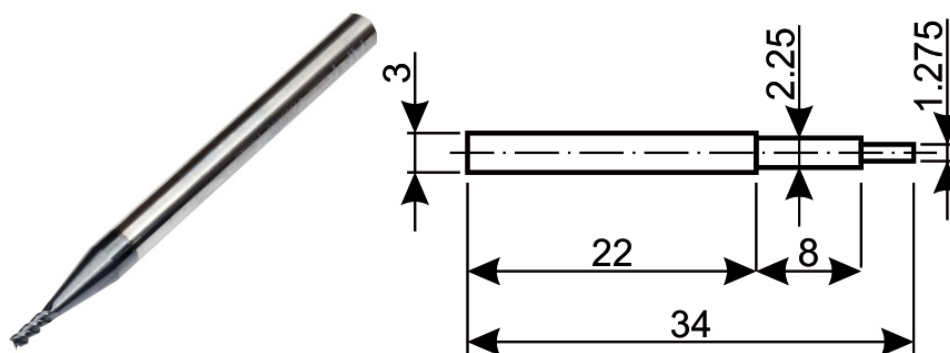


Slika 10.5 Realni i imaginarni deo direktnog pomerajnog odziva pneumatskog vretena u vertikalnom pravcu



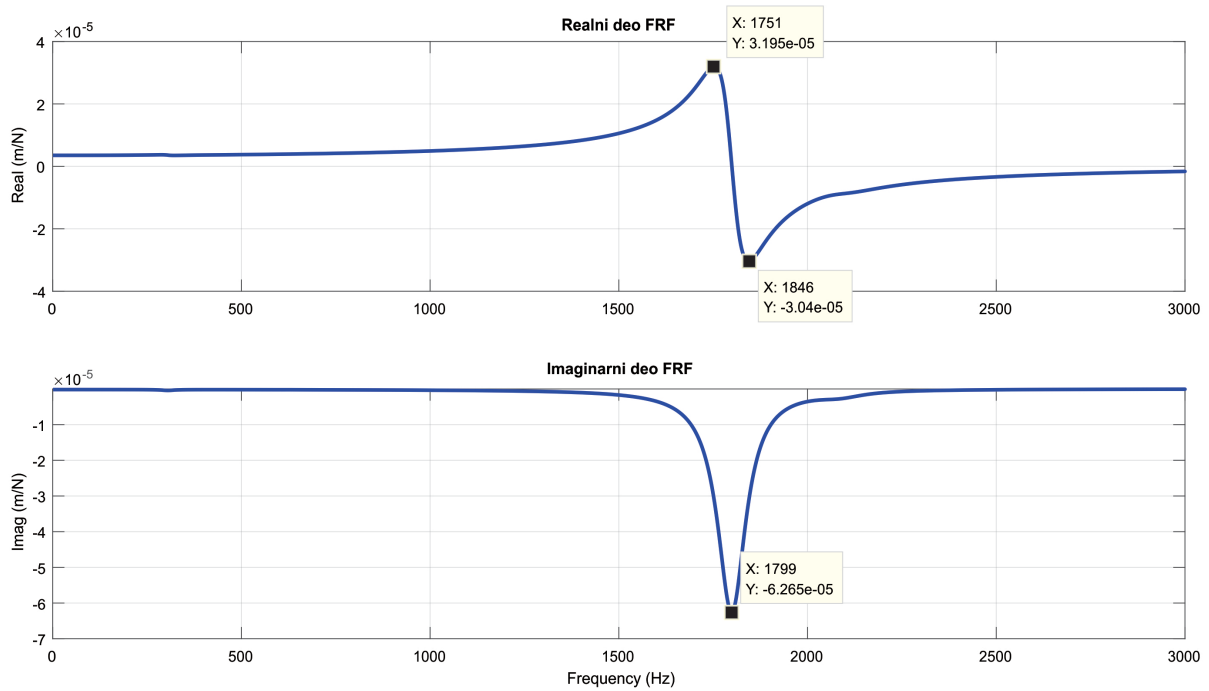
Slika 10.6 Realni i imaginarni deo ukrštenog pomerajnog odziva pneumatskog vretena u vertikalnom pravcu

Nakon eksperimentalnog definisanja direktnog i ukrštenog pomerajnog odziva pneumatskog vretena, sprovodi se njihovo sprezanje sa matematički modelovanim pomerajnim odzivom alata za mikro rezanje. Metodologija sprezanja pomerajnih odziva, prikazana je na primeru alata od brzoreznog čelika, prečnika 1,5 [mm], sa tri rezne ivice. Matematičko modelovanje reznog dela alata je složen postupak, te se taj segment alata aproksimira cilindrom prečnika 85% od prečnika reznog dela alata [178]. Pored toga, konusni deo alata aproksimira se srednjim prečnikom koji iznosi 2,25[mm], a ukupna slobodna dužina alata je 34 [mm]. Na slici 10.7 prikazan je stvarni izgled alata za mikrorezanje i izgled alata sa aproksimiranim prečnicima primenjen pri matematičkom modelovanju.

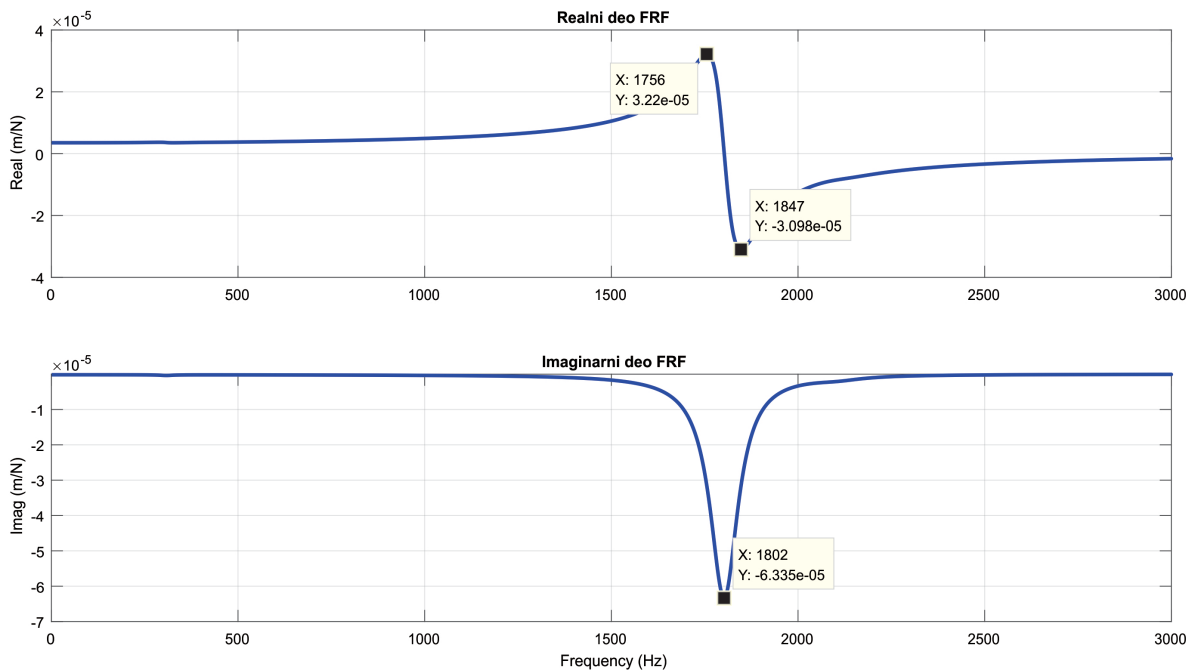


Slika 10.7 Alat za mikroobradu primenjen za sprezanje pomerajnog odziva sa pneumatskim vretenom

Sprezanjem pomerajnih odziva pneumatskog vretena, stegnutog u glavno vreteno obradnog centra FM-38, i alata prikazanog na slici 10.7, definisana je funkcija frekventnog odziva posmatranog sistema. Funkcija frekventnog odziva posmatranog sistema definisana je za horizontalni i vertikalni pravac, a njihovi realni i imaginarni delovi su prikazani na slikama 10.8 i 10.9.



Slika 10.8 Realni i imaginarni deo funkcije frekventnog odziva sklopa pneumatsko vreteno – alat u horizontalnom pravcu



Slika 10.9 Realni i imaginarni deo funkcije frekventnog odziva sklopa pneumatsko vreteno – alat u vertikalnom pravcu

Na bazi realnog i imaginarnog dela funkcije frekventnog odziva sklopa pneumatsko vreteno – alat za mikrogodanje, određeni su modalni parametri obradnog sistema u pravcu osa X i Y obradnog centra. Ista metodologija sprežanja pomerajnih odziva primenjena je i za ostale prečnike alata, a rezultati su prikazani u tabeli 10.1.

Tabela 10.1 Modalni parametri sistema pneumatsko vreteno – alat

Pravac ispitivanja	Modalni parametri	Prečnici alata			
		$d=0,5$ [mm]	$d=1$ [mm]	$d=1,5$ [mm]	$d=2$ [mm]
Pravac X ose	ω_{nx} [Hz]	1917	1871	1799	1708
	ζ_x	0,0274	0,0243	0,026	0,0255
	k_x [N/m]	3,12e5	3,42e5	3,05e5	3,05e5
Pravac Y ose	ω_{ny} [Hz]	1923	1874	1802	1711
	ζ_y	0,0252	0,0267	0,0252	0,0269
	k_y [N/m]	3,26e5	3,05e5	3,13e5	2,87e5

10.3 Definisane karte stabilnosti obradnog sistema za mikrogodanje unapređenom numeričkom simulacijom obrade

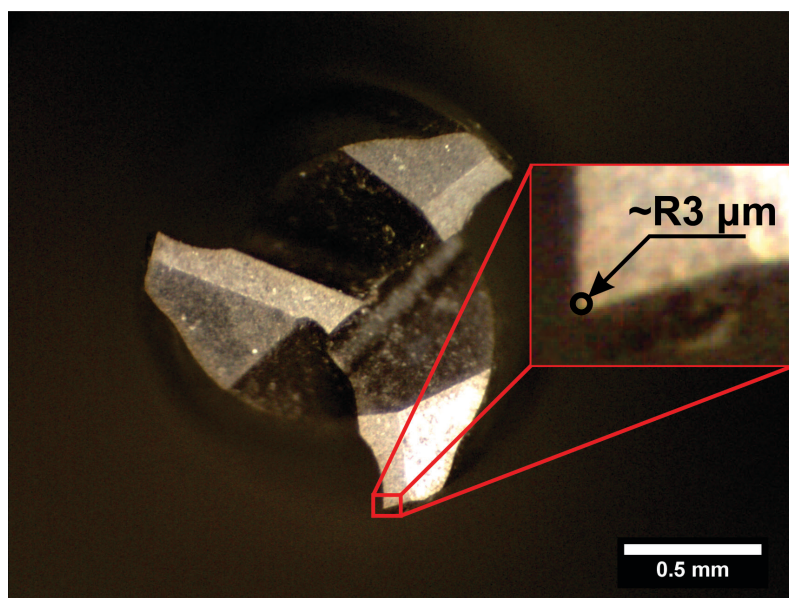
Na bazi modalnih parametara prikazanih u tabeli 10.1, sprovedena je numerička simulacija obrade, za primer obrade virtuelnog priprema od aluminijuma Al7075, sa nagibom gornje površine $\alpha_0=2^\circ$.

Unapređena numerička simulacija obrade sprovedena je primenom algoritma kreiranog u programskom okruženju *Matlab*, za opseg brojeva obrtaja od 10000 [o/min] do 50000 [o/min], pri čemu je inkrement brojeva obrtaja 1000 [o/min]. Brzina pomoćnog kretanja iznosila 5[μm /zubu], ugao nagiba radnog predmeta 2° , a dubina rezanja je kontinualno povećavana za svaki simulirani broj obrtaja alata.

Kako proces mikrorezanja značajno zavisi od odnosa trenutne debljine strugotine i radijusa rezne ivice alata, pri numeričkoj simulaciji je usvojeno da proces obrade počinje kada je dubina rezanja veća od radijusa rezne ivice. Zbog toga, neophodno je izmeriti radijus rezne ivice alata za koji se sprovodi numerička analiza. Na slici 10.10 prikazano je merenje radijusa rezne ivice mikroalata prečnika 1,5[mm], primenom mikroskopa datog na slici 9.32. treba napomenuti da sva četiri analizirana alata, odnosno posmatrani alati prečnika 0,5; 1; 1,5 i 2[mm], imaju istu vrednost radijusa rezne ivice, odnosno $r_a=3[\mu\text{m}]$. Parametri potrebni za unapređenu numeričku simulaciju prikazani su u tabeli 10.2.

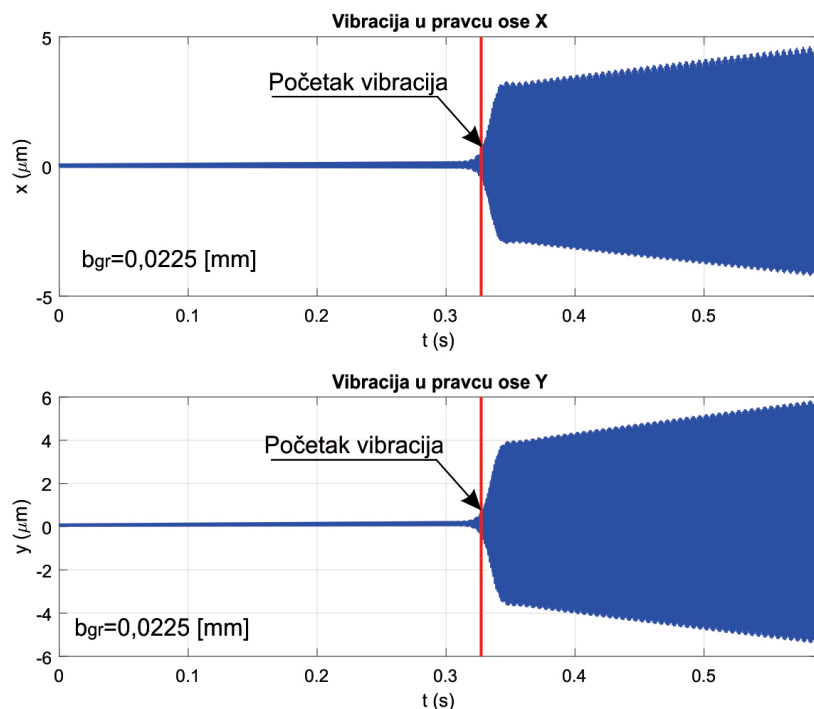
Tabela 10.2 Parametri obrade potrebni za definisanje karte stabilnosti

Karakteristike obratka	Materijal:	A17075
	Specifični otpor rezanja K_s [MPa]	750
	Faktor sabijanja strugotine ξ	5
	Napon na smicanje τ_0 [MPa]	331
	Kinematski koeficijent trenja μ_k	0,38
Karakteristike alata	Prečnik [mm]	$\phi 1$
	Radijus rezne ivice r_a [μm]	3
	Grudni ugao γ [°]	30
	Leđni ugao α [°]	15
	Broj zuba alata N_t	3
Ostali parametri potrebni za simulaciju	Ugao ulaza alata u zahvat ϕ_{st} [°]	0
	Ugao izlaza alata iz zahvata ϕ_{ex} [°]	180
	Pomak po zubu s_z [μm / zubu]	5
	Ugao nagiba obratka α_0 [°]	2



Slika 10.10 Merenje radijusa rezne ivice mikroalata primenom svetlosnog mikroskopa

Za svaki posmatrani broj obrtaja, algoritam simulacije kao rezultat daje očekivanu amplitudu vibracije alata u pravcu osa X i Y . Na bazi tog dijagrama, određivana je granična dubina rezanja. Slika 10.11 prikazuje rezultat simulacije za broj obrtaja glavnog vretena 20000 [o/min].



Slika 10.11 Numerička simulacija obrade za broj obrtaja glavnog vretena 20000 [°/min]

Na isti način, sprovedena je numerička simulacija obrade za sve ostale brojeve obrtaja glavnog vretena u predviđenom opsegu, kao i za ostale prečnike alata, a određene granične dubine rezanja su prikazane u tabeli 10.3.

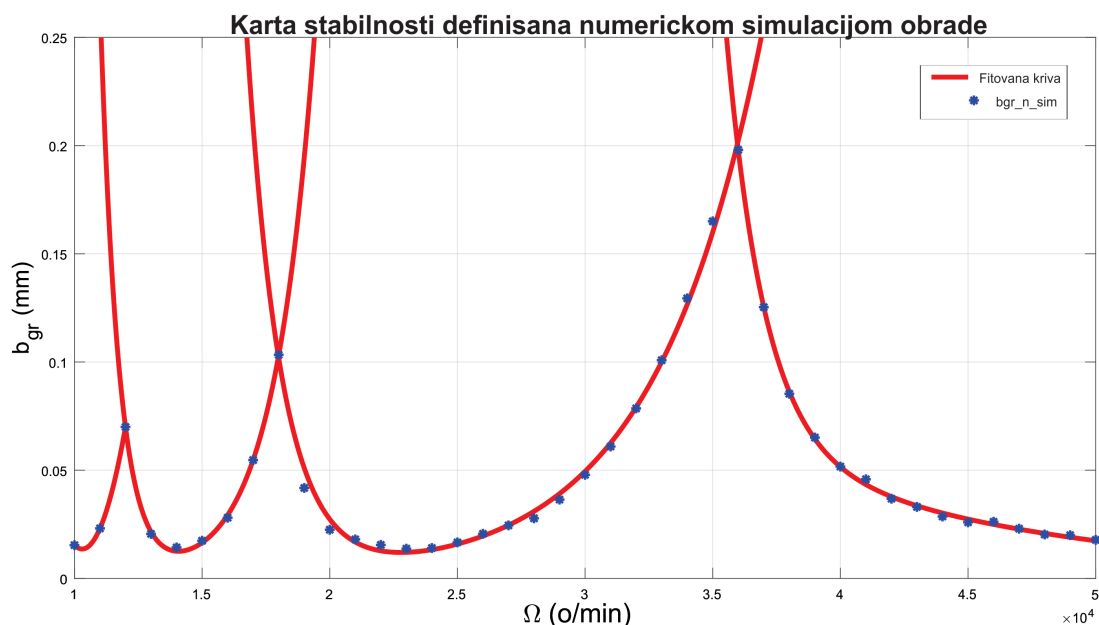
Tabela 10.3 Granične dubine rezanja određene numeričkom simulacijom obrade za odgovarajuće prečnike alata

Redni broj simulacije	Broj obrtaja glavnog vretena [o/min]	Granična dubina rezanja [mm]			
		$d=0,5[mm]$	$d=1[mm]$	$d=1,5[mm]$	$d=2[mm]$
1	10000	0.0265	0.0195	0.0154	0.0158
2	11000	0.0162	0.0176	0.0231	0.0426
3	12000	0.0342	0.0448	0.07	0.0285
4	13000	0.0565	0.0381	0.0206	0.0152
5	14000	0.02	0.0187	0.0143	0.016
6	15000	0.0155	0.0155	0.0174	0.0238
7	16000	0.0205	0.0251	0.028	0.0475
8	17000	0.0281	0.0362	0.0547	0.0933
9	18000	0.0521	0.0693	0.1033	0.0428
10	19000	0.095	0.0864	0.0418	0.0218
11	20000	0.0538	0.0369	0.0225	0.0184
12	21000	0.0282	0.024	0.018	0.0136
13	22000	0.0215	0.0182	0.0155	0.0142
14	23000	0.0182	0.0156	0.0137	0.0149
15	24000	0.0155	0.0141	0.014	0.0176
16	25000	0.015	0.015	0.0166	0.0227
17	26000	0.0154	0.0173	0.0206	0.0232
18	27000	0.0186	0.019	0.0245	0.0330
19	28000	0.0209	0.0191	0.0278	0.0393

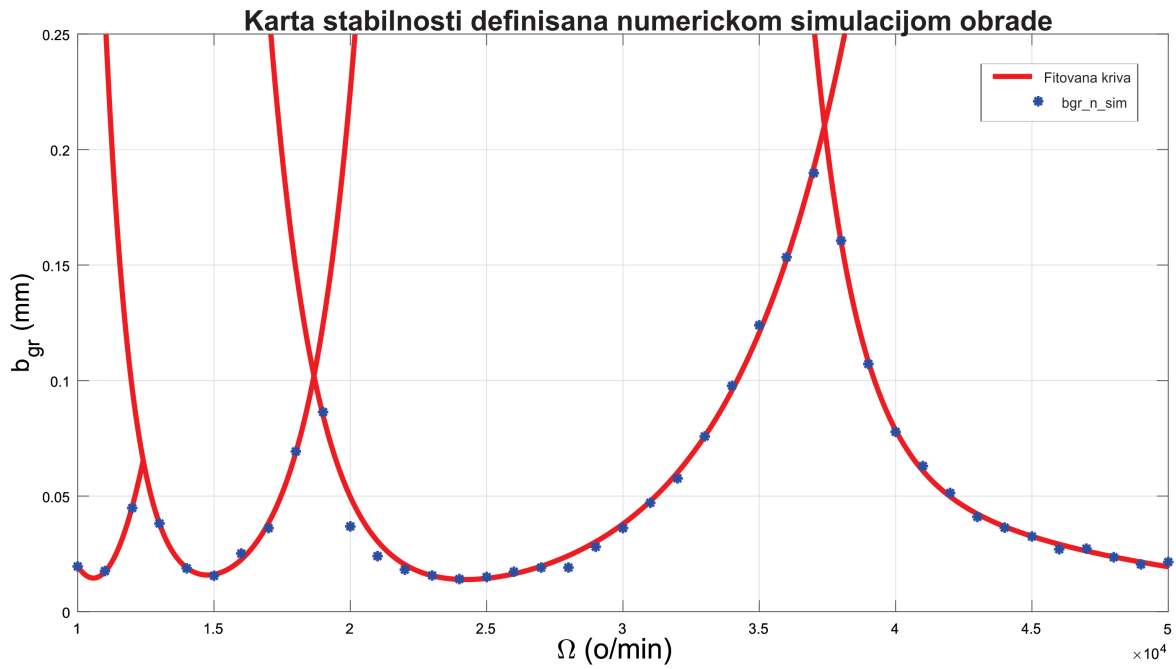
Tabela 10.3 Granične dubine rezanja određene numeričkom simulacijom obrade za odgovarajuće prečnike alata (nastavak 1)

20	29000	0.0215	0.0281	0.0364	0.0527
21	30000	0.0291	0.0361	0.0479	0.07
22	31000	0.038	0.0471	0.0609	0.0908
23	32000	0.0486	0.0577	0.0786	0.1162
24	33000	0.0636	0.0758	0.1008	0.148
25	34000	0.0814	0.0977	0.1294	0.184
26	35000	0.1044	0.1239	0.165	0.1278
27	36000	0.1295	0.1534	0.198	0.0866
28	37000	0.1591	0.1898	0.1253	0.0641
29	38000	0.1937	0.1606	0.0853	0.0492
30	39000	0.1589	0.1072	0.0651	0.0378
31	40000	0.1072	0.0778	0.0517	0.0376
32	41000	0.078	0.063	0.0458	0.0305
33	42000	0.0627	0.0513	0.0368	0.0252
34	43000	0.0505	0.041	0.033	0.0254
35	44000	0.0402	0.0363	0.0286	0.0226
36	45000	0.0446	0.0325	0.0259	0.0216
37	46000	0.0373	0.027	0.0262	0.0204
38	47000	0.0322	0.0272	0.023	0.0185
39	48000	0.0273	0.0235	0.0203	0.0176
40	49000	0.0265	0.0204	0.02	0.0172
41	50000	0.0232	0.0215	0.0178	0.0163

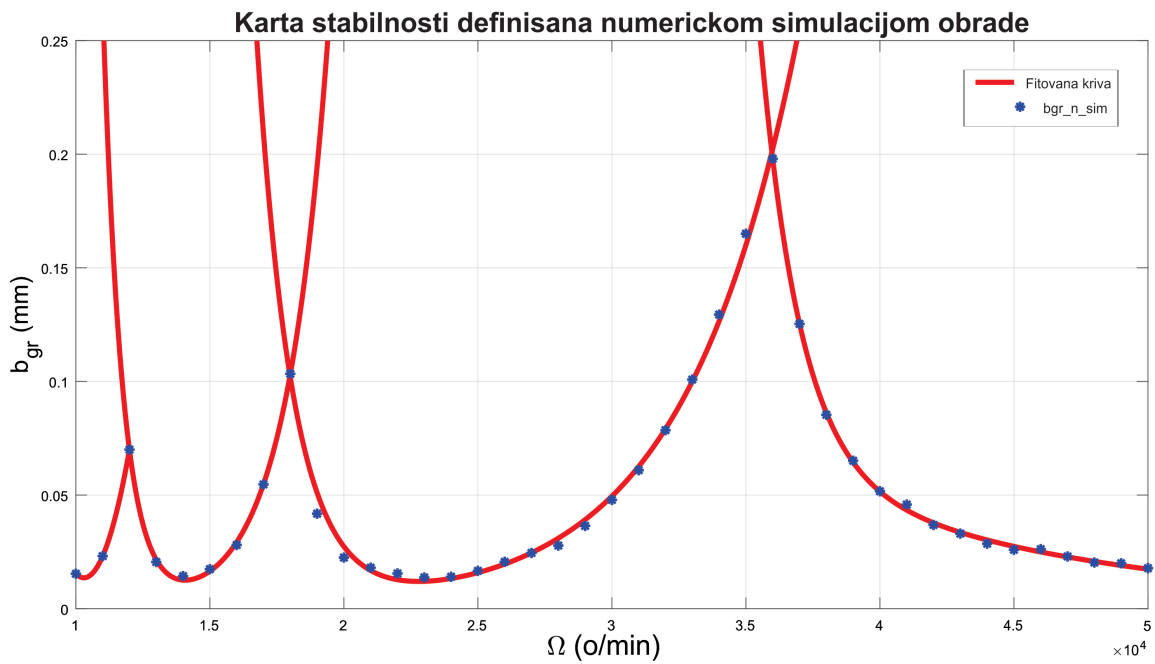
Karta stabilnosti na osnovu ovih podataka definiše se crtanjem aproksimativne krive kroz vrednosti prikazane u tabeli 10.3, primenom polinoma n-tog stepena. Aproksimacija, tj. fitovanje krive linije, izvršeno je u *Matlab* softverskom okruženju. Na ovaj način dobijene su karte stabilnosti (Slika 10.12 - Slika 10.15), na kojima su crvenom bojom prikazane aproksimirane linije koje prolaze kroz tačke dobijene simulacijom (prikazane plavom bojom).



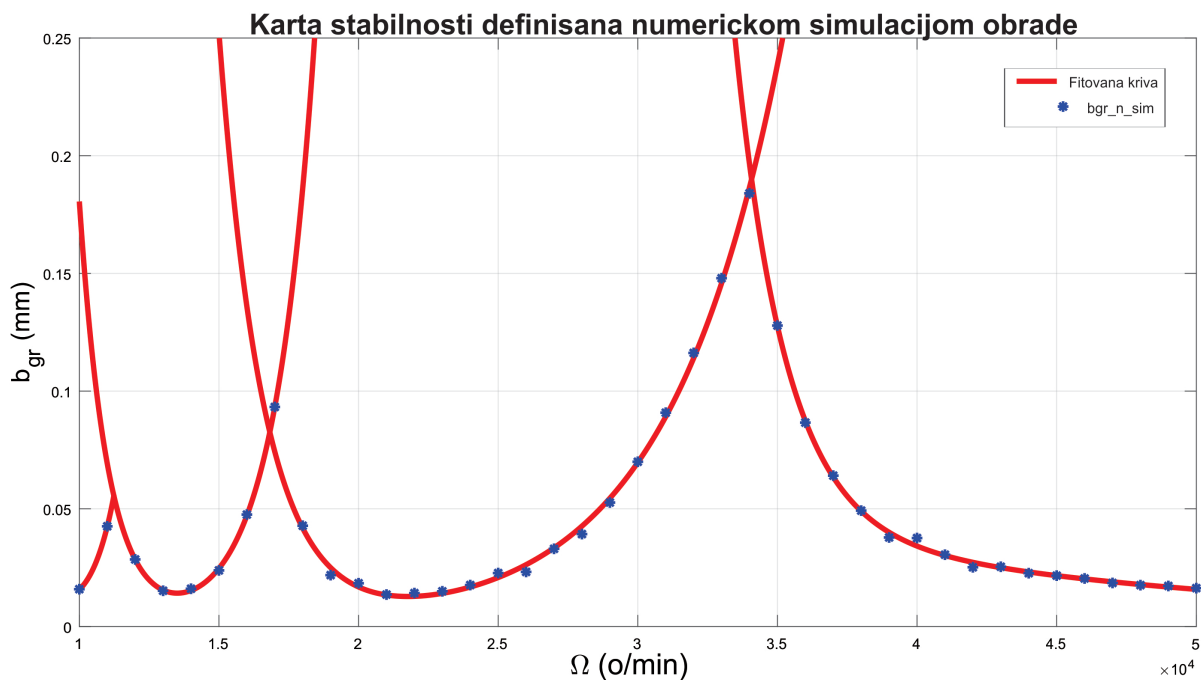
Slika 10.12 Karta stabilnosti definisana unapređenom numeričkom simulacijom obrade glodalom prečnika 0,5[mm]



Slika 10.13 Karta stabilnosti definisana unapređenom numeričkom simulacijom obrade glodalom prečnika 1[mm]



Slika 10.14 Karta stabilnosti definisana unapređenom numeričkom simulacijom obrade glodalom prečnika 1,5[mm]



Slika 10.15 Karta stabilnosti definisana unapređenom numeričkom simulacijom obrade glodalom prečnika 2[mm]

10.4 Eksperimentalna verifikacija karte stabilnosti definisane numeričkom simulacijom procesa mikroglodanja

Zbog opasnosti od loma alata pri visokim brojevima obrtaja glavnog vretena, kao i zbog opasnosti od oštećenja pneumatskog vretena, eksperimentalna verifikacija karata stabilnosti definisanih u prethodnom poglavlju, izvedena je obradom konstantnom dubinom rezanja. Takođe, verifikacija je sprovedena samo za jedan prečnik alata, odnosno za alat $\phi 1,5$ [mm].

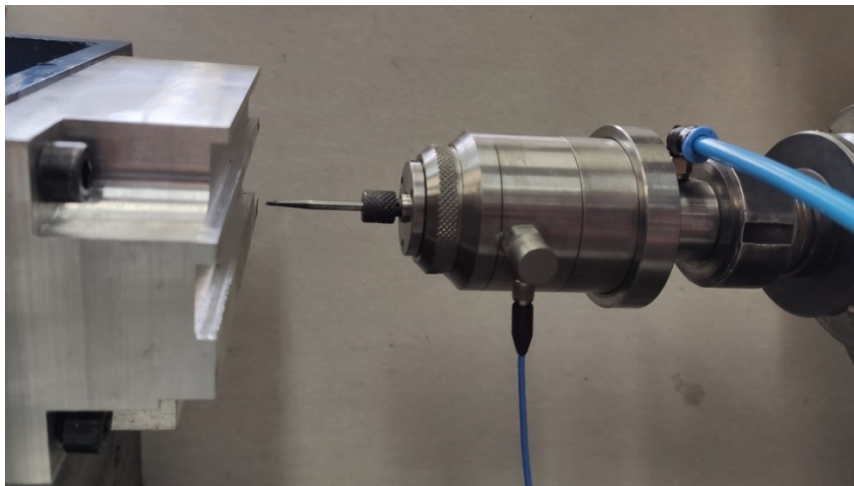
Eksperimentalna verifikacija je izvršena na obratku od aluminijuma Al7075, vretenastim glodalom prečnika 1,5 [mm], sa tri rezne ivice. Dubine rezanja, usvojene iz definisane karte stabilnosti, održavane su konstantnim za svaki prolaz alata, širina rezanja je bila ista za sve prolaze i iznosila je 1,5[mm], a pomak je bio konstantan za svaki broj obrtaja i iznosio je 5[μm /zubu]. Takođe, u cilju smanjenja mogućeg oštećenja alata, dužina rezanja je ograničena na 15[mm].

Usvajanje kombinacija brojeva obrtaja glavnog vretena (Ω) i dubina rezanja (b) izvršeno je tako da se najbolje ispita talasasta karakteristika prethodno definisane karte stabilnosti, strogo vodeći računa o osetljivosti alata na lom. S tim u vezi, određeni broj kombinacija Ω - b usvojen je u stabilnom (ispod krivih linija na karti) a određeni broj u nestabilnom području karte stabilnosti (iznad krivih linija na karti). Usvajene kombinacije prikazane su u tabeli 10.4.

Tabela 10.4 Kombinacije brojeva obrtaja glavnog vretena i dubina rezanja za eksperimentalnu verifikaciju karte stabilnosti

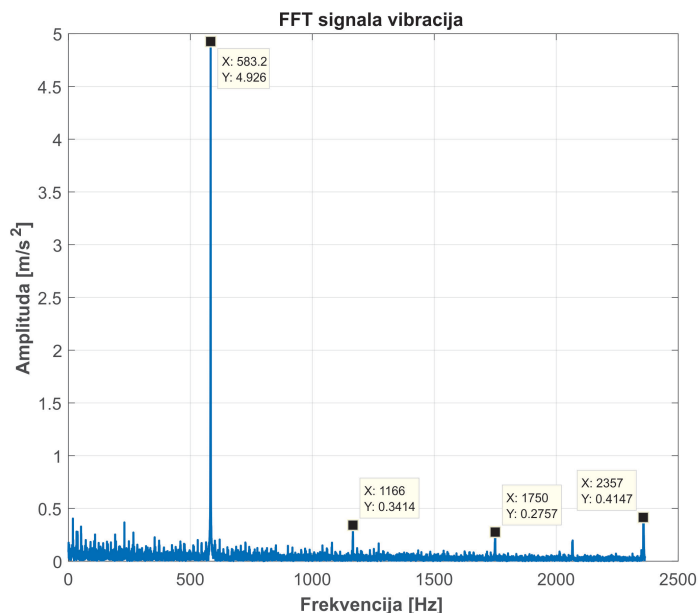
Redni broj eksperimenta	Broj obrtaja glavnog vretena [o/min]	Dubina rezanja [μm]
1.	25000	10
2.	30000	
3.	35000	
4.	40000	
5.	30000	30
6.	35000	
7.	40000	
8.	35000	75
9.	25000	20
10.	45000	30
11.	35000	100

Slika 10.16 prikazuje pripremu obradnog centra za eksperimentalna ispitivanja samopobudnih vibracija pri mikrogodanju legure aluminijuma Al7075.



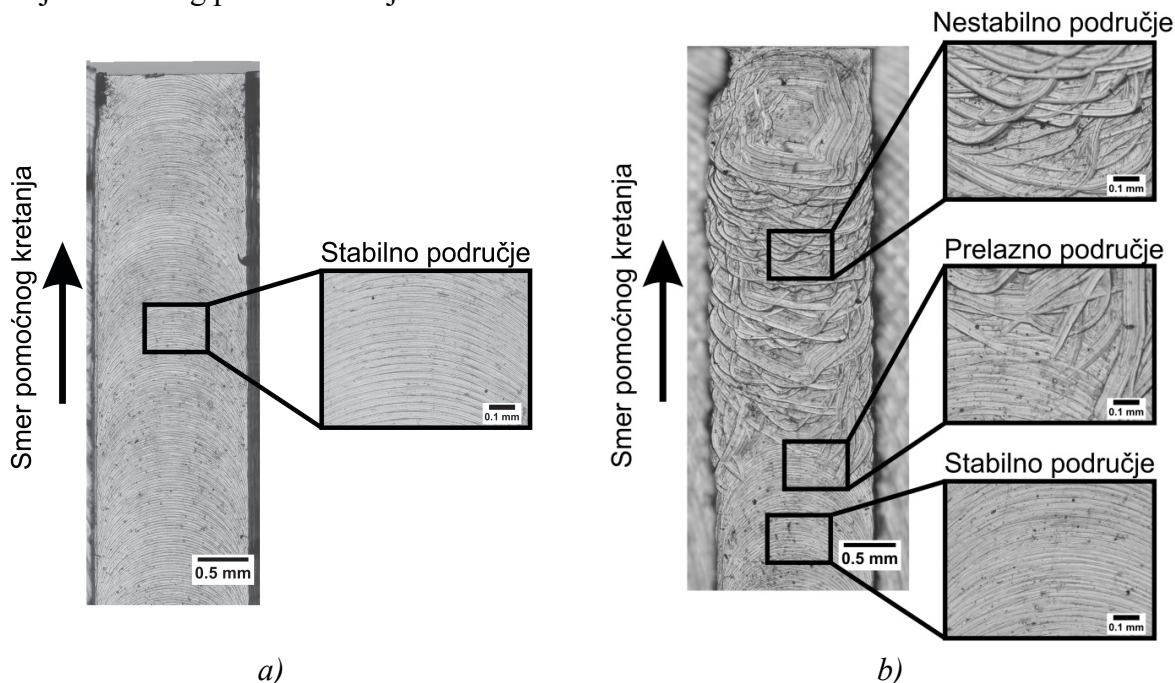
Slika 10.16 Priprema obradnog centra za eksperimentalna ispitivanja

Pri eksperimentalnoj verifikaciji, izvedeno je osam eksperimenata pri čemu je za svaku kombinaciju Ω - b obrađivana posebna površina obratka, dok su u cilju detektovanja nastanka samopobudnih vibracija za svaki eksperiment snimane vibracije sklopa glavnog vretena pomoću dijagnostičke opreme (Slika 9.5). Međutim, primenom brze Furijeove transformacije (FFT) na svakom od snimljenih signala ustanovljeno je da ova metoda nije pogodna za detektovanje nastanka samopobudnih vibracija zbog dominantnog uticaja osnovne frekvencije obrtanja alata. Na slici 10.17, prikazan je rezultat brze Furijeove transformacije za signal eksperimenta broj 6, odnosno broj obrtaja glavnog vretena 35000[o/min]. Osnovna frekvencija obrtanja alata od 583,2 [Hz] ima dominantan uticaj na kompletan frekventni opseg, te je na ovaj način teško moguće detektovati amplitudu frekvencije samopobudnih vibracija.



Slika 10.17 Brza Furijeova transformacija signala eksperimenta broj 6

Zbog nemogućnosti primene brze Furijeove transformacije, za detekciju nastanka samopobudnih vibracija usvojena je metoda analize hrapavosti obrađene površine, prikazana u poglavlju 9. Međutim, kako zbog male dubine rezanja fizički nije moguće meriti hrapavost bočne strane prolaza alata, u cilju detekcije nastanka samopobudnih vibracija svaki prolaz alata je sniman svetlosnim mikroskopom (Slika 9.32) u pravcu normale na obrađenu površinu. Na slici 10.18a prikazan je izgled tragova obrade za slučaj stabilnog, a na slici 10.18b za slučaj nestabilnog procesa rezanja.



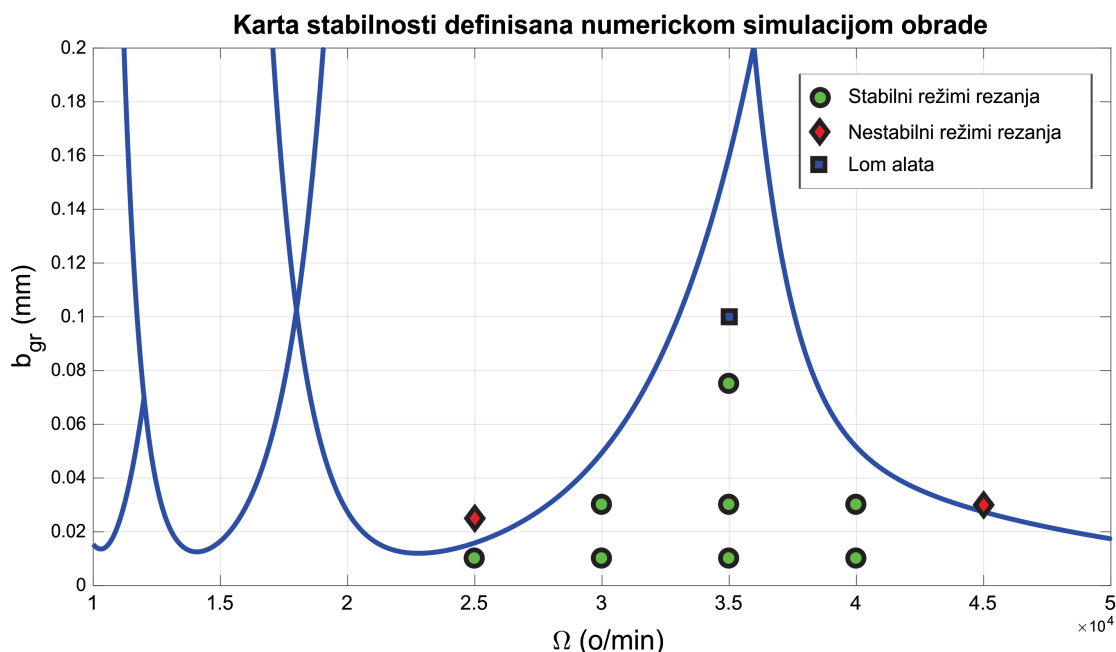
Slika 10.18 Mikroskopski snimak obrađenog kanala za a) stabilan i b) nestabilan proces obrade

Analizom mikroskopskih snimaka svih prolaza alata, konstatovano je pri kojim dubinama rezanja su nastale samopobudne vibracije, a rezultati su prikazani u tabeli 10.5.

Tabela 10.5 Rezultati eksperimentalnog ispitivanja samopobudnih vibracija pri mikrorezanju

Redni broj eksperimenta	Broj obrtaja glavnog vretena [o/min]	Dubina rezanja [μm]	Stabilnost sistema
1.	25000	10	<i>stabilno</i>
2.	30000		
3.	35000		
4.	40000		
5.	30000	30	
6.	35000		
7.	40000		
8.	35000	75	<i>nestabilno</i>
9.	25000	20	
10.	45000	30	
11.	35000	100	

Rezultati eksperimentalnih ispitivanja su takođe prikazani na karti stabilnosti definisanoj numeričkom simulacijom obrade (Slika 10.19), pri čemu su zelenim krugovima naznačeni režimi rezanja koji daju stabilan proces obrade, a crvenim rombovima režimi pri kojima dolazi do nastanka samopobudnih vibracija. Pri obradi brojem obrtaja od 35000[o/min] i dubinom od 0,1 [mm], vrlo brzo je došlo do intenzivnih vibracija i loma alata, što je na karti stabilnosti prikazano plavim kvadratom.



Slika 10.19 Karta stabilnosti definisana unapređenom numeričkom simulacijom mikrogodanja sa naznačenim eksperimentalnim rezultatima

Na bazi prethodne slike, može se smatrati da je karta stabilnosti definisana unapređenom numeričkom simulacijom mikrogodanja, verifikovana eksperimentalnim ispitivanjima za slučaj obrade aluminijuma Al7075.

10.5 Verifikacija unapređene numeričke simulacije procesa mikroglodanja na osnovu literaturnih podataka

Verifikacija unapređene numeričke simulacije procesa mikroglodanja na osnovu literaturnih podataka, sprovedena je za slučaj rezultata ispitivanja prikazanih u [192].

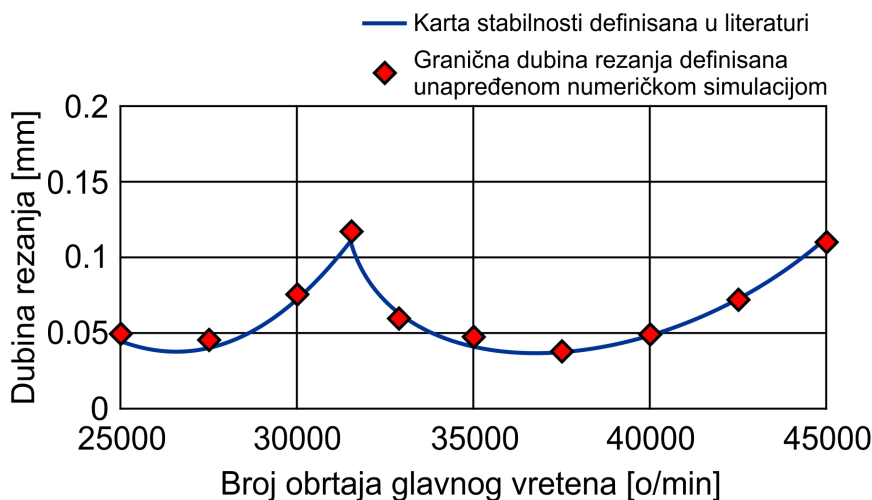
U tom radu, autori su razvili matematički model za definisanje karte stabilnosti za mikroglodanje i mikroglodanje potpomognuto vibracijama. Treba napomenuti da u ovoj verifikaciji neće biti razmatrana karta stabilnosti definisana za mikroglodanje potpomognuto vibracijama, jer razvijena unapređena numerička simulacija ne uzima u obzir karakteristike takvih zahvata obrade.

Kako bi bilo moguće uporediti karte stabilnosti definisane u literaturi i unapređenom numeričkom simulacijom, neophodno je modalni parametri i uslovi obrade za obe karte stabilnosti budu identični. Parametri potrebni za unapređenu numeričku simulaciju izdvojeni su iz [192] i prikazani su u tabeli 10.6.

Tabela 10.6 Parametri obrade potrebni za definisanje karte stabilnosti

Modalni parametri obradnog sistema	Sopstvena frekvencija $\omega_n [Hz]$	3080
	Faktor prigušenja ζ	0,052
	Modalna masa $m [kg]$	$1,04e^{-3}$
	Modalna krutost $k [N / m]$	$3,4e^5$
Karakteristike obratka	Materijal:	Al7075
	Specifični otpor rezanja $K_s [MPa]$	970
	Faktor sabijanja strugotine ξ	5
	Napon na smicanje $\tau_0 [MPa]$	331
	Kinematski koeficijent trenja μ_k	0,38
Karakteristike alata	Prečnik $[mm]$	$\phi 1$
	Radijus rezne ivice $r_a [\mu m]$	10
	Grudni ugao $\gamma [^\circ]$	30
	Leđni ugao $\alpha [^\circ]$	15
	Broj zuba alata N_t	2
Ostali parametri potrebni za simulaciju	Ugao ulaza alata u zahvat $\phi_{st} [^\circ]$	0
	Ugao izlaza alata iz zahvata $\phi_{ex} [^\circ]$	180
	Pomak po zubu $s_z [\mu m / zubu]$	5
	Ugao nagiba obratka $\alpha_0 [^\circ]$	2

Karta stabilnosti definisana u [192] prikazana je na slici 10.20, a rezultati simulacije i poređenje sa literaturnim rezultatima prikazano je u tabeli 10.7.



Slika 10.20 Karta stabilnosti definisana u [192] i granične dubine definisane unapređenom numeričkom simulacijom mikroglođanja

Tabela 10.7 Granične dubine definisane u [192] i unapređenom numeričkom simulacijom mikroglođanja

Redni broj	Broj obrtaja glavnog vretena [o/min]	Granična dubina rezanja [192] [mm]	Granična dubina rezanja iz disertacije [mm]	Odstupanje [%]
1.	25000	0,046	0,049	-6,52
2.	27500	0,041	0,045	-9,76
3.	30000	0,0738	0,0748	-1,35
4.	31500	0,111	0,116	-4,5
5.	33000	0,0595	0,059	0,84
6.	35000	0,043	0,047	-9,3
7.	37500	0,038	0,0375	1,32
8.	40000	0,0484	0,0486	-0,41
9.	42500	0,072	0,0713	0,97
10.	45000	0,111	0,109	1,8

Analizom podataka prikazanih u tabeli 10.7, može se zaključiti da unapređena numerička simulacija mikroglođanja daje vrednosti graničnih dubina rezanja približne vrednostima definisanim u radu [192]. Apsolutno međusobno odstupanje rezultata je u opsegu od 0,41 do 9,76%. Iako je vrednost maksimalnog odstupanja relativno velika (9,76%), ako se uzme u obzir da je maksimalna razlika u predviđenim graničnim dubinama samo 5 [μm], dolazi se do zaključka da unapređena numerička simulacija mikroglođanja može adekvatno biti primenjena i za predikciju granične dubine rezanja pri mikroglođanju.

11. ZAVRŠNA RAZMATRANJA

11.1 Sumiranje rezultata istraživanja

Sumirajući prikazana istraživanja i dobijene rezultate, može se konstatovati da doktorska disertacija predstavlja doprinos boljem razumevanja samopobudnih vibracija pri glodanju, kao i pokušaj međusobnog poređenja makro i mikroglodanja sa stanovišta nastanka samopobudnih vibracija. Imajući ovo u vidu, istraživanja sprovedena u radu mogu biti podeljena u dve celine, ispitivanja vibracija pri makroglodanju i ispitivanja vibracija pri mikroglodanju.

U prvom delu istraživanja, u cilju analize dinamičkog ponašanja obradnih sistema sa stanovišta samopobudnih vibracija, razvijena je unapređena numerička simulacija procesa obrade glodanjem. Prezentovanom simulacijom, za konkretne režime rezanja, moguće je predvideti sile rezanja i pomeranja vrha alata pri glodanju sa promenljivom dubinom. Na bazi pomeranja vrha alata pri simulaciji, odnosno u trenutku naglog skoka amplitude pomeranja, za konkretan broj obrtaja glavnog vretena, definiše se granična dubina rezanja koja predstavlja granicu stabilnosti obradnog sistema sa stanovišta samopobudnih vibracija. Ukoliko se ova simulacija primeni na određeni opseg brojeva obrtaja glavnog vretena, moguće je definisati dovoljan broj tačaka kako bi se formirala karta stabilnosti obradnog sistema.

Verifikacije predložene matematičke metode definisanja karte stabilnosti, izvršena je na dva načina, poređenjem dobijenih rezultata sa rezultatima trenutno dostupnim u literaturi najčešće korišćenom metodom za definisanje karte stabilnosti pri visokobrzinskom glodanju, metodom Furijeovih redova, i poređenjem sa rezultatima eksperimentalnog ispitivanja. Eksperimentalna verifikacija je sprovedena za slučaj obrade tri materijala obratka (Al7075, 42CrMo4, Ti-6Al-4V) na dva obradna centra (EMCO-1 i EMCO-2). U cilju definisanja potrebnih ulaznih podataka, na oba obradna centra je sprovedena eksperimentalna modalna analiza u svrhu definisanja njihovih modalnih parametra.

Verifikacija karte stabilnosti definisane unapređenom numeričkom simulacijom glodanja pri obradi aluminijuma Al7075, izvedena je njenim poređenjem sa kartom stabilnosti definisanom metodom Furijeovih redova, primenom koeficijenta korelacije. Analizom rezultata ove verifikacije, zaključeno je da koeficijent korelacije između karte stabilnosti definisane unapređenom numeričkom simulacijom obrade i karte stabilnosti definisane metodom Furijeovih redova iznosi 0,983, odnosno da je veza između poređenih vrednosti za ova dva metoda izrazito jaka.

Pored toga, za konkretan obradni sistem, uočena je razlika u obliku karte stabilnosti definisane unapređenom numeričkom simulacijom obrade, u odnosu na kartu stabilnosti definisanu metodom Furijeovih redova. Naime, predloženom metodom, na određenim brojevima obrtaja glavnog vretena (5500, 6500, 8625, 8875, 9125, 9375, 9625 i 9875 [o/min]), predikuju se veće vrednosti granične dubine rezanja nego kod metode Furijeovih

redova i u zavisnosti od koraka promene broja obrtaja mogu se uočiti određeni lobovi na karti stabilnosti koji se zbog same metodologije ne pojavljuju kod metode Furijeovih redova.

Drugi način verifikacije unapređene numeričke simulacije obrade sproveden je eksperimentalnim ispitivanjima. Na primeru zahvata obrade glodanjem radnog predmeta od aluminijuma Al7075, sproveden je niz eksperimenata pri kojima je za konstantan broj obrtaja glavnog vretena i pomak po zubu, kontinualno povećavana dubina rezanja do trenutka nastanka samopobudnih vibracija. Dubina rezanja na kojoj je došlo do pojave samopobudnih vibracija, usvaja se kao granična dubina rezanja za konkretan broj obrtaja. Definisane karte stabilnosti vrši se ponavljanjem ove procedure za odgovarajući opseg brojeva obrtaja glavnog vretena. Pri ovim ispitivanjima, pomoću raspoložive dijagnostičke opreme, snimane su vibracije sklopa glavnog vretena, obzirom da je konstatovano da ima manju krutost od pribora sa radnim predmetom, a trenutak nastanka samopobudnih vibracija određivan je na dva načina, frekventnom analizom snimljenih signala i inovativnom metodom tangenti. Frekventna analiza snimljenih signala je metoda koja se, poslednjih godina, najčešće primenjuje za detektovanje nastanka samopobudnih vibracija, dok je inovativna metoda tangenti, metoda češće ranije korištena, a u ovim istraživanjima je unapređena u skladu sa razvojem merne tehnike. Za razliku od metode frekventne analize, inovativnom metodom tangenti se trenutak nastanka samopobudnih vibracija određuje iz vremenskog signala vibracija. Kako obe eksperimentalne metode daju skoro identične vrednosti graničnih dubina rezanja, za dalju verifikaciju unapređene numeričke simulacije obrade, korišćena je inovativna metoda tangenti.

Koeficijent korelacije između karte stabilnosti definisane unapređenom numeričkom simulacijom obrade i karte stabilnosti definisane inovativnom metodom tangenti iznosi 0,954, što ukazuje na vrlo tesnu vezu između poređenih vrednosti. Uzimajući u obzir da je koeficijent korelacije između karte stabilnosti definisane metodom Furijeovih redova i karte stabilnosti definisane inovativnom metodom tangenti nešto manji (0,915), može se zaključiti da predložena unapređena numerička simulacija obrade daje neznatno tačnije vrednosti graničnih dubina u odnosu na metodu Furijeovih redova. Pored toga, unapređenom numeričkom simulacijom obrade brzo se određuju granične dubine rezanja za konkretne brojeve obrtaja, što omogućava jednostavnu primenu ove metode u radioničkim uslovima.

U okviru ispitivanja vibracija pri obradi aluminijuma Al7075, sprovedena je i analiza uticaja samopobudnih vibracija na hrapavost obrađene površine, odnosno potvrđeno je da se samopobudne vibracije mogu identifikovati i na bazi hrapavosti. Na bazi ovog ispitivanja, može se zaključiti da nastanak samopobudnih vibracija u procesu rezanja, za slučaj obrade aluminijuma Al7075, utiče na hrapavost obrađene površine tako što se vrednosti parametara hrapavosti Ra i Rz povećavaju i do 10 puta. Uticaj samopobudnih vibracija je još izraženiji na talasastost obrađene površine, jer može dovesti do povećanja parametara Wa i Wz i do 38 puta. Pored toga, ako se posmatra suprotnosmerno i istosmerno glodanje, može se zaključiti da dolazi do značajnije promene parametara hrapavosti pri nastanku samopobudnih vibracija u slučaju suprotnosmerne obrade nego u slučaju istosmerne. Ovakva zavisnost se ne može uočiti za parametre talasastosti obrađene površine.

Ispitivanjem samopobudnih vibracija pri glodanju konstrukcionog čelika 42CrMo4 na obradnom centru EMCO-1, ustanovljeno je da pri obradi ovog materijala preporučenim režimima dolazi do značajnog uticaja prigušenja procesa obrade na graničnu dubinu rezanja. Takođe, usled prigušenja procesa ni unapređena numerička simulacija obrade ni metoda Furijeovih redova ne daju zadovoljavajuće vrednosti graničnih dubina rezanja za brojeve obrtaja manje od 3000 [o/min]. U cilju rešavanja ovog problema, eksperimentalno je definisan

koeficijent prigušenja procesa za konkretan obradni sistem, i na osnovu njega su korigovani algoritmi za definisanje granične dubine rezanja za oba matematička metoda. Na ovaj način, omogućena je primena razvijene unapređene numeričke simulacije za definisanje granične dubine rezanja pri obradi konstrukcionog čelika brojevima obrtaja glavnog vretena manjim od 3000 [o/min], kada je poznat koeficijent prigušenja procesa.

U cilju analize samopobudnih vibracija pri glodanju teškoobradljivih materijala, definisane su karte stabilnosti obradnog centra EMCO-2 metodom Furijeovih redova i unapređenom numeričkom simulacijom obrade za slučaj obrade biokompatibilne legure titanijuma Ti-6Al-4V. Kako pomenuti obradni centar ima dva dominantna moda sopstvenih vibracija, na definisanim kartama stabilnosti mogu se uočiti po dve granice stabilnosti. Eksperimentalna verifikacija definisanih karata stabilnosti sprovedena je glodanjem legure titanijuma Ti-6Al-4V konstantnom dubinom rezanja. Naime, svakim prolazom alata za isti broj obrtaja glavnog vretena, povećavana je dubina rezanja, a dubina na kojoj nastanu samopobudne vibracije je granična dubina rezanja. Detektovanje samopobudnih vibracija izvršeno je frekventnom analizom signala vibracija obradnog sistema, dobijeni rezultati se poklapaju sa vrednostima iz definisanih karata stabilnosti.

Na osnovu ovog istraživanja, može se zaključiti da se unapređena numerička simulacija obrade može adekvatno primeniti za predikciju granične dubine rezanja i za obradne sisteme sa više dominantnih modova sopstvenih vibracija.

Poređenjem rezultata definisanja karata stabilnosti za tri vrste materijala unapređenom numeričkom simulacijom obrade sa eksperimentalnim rezultatima može se konstatovati da ista daje vrlo zadovoljavajuće rezultate za široku lepezu materijala (konstrukcione čelike, teškoobradljive materijale, ...), kao i u oblasti visokobrzinske obrade.

Karte stabilnosti definisane unapređenom numeričkom simulacijom obrade i metodom Furijeovih redova, direktno zavise od ulaznih podataka; odnosno od modalnih parametara mehaničke strukture obradnog sistema i specifičnih otpora rezanja. Greške u određivanju modalnih parametara sistema utiču na tačnost definisanja karte stabilnosti tako što se povećanjem krutosti i/ili koeficijenta prigušenja sistema, povećava i granična dubina rezanja, dok se povećanjem sopstvene frekvencije sistema područja uslovne stabilnosti na karti stabilnosti pomeraju ka višim brojevima obrtaja. Ukoliko je manja tačnost određivanja specifičnog otpora rezanja, njegovim povećanjem smanjuje se granična dubina rezanja na definisanoj karti stabilnosti i obrnuto.

Uzimajući u obzir prethodno, može se konstatovati da definisana karta stabilnosti važi samo za posmatrani obradni sistem, odnosno samo za posmatranu mašinu alatku, glavno vreteno, držač alata i alat sa definisanim položajem u držaču. Bilo koja promena sistema, npr. novi rezni alat ili novi držač alata; pa čak i samo promena slobodne dužine alata u držaču, zahteva izradu nove karte stabilnosti koja veži samo za novonastale karakteristike sistema. Pored toga, da bi se definisala karta stabilnosti, za svaku novu konfiguraciju obradnog sistema je neophodno zasebno odrediti modalne parametre, što zahteva sprovođenje velikog broja eksperimentalnih modalnih analiza i analizu izmerenih rezultata.

Da bi se smanjio broj potrebnih eksperimenata za određivanje dinamičkih karakteristika obradnog sistema u njegovim različitim konfiguracijama, razvijen je niz metoda za određivanje funkcije frekventnog odziva obradnog sistema sprežanjem funkcija odziva njegovih elemenata.

Jedna od tih metoda, koja je prikazana u ovoj disertaciji, je sprezanje pomerajnih odziva elemenata sistema. Ova metoda je prikazana i verifikovana na primeru sklopa glavno vreteno – držač alata – alat. Prikazani su složeni matematički izrazi koji omogućavaju sprezanje matematički definisanog pomerajnog odziva alata sa eksperimentalno definisanim pomerajnim odzivom podsklopa glavnog vretena i držača alata. Poređenjem sopstvenih frekvencija predikovanih sprezanjem pomerajnih odziva i određenih eksperimentalnim ispitivanjem iznosi 3,5[%]. Na osnovu ovog zaključeno je da prikazana metoda sprezanja pomerajnih odziva sistema predstavlja dobru alternativu eksperimentalnoj modalnoj analizi za određivanje modalnih parametara obradnih sistema za makroglodanje i da se može pouzdano primeniti i pri mikroglodanju. Naime, usled malih prečnika alata i nemogućnosti primene standardnih kontaktnih senzora za merenje vibracija, pri određivanju modalnih parametara obradnih sistema za mikroglodanje, nije moguće primenjivati standardnu eksperimentalnu modalnu analizu, zbog čega se u tom slučaju primenjuje metoda sprezanja pomerajnih odziva.

Drugi deo istraživanja koja su sprovedena u okviru doktorske disertacije, odnosi se na ispitivanje samopobudnih vibracija pri mikroglodanju. Ispitivanja su sprovedena na obradnom centru Heidenreich & Harbeck FM-38, u čije glavno vreteno je stegnuto pneumatsko vreteno za mikroglodanje LŽTK BVKV 63.150. Modalni parametri ovog sistema, potrebni za unapređenu numeričku simulaciju obrade, određeni su pomenutom metodologijom sprezanja pomerajnih odziva.

Analiza samopobudnih vibracija pri mikroglodanju sprovedena je unapređenom numeričkom simulacijom obrade koja je proširena predloženim matematičkim modelom sila pri mikroglodanju. Predloženi model sila rezanja, pored standardnog mehanizma smicanja strugotine, u obzir uzima i trenje između leđne površine alata i obrađene površine. Numeričkom simulacijom procesa rezanja, koja je prikazana u osmom poglavlju, ustanovljeno je da pri stabilnom procesu mikroglodanja aluminijuma Al7075, sila trenja između leđne površine alata i obrađene površine iznosi i do 12% rezultujuće sile rezanja. Stoga, pri mikroglodanju, ovu silu je neophodno uzeti u obzir, što je i učinjeno razvijenim matematičkim modelom sila mikrorezanja.

U okviru ispitivanja samopobudnih vibracija pri mikroglodanju, razmatran je samo slučaj kada je debljina strugotine veća od radijusa rezne ivice alata, pri čemu se, na bazi literature, specifični otpor rezanja može smatrati relativno konstantnim a promena sile rezanja je linearna. Usvajanje ove pretpostavke omogućava poređenje makro i mikroglodanja. Pri obradi mikroglodanjem za slučaj kada je debljina strugotine manja od radijusa vrha rezne ivice alata dolazi do nelinearnosti specifičnog otpora rezanja i sile rezanja.

Na bazi modalnih parametara sistema za mikroglodanje, primenom unapređene numeričke simulacije mikroglodanja, definisane su granične dubine rezanja za četiri prečnika glodala 0,5; 1; 1,5 i 2 [mm]. Verifikacija definisanih predikovanih karata stabilnosti sprovedena je za alat prečnika 1,5[mm] i materijal obratka aluminijum Al7075. Eksperimentalna istraživanja su sprovedeni za opseg brojeva obrtaja glavnog vretena od 25000 do 45000 [o/min] i različite konstantne dubine rezanja, a vibracije sistema su snimane pomoću raspoložive dijagnostičke opreme.

Nakon obrade signala vibracija, snimljenih raspoloživom dijagnostičkom opremom, primenom brze Furijeove transformacije, zaključeno je da se samopobudne vibracije vrlo teško mogu detektovati analizom frekvencija, usled dominantosti frekvencije obrtanja alata. Zbog toga, u cilju određivanja pri kojim dubinama rezanja je došlo do nastanka

samopobudnih vibracija primenjen je svetlosni mikroskop i metod hrapavosti obrađene površine. Mikroskopom su snimane obrađene površine, a na bazi promene njihove hrapavosti konstatovan je nastanak samopobudnih vibracija. Ovako dobijeni rezultati, pokazali su dobro preklapanje sa predikovanim kartama stabilnosti. Iz opravdanih razloga, zbog tehničkih poteškoća, nije bilo moguće izvesti veći broj eksperimentalnih merenja i na taj način izvršiti detaljniju i pouzdaniju verifikaciju unapređene numeričke simulacije mikroglođanja.

Verifikacija unapređene numeričke simulacije mikroglođanja sprovedena je i na bazi poređenja sa kartama stabilnosti iz literature. Za ulazne podatke prikazane u radu [192] i za brojeve obrtaja glavnog vretena od 25000 do 45000 [o/min], sprovedena je unapređena numerička simulacija mikroglođanja. Analizom rezultata simulacije i njihovim poređenjem sa kartama stabilnosti prikazanim u [192], može se zaključiti da je međusobno odstupanje rezultata po apsolutnoj vrednosti u opsegu od 0,41 do 9,76%. Iako je vrednost maksimalnog odstupanja relativno velika (9,76%), ako se uzme u obzir da je maksimalna razlika u graničnim dubinama rezanja samo 5 [μm], može se zaključiti da unapređena numerička simulacija mikroglođanja može sa velikom pouzdanošću biti primenjena za predikciju granične dubine rezanja pri mikroglođanju.

11.2 Pravci budućih istraživanja

Analizom dosadašnjih rezultata istraživanja samopobudnih vibracija pri makro i mikroglođanju, na osnovu dostupnih literaturnih informacija, kao i na osnovu iskustava stečenih pri izradi doktorske disertacije, moguće je predložiti pravce budućih istraživanja. Neki od tih pravca su:

- Pri razvoju unapređene numeričke simulacije glođanja usvojena je pretpostavka da se obrada izvodi glođalom sa pravim zubima. Imajući to u vidu, jedan od pravaca budućih istraživanja, a u cilju povećavanja tačnosti unapređene numeričke simulacije, je razvoj matematičkog modela uz uzimanje u obzir heikoidnog oblika zuba glođala.
- Prilagođavanje unapređene numeričke simulacije glođanja za druge metode obrade (struganje, bušenje).
- Detaljna analiza pojave prigušenja procesa obrade pri glođanju i drugim metodama obrade, i razmatranje mogućnosti matematičkog definisanja koeficijenta prigušenja procesa rezanja.
- Eksperimentalna verifikacija predloženog modela sila rezanja pri mikroglođanju, u oblasti debljina strugotine većih i/ili manjih od radijusa rezne ivice alata;
- Ispitivanje promenljivosti specifičnih otpora rezanja pri mikroglođanju u oblasti debljine strugotine manje od radijusa rezne ivice alata.
- Analiza primenljivosti unapređene numeričke simulacije mikroglođanja u oblasti debljine strugotine manje od radijusa rezne ivice alata.

Na kraju treba konstatovati da je ispitivanje samopobudnih vibracija pri makro, a pogotovo pri mikrorezanju i dalje veoma aktuelna tema. Stoga, analiza i ispitivanje uticaja bilo kog parametra procesa obrade na granicu stabilnosti obradnog sistema može predstavljati pravac budućih istraživanja.

12. LITERATURA

- [1] Abele, E., Altintas, Y., Brecher, C.: *Machine tool spindle units*, CIRP Annals-Manufacturing Technology, 2010. **59**(2): pp. 781-802.
- [2] Abele, E., Fiedler, U.: *Creating stability lobe diagrams during milling*, CIRP Annals-Manufacturing Technology, 2004. **53**(1): pp. 309-312.
- [3] Adetoro, O., Sim, W., Wen, P.: *An improved prediction of stability lobes using nonlinear thin wall dynamics*, Journal of Materials Processing Technology, 2010. **210**(6-7): pp. 969-979.
- [4] Afazov, S., Ratchev, S., Segal, J.: *Modelling and simulation of micro-milling cutting forces*, Journal of Materials Processing Technology, 2010. **210**(15): pp. 2154-2162.
- [5] Afazov, S., Ratchev, S., Segal, J., Popov, A.: *Chatter modelling in micro-milling by considering process nonlinearities*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2012. **56**: pp. 28-38.
- [6] Afazov, S., Zdebski, D., Ratchev, S., Segal, J., Liu, S.: *Effects of micro-milling conditions on the cutting forces and process stability*, Journal of Materials Processing Technology, 2013. **213**(5): pp. 671-684.
- [7] Al-Regib, E., Ni, J., Lee, S.-H.: *Programming spindle speed variation for machine tool chatter suppression*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2003. **43**(12): pp. 1229-1240.
- [8] Alan, S., Budak, E., Özgüven, H.N.: *Analytical prediction of part dynamics for machining stability analysis*, International Journal of Automation Technology, 2010. **4**(3): pp. 259-267.
- [9] Altintas, Y.: *Manufacturing Automation: Metal Cutting Mechanics, Machine Tool Vibrations, and CNC Design*. 2012: Cambridge University Press.
- [10] Altıntaş, Y., Budak, E.: *Analytical prediction of stability lobes in milling*, CIRP Annals-Manufacturing Technology, 1995. **44**(1): pp. 357-362.
- [11] Altıntaş, Y., Engin, S., Budak, E.: *Analytical stability prediction and design of variable pitch cutters*, Journal of Manufacturing Science and Engineering, 1999. **121**(2): pp. 173-178.
- [12] Altintas, Y., Eynian, M., Onozuka, H.: *Identification of dynamic cutting force coefficients and chatter stability with process damping*, CIRP Annals, 2008. **57**(1): pp. 371-374.
- [13] Altintas, Y., Jin, X.: *Mechanics of micro-milling with round edge tools*, CIRP Annals-Manufacturing Technology, 2011. **60**(1): pp. 77-80.
- [14] Altintas, Y., Verl, A., Brecher, C., Uriarte, L., Pritschow, G.: *Machine tool feed drives*, CIRP Annals-Manufacturing Technology, 2011. **60**(2): pp. 779-796.

- [15] Altintas, Y., Weck, M.: *Chatter stability of metal cutting and grinding*, CIRP Annals-Manufacturing Technology, 2004. **53**(2): pp. 619-642.
- [16] Aramcharoen, A., Mativenga, P.: *Size effect and tool geometry in micromilling of tool steel*, Precision Engineering, 2009. **33**(4): pp. 402-407.
- [17] Araujo, A.C., Mougo, A.L., de Oliveira Campos, F.: *Micro milling cutting forces on machining aluminum alloy*, 8th International Conference Micromanufacturing (ICOMM, 2013. pp.
- [18] Astakhov, V.P., Xiao, X.: *A methodology for practical cutting force evaluation based on the energy spent in the cutting system*, Machining Science and Technology, 2008. **12**(3): pp. 325-347.
- [19] Bao, W., Tansel, I.: *Modeling micro-end-milling operations. Part I: analytical cutting force model*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2000. **40**(15): pp. 2155-2173.
- [20] Bao, W., Tansel, I.: *Modeling micro-end-milling operations. Part II: tool run-out*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2000. **40**(15): pp. 2175-2192.
- [21] Bao, W., Tansel, I.: *Modeling micro-end-milling operations. Part III: influence of tool wear*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2000. **40**(15): pp. 2193-2211.
- [22] Bediaga, I., Munoa, J., Hernández, J., De Lacalle, L.L.: *An automatic spindle speed selection strategy to obtain stability in high-speed milling*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2009. **49**(5): pp. 384-394.
- [23] Benardos, P., Vosniakos, G.-C.: *Predicting surface roughness in machining: a review*, International journal of machine tools and manufacture, 2003. **43**(8): pp. 833-844.
- [24] Bi, S., Ren, J., Wang, W., Zong, G.: *Elimination of transducer mass loading effects in shaker modal testing*, Mechanical Systems and Signal Processing, 2013. **38**(2): pp. 265-275.
- [25] Biermann, D., Kersting, P., Surmann, T.: *A general approach to simulating workpiece vibrations during five-axis milling of turbine blades*, CIRP Annals-Manufacturing Technology, 2010. **59**(1): pp. 125-128.
- [26] Bishop, R., Johnson, D.: *The mechanics of vibration*. 1960: Cambridge University Press.
- [27] Bissacco, G., Hansen, H.N., Slunsky, J.: *Modelling the cutting edge radius size effect for force prediction in micro milling*, CIRP Annals, 2008. **57**(1): pp. 113-116.
- [28] Brecher, C., Manoharan, D., Ladra, U., Köpken, H.-G.: *Chatter suppression with an active workpiece holder*, production engineering, 2010. **4**(2-3): pp. 239-245.
- [29] Brecher, C., Spachholz, G., Paepenmüller, F.: *Developments for high performance machine tool spindles*, CIRP Annals-Manufacturing Technology, 2007. **56**(1): pp. 395-399.
- [30] Budak, E., Tunc, L.T.: *Identification and modeling of process damping in turning and milling using a new approach*, CIRP Annals-Manufacturing Technology, 2010. **59**(1): pp. 403-408.
- [31] Budak, E., Tunc, L.T., Alan, S., Özgüven, H.N.: *Prediction of workpiece dynamics and its effects on chatter stability in milling*, CIRP Annals-Manufacturing Technology, 2012. **61**(1): pp. 339-342.

- [32] Caixu, Y., Haining, G., Xianli, L., Liang, S.Y., Lihui, W.: *A review of chatter vibration research in milling*, Chinese Journal of Aeronautics, 2019. **32**(2): pp. 215-242.
- [33] Cakar, O., Sanliturk, K.: *Elimination of transducer mass loading effects from frequency response functions*, Mechanical Systems and Signal Processing, 2005. **19**(1): pp. 87-104.
- [34] Campatelli, G., Scippa, A.: *Prediction of milling cutting force coefficients for Aluminum 6082-T4*, Procedia CIRP, 2012. **1**: pp. 563-568.
- [35] Cheng, K.: *Machining dynamics: fundamentals, applications and practices*. 2009: Springer Science & Business Media.
- [36] Chuzhoy, L., DeVor, R., Kapoor, S.G., Bammann, D.: *Microstructure-level modeling of ductile iron machining*, Journal of Manufacturing Science and Engineering, 2002. **124**(2): pp. 162-169.
- [37] Čiča, Đ.: *Modeliranje dinamičkog ponašanja sistema glavno vreteno – držač alata – alat*, Banja Luka, Mašinski fakultet, 2010, Doktorska disertacija.
- [38] Čiča, D., Borojević, S., Zeljković, M., Sredanović, B.: *Dynamic analysis of spindle-holder-tool assembly*, Machine Design, 2016. **8**(2).
- [39] Čiča, Đ., Zeljković, M., Globočki-Lakić, G., Sredanović, B.: *Modelling of dynamical behavior of a spindle-holder-tool assembly*, Strojarstvo: časopis za teoriju i praksu u strojarstvu, 2012. **54**(2): pp. 135-144.
- [40] de Lacalle, N.L., Mentxaka, A.L.: *Machine tools for high performance machining*. 2008: Springer Science & Business Media.
- [41] Doppenberg, E., Faassen, R., van de Wouw, N., Oosterling, J., Nijmeijer, H.: *Active in-process chatter control*, CIRP 2nd International Conference on High Performance Cutting, Vancouver, Canada, paper, 2006. pp.
- [42] Dornfeld, D., Min, S., Takeuchi, Y.: *Recent advances in mechanical micromachining*, CIRP Annals-Manufacturing Technology, 2006. **55**(2): pp. 745-768.
- [43] Du, R., Elbestawi, M., Ullagaddi, B.: *Chatter detection in milling based on the probability distribution of cutting force signal*, Mechanical Systems and Signal Processing, 1992. **6**(4): pp. 345-362.
- [44] Ehmann, F.K.: *Introduction To Micromanufacturing Processes and Machines*, , in *Predavanje po pozivu 2012*, Katedra za proizvodno mašinstvo, Beograd: Mašinski fakultet, .
- [45] Eppel, A., Enikov, E.T., Insperger, T., Gabor, S.: *Feasibility study of optical detection of chatter vibration during milling*, International Journal of Optomechatronics, 2010. **4**(2): pp. 195-214.
- [46] Erturk, A.: *Dynamic Modeling of Spindle-Tool Assemblies in Machining Centers*, Graduate School of Natural and Applied Sciences, Ankara, Turkiye The Middle East Technical University, 2006, Master Thesis.
- [47] Ertürk, A., Özgüven, H., Budak, E.: *Analytical modeling of spindle-tool dynamics on machine tools using Timoshenko beam model and receptance coupling for the prediction of tool point FRF*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2006. **46**(15): pp. 1901-1912.
- [48] Ewins, D.J.: *Modal testing: theory and practice*. Vol. 15. 1984: Research studies press Letchworth.
- [49] Eynian, M.: *Chatter Stability of Turning and Milling with Process Damping*, Vancouver, Canada, The University of British Columbia, 2010, Doctoral dissertation.

- [50] Faassen, R.: *Chatter prediction and control for high-speed milling: modelling and experiments*, Eindhoven, Netherlands, Technische Universiteit Eindhoven, 2007, Doctoral Disertation.
- [51] Fazelinia, H., Olgac, N.: *New perspective in process optimisation of variable pitch milling*, International Journal of Materials and Product Technology, 2009. **35**(1-2): pp. 47-63.
- [52] Filiz, S., Conley, C.M., Wasserman, M.B., Ozdoganlar, O.B.: *An experimental investigation of micro-machinability of copper 101 using tungsten carbide micro-endmills*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2007. **47**(7-8): pp. 1088-1100.
- [53] Fu, Y., i saradnici. *Timely online chatter detection in end milling process*, Mechanical Systems and Signal Processing, 2016. **75**: pp. 668-688.
- [54] Ganguli, A., Deraemaeker, A., Horodinca, M., Preumont, A.: *Active damping of chatter in machine tools-demonstration with a 'Hardware-in-the-Loop'simulator*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, 2005. **219**(5): pp. 359-369.
- [55] Ganguli, A., Deraemaeker, A., Romanescu, I., Horodinca, M., Preumont, A.: *Simulation and active control of chatter in milling via a mechatronic simulator*, Journal of vibration and control, 2006. **12**(8): pp. 817-848.
- [56] Geurtsen, E.: *Identification of tool-toolholder-spindle dynamics for high speed milling*, Eindhoven University of Technology, 2007.
- [57] Gonzalo, O., Beristain, J., Jauregi, H., Sanz, C.: *A method for the identification of the specific force coefficients for mechanistic milling simulation*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2010. **50**(9): pp. 765-774.
- [58] Gradišek, J., i saradnici. *On stability prediction for low radial immersion milling*, Machine Science and Technology, 2005. **9**(1): pp. 117-130.
- [59] Gradišek, J., i saradnici. *On stability prediction for milling*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2005. **45**(7-8): pp. 769-781.
- [60] Graham, E.: *Investigation of Robust Chatter Stability in Milling*, Department of Mechanical and Manufacturing Engineering, Calgary, Alberta, United States, University of Calgary, 2013, Master thesis.
- [61] Graham, E., Mehrpouya, M., Nagamune, R., Park, S.: *Robust prediction of chatter stability in micro milling comparing edge theorem and LMI*, CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology, 2014. **7**(1): pp. 29-39.
- [62] Grossi, N., Sallese, L., Scippa, A., Campatelli, G.: *Chatter stability prediction in milling using speed-varying cutting force coefficients*, Procedia CIRP, 2014. **14**: pp. 170-175.
- [63] Grossi, N., Sallese, L., Scippa, A., Campatelli, G.: *Speed-varying cutting force coefficient identification in milling*, Precision Engineering, 2015. **42**: pp. 321-334.
- [64] Gurdal, O., Ozturk, E., Sims, N.D.: *Analysis of process damping in milling*, Procedia CIRP, 2016. **55**: pp. 152-157.
- [65] Hendriks, F., Faassen, I.R., van de Wouw, N., Nijmeijer, H.: *Chatter detection in high-speed milling*, 2005, Technical report, TU Eindhoven.
- [66] Huo, D., i saradnici. *Micro-cutting: fundamentals and applications*. 2013: John Wiley & Sons.
- [67] Image J, Pristupljeno: 10.01.2020.; Dostupno na: <https://imagej.nih.gov/ij/>

- [68] Insperger, T., Stépán, G.: *Semi-discretization method for delayed systems*, International Journal for numerical methods in engineering, 2002. **55**(5): pp. 503-518.
- [69] Insperger, T., Stépán, G.: *Updated semi-discretization method for periodic delay-differential equations with discrete delay*, International Journal for Numerical Methods in Engineering, 2004. **61**(1): pp. 117-141.
- [70] Jemielniak, K., Wypysiński, R.: *Review of potential advantages and pitfalls of numerical simulation of self-excited vibrations*, Journal of Machine Engineering, 2013. **13**.
- [71] Jun, M.B., DeVor, R.E., Kapoor, S.G.: *Investigation of the dynamics of microend milling—part II: model validation and interpretation*, Journal of manufacturing science and engineering, 2006. **128**(4): pp. 901-912.
- [72] Jun, M.B., Liu, X., DeVor, R.E., Kapoor, S.G.: *Investigation of the dynamics of microend milling—part I: model development*, Journal of Manufacturing Science and Engineering, 2006. **128**(4): pp. 893-900.
- [73] Kakinuma, Y., Sudo, Y., Aoyama, T.: *Detection of chatter vibration in end milling applying disturbance observer*, CIRP Annals-Manufacturing Technology, 2011. **60**(1): pp. 109-112.
- [74] Kalajdžić, M., i saradnici. *Tehnologija obrade rezanjem. Priručnik, Univerzitet u Beogradu, Mašinski fakultet*, 2012.
- [75] Kilic, Z., Altintas, Y.: *Generalized mechanics and dynamics of metal cutting operations for unified simulations*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2016. **104**: pp. 1-13.
- [76] Kim, C.-J., Bono, M., Ni, J.: *Experimental analysis of chip formation in micro-milling*, Technical papers-Society of Manufacturing Engineers-All Series-, 2002.
- [77] Kim, C.-J., Mayor, J.R., Ni, J.: *A static model of chip formation in microscale milling*, Transactions of the ASME-B - Journal of Manufacturing Science and Engineering, 2004. **126**(4): pp. 710-718.
- [78] Kim, N.H., Won, D., Ziegert, J.C.: *Numerical analysis and parameter study of a mechanical damper for use in long slender endmills*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2006. **46**(5): pp. 500-507.
- [79] Kiss, A.K., Hajdu, D., Bachrathy, D., Stepan, G.: *Operational stability prediction in milling based on impact tests*, Mechanical Systems and Signal Processing, 2018. **103**: pp. 327-339.
- [80] Knezev, M., Zivković, A., Zeljković, M., Mladenović, C.: *NUMERICAL AND EXPERIMENTAL MODAL ANALYSIS OF HIGH SPEED SPINDLE*, IETI Transactions on Engineering Research and Practice, 2018. **2**(2): pp. 27-33.
- [81] Koenigsberger, F., Tlustý, J.: *Machine Tool Structures*. Vol. 1. 1970: Pergamon Press. 528.
- [82] Košarac, A.: *Razvoj mašina alatki primjenom virtualnih modela sa posebnim osvrtom na dinamičko ponašanje sklopa glavng vretena*, Fakultet tehničkih nauka, Novi Sad, Iniverzitet u Novim Sadu, 2016, Doktorska disertacija.
- [83] Košarac, A., Mladenović, C., Zeljković, M., Šikuljak, L.: *Experimental method for defining the stability lobe diagram in milling Č4732 (42CRMO4) steel*, Acta Technica Corviniensis-Bulletin of Engineering, 2019. **12**(2): pp. 31-34.
- [84] Košarac, A., Mladenović, C., Živković, A.: *Eksperimentalno-analitički metod za definisanje karte stabilnosti pri obradi struganjem*, INFOTEH-JAHORINA, 2014. Jahorina, BiH: Elektrotehnički fakultet Istočno Sarajevo. pp. 589-594.

- [85] Košarac, A., Šikuljak, L., Obradović, Č., Mladenović, C., Zeljković, M.: *Cutting parameters influence on surface roughness in AL 7075 milling*, 2020 19th International Symposium INFOTEH-JAHORINA (INFOTEH), 2020. IEEE. pp. 1-6.
- [86] Košarac, A., Šikuljak, L., Šalipurević, M., Mladenović, C., Zeljković, M.: *Prediction of self-excited vibrations occurrence during aluminium alloy AL 7075 milling*, 2019 18th International Symposium INFOTEH-JAHORINA (INFOTEH), 2019. IEEE. pp. 1-6.
- [87] Košarac, A., Sikuljak, L., Zeljkovic, M., Mladjenovic, C.: *Comparison of different mathematical models for prediction of self-excited vibrations occurrence in milling process*, International Journal of Electrical Engineering and Computing, 2019. **3**(2): pp. 54-60.
- [88] Košarac, A., Zeljković, M., Mladenović, C., Živković, A.: *Create SISO state space model of main spindle from ANSYS model*, 12th International Scientific Conference, Novi Sad, Serbia, 2015. pp. 37-41.
- [89] Košarac, A., Zeljković, M., Mladenović, C., Živković, A.: *Identifikacija samoizavanih vibracija pri obradi struganjem primenom savremene dijagnostičke opreme*, IMK-14-Istraživanje i razvoj, 2013. **19**(4): pp. 105-111.
- [90] Košarac, A., Zeljković, M., Mladenović, C., Živković, A.: *MODAL ANALYSIS OF A HORIZONTAL MACHINING CENTER*, 2015.
- [91] Košarac, A., Zeljković, M., Mladenović, C., Živković, A.: *Numerical-experimental identification of a working unit module dynamic characteristics*, VIII International Conference "Heavy Machinery-HM, 2014. pp.
- [92] Košarac, A., Zeljković, M., Mladenović, C., Živković, A.: *Određivanje frekvencijskih karakteristika sklopa glavnog vretena mašine alatke primjenom Ojler–Bernulijeve teorije greda i pozicionog sprezanja*, 2016, INFOTEH-JAHORINA.
- [93] Košarac, A., Zeljković, M., Mladenović, C., Živković, A., Prodanović, S.: *State space modeling from FEM model using balanced reduction*, International Conference Industrial Engineering and Environmental Protection-IIZS, 2015. pp. 298-303.
- [94] Kucharski, T., Kalinski, K.: *An experimental detection and suppression of chatter vibration in modern milling machines*, Technical University of Gdansk, Department of Mechanical Engineering, Narutowicza, Poland, 2012: pp. 80-952.
- [95] Kudinov, V.A., ed. *Dinamika stankov*. 1967, Mašinstroenie, Moskva.
- [96] Kuljanic, E., Sortino, M., Totis, G.: *Multisensor approaches for chatter detection in milling*, Journal of Sound and Vibration, 2008. **312**(4-5): pp. 672-693.
- [97] Kuljanic, E., Totis, G., Sortino, M.: *Development of an intelligent multisensor chatter detection system in milling*, Mechanical Systems and Signal Processing, 2009. **23**(5): pp. 1704-1718.
- [98] Lai, X., Li, H., Li, C., Lin, Z., Ni, J.: *Modelling and analysis of micro scale milling considering size effect, micro cutter edge radius and minimum chip thickness*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2008. **48**(1): pp. 1-14.
- [99] Lakshmi, L.S., Vasu, V., Krishna, P., Rao, B.N., Rakesh, S.: *Analytical prediction of stability lobes in high-speed milling and their application to micromilling*, International Journal of Manufacturing Technology and Management, 2008. **13**(2-4): pp. 146-168.
- [100] Lan, L., Marty, A., Debongnie, J.-F.: *A stability diagram computation method for milling adapted to automotive industry*, Proceedings of the CIRP Second International

- Conference on High Performance Cutting, 2006. Vancouver, British Columbia, Canada. pp.
- [101] Li, C., Lai, X., Li, H., Ni, J.: *Modeling of three-dimensional cutting forces in micro-end-milling*, Journal of Micromechanics and Microengineering, 2007. **17**(4): pp. 671.
- [102] Li, X., Zhao, W., Li, L., He, N., Chi, S.: *Modeling and application of process damping in milling of thin-walled workpiece made of titanium alloy*, Shock and Vibration, 2015. **2015**.
- [103] Liao, Y., Young, Y.: *A new on-line spindle speed regulation strategy for chatter control*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 1996. **36**(5): pp. 651-660.
- [104] Liu, X., DeVor, R., Kapoor, S.: *An analytical model for the prediction of minimum chip thickness in micromachining*, Journal of manufacturing science and engineering, 2006. **128**(2): pp. 474-481.
- [105] Liu, X., DeVor, R., Kapoor, S.G., Ehmann, K.: *The mechanics of machining at the microscale: assessment of the current state of the science*, Journal of Manufacturing Science and Engineering, 2004. **126**(4): pp. 666-678.
- [106] Liu, X., i saradnici. *Investigation of the milling stability based on modified variable cutting force coefficients*, The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2018. **96**(9-12): pp. 2991-3002.
- [107] Low, M.: *Position-Dependent Dynamics and Stability of Machine tools*, Vancouver, Canada, University of British Columbia, 2013, Doctoral disertacija.
- [108] Maia, N., i saradnici. *Theoretical and Experimental Modal Analysis*. 1997, Taunton, UK: Research Studies Press Ltd. and John Wiley and Sons.
- [109] Malekian, M., Park, S.S., Jun, M.B.: *Modeling of dynamic micro-milling cutting forces*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2009. **49**(7-8): pp. 586-598.
- [110] Mancisidor, I., i saradnici. *Receptance coupling for tool point dynamic prediction by fixed boundaries approach*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2014. **78**: pp. 18-29.
- [111] Manufacturing Laboratories I. Harmonizer, Pristupljeno: 09.11.2019.; Dostupno na: [/http://www.mfg-labs.com](http://www.mfg-labs.com).
- [112] Marui, E., Ema, S., Hashimoto, M., Wakasawa, Y.: *Plate insertion as a means to improve the damping capacity of a cutting tool system*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 1998. **38**(10-11): pp. 1209-1220.
- [113] Matthias, W., Özşahin, O., Altintas, Y., Denkena, B.: *Receptance coupling based algorithm for the identification of contact parameters at holder-tool interface*, CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology, 2016. **13**: pp. 37-45.
- [114] Mian, A.J.: *Size Effect in Micromachining*, Faculty of Engineering and Physical Sciences, Manchester, United Kingdom, The University of Manchester, 2011, Doktorska disertacija.
- [115] Milisavljević, B., Zeljković, M.: *Andronov-Hopf bifurcation of metal cutting process*, Proceedings of the Applied & Computing Mathematics I, 1997. Herl'any, Slovakia. pp. 123 – 131.
- [116] Milisavljević, B., Zeljković, M.: *Bifurkacije i samopobudne vibracije pri obradi rezanjem - dvodimenzionalni model*, VI međunarodna naučnostručna konferencija MMA '97 - Fleksibilne tehnologije, 1997. Novi Sad. pp. 103-108.

- [117] Milisavljević, B., Zeljković, M.: *Primena Hopfove bifurkacije na problem samopobudnih vibracija pri rezanju*, 25. Savetovanje proizvodnog mašinstva sa međunarodnim učešćem - Zbornik radova, 1994. Beograd. pp. 581-587.
- [118] Milisavljević, B., Zeljković, M., Gatalo, R.: *Chatter and Bifurcation in turning operation*, International Computer Sciences Conference, Proceedings, microCAD'96, 1996. Miskolc, Hungary. pp. 109-110.
- [119] Milisavljević, B., Zeljković, M., Gatalo, R.: *The nonlinear model of a chatter and bifurcation*, Proceedings of the 5th engineering systems design and analysis conference - ESDA – ASME 2000. New York, USA. pp. 391 – 398.
- [120] Milisavljević, B., Zeljković, M.: *Bifurkacija ravnotežnog stanja pri obradi rezanjem: oscilator Sokolovskog*, Zbornik radova, 27. JUPITER konferencija - 23. simpozijum NU-ROBOTI-FTS, 2001. Beograd. pp. 3.37 - 3.40.
- [121] Mladenović, C., Košarac, A., Zeljković, M., Knežev, M.: *Experimental Definition Of Machining Systems Stability Lobe Diagram*, XIII International Scientific Conference MMA 2018 – Flexible Technologies 2018. Novi Sad, Srbija: University of Novi Sad. pp. 95-98.
- [122] Mladenović, C., Košarac, A., Zeljković, M., Knežev, M., Živković, A.: *Analitičko-eksperimentalno definisanje karte stabilnosti obradnih sistema*, 37. Savetovanje Proizvodnog mašinstva Srbije 2018. Kragujevac, Srbija. pp.
- [123] Mladenović, C., Zeljković, M., Košarac, A., Živković, A.: *Definition of machining systems stability lobe diagram using analytical models*, Journal of Production Engineering, 2015. **18**(1): pp. 47-50.
- [124] Monnin, J.: *Active Structural Methods for Chatter Mitigation in Milling process*, Zurich, Switzerland, ETH Zurich, 2015, Doctoral disertation.
- [125] Movahhedy, M.R., Mosaddegh, P.: *Prediction of chatter in high speed milling including gyroscopic effects*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2006. **46**(9): pp. 996-1001.
- [126] Munoa, J., i saradnici. *Chatter suppression techniques in metal cutting*, CIRP Annals-Manufacturing Technology, 2016. **65**(2): pp. 785-808.
- [127] OKUMA. Machining Navi MacNavi., Pristupljeno: 10.11.2019.; Dostupno na: <http://www.okuma.co.jp/english/onlyone/process/index.html>
- [128] Opitz, H., Bernardi, F.: *Investigation and calculation of the chatter behavior of lathes and milling machines*, Annals of the CIRP, 1970. **18**(2): pp. 335-344.
- [129] Özşahin, O., Özgüven, H.N., Budak, E.: *Analysis and compensation of mass loading effect of accelerometers on tool point FRF measurements for chatter stability predictions*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2010. **50**(6): pp. 585-589.
- [130] Park, S., Rahnema, R.: *Robust chatter stability in micro-milling operations*, CIRP Annals-Manufacturing Technology, 2010. **59**(1): pp. 391-394.
- [131] Park, S.S., Altintas, Y., Movahhedy, M.: *Receptance coupling for end mills*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2003. **43**(9): pp. 889-896.
- [132] Peiyuan, L.: *Micromilling of hardened tool steels*, Delft, Netherlands, Delft University of Technology, 2009, Doctoral disertation.
- [133] Quintana, G., Ciurana, J.: *Chatter in machining processes: A review*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2011. **51**(5): pp. 363-376.

- [134] Quintana, G., Ciurana, J., Ferrer, I., Rodríguez, C.A.: *Sound mapping for identification of stability lobe diagrams in milling processes*, International journal of machine tools and manufacture, 2009. **49**(3): pp. 203-211.
- [135] Quintana, G., Ciurana, J., Teixidor, D.: *A new experimental methodology for identification of stability lobes diagram in milling operations*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2008. **48**(15): pp. 1637-1645.
- [136] Rahman, M., Ito, Y.: *Detection of the onset of chatter vibration*, Journal of Sound and Vibration, 1986. **109**(2): pp. 193-205.
- [137] Rahnama, R., Sajjadi, M., Park, S.S.: *Chatter suppression in micro end milling with process damping*, Journal of Materials Processing Technology, 2009. **209**(17): pp. 5766-5776.
- [138] Rashid, A., Nicolescu, C.M.: *Design and implementation of tuned viscoelastic dampers for vibration control in milling*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2008. **48**(9): pp. 1036-1053.
- [139] Rekecki, J., i saradnici. *Razvoj visokopreciznih brusnih vretena sa visokim i ekstra visokim brojevima obrtaja*, Elaborat istraživačko-razvojnog projekta, Institut za proizvodno mašinstvo, FTN, Novi Sad, 1986.
- [140] Romček, A.: *Brusna vretena sa turbinskim pogonom do 180.000 o/min i uležištenjem vretena sa visoko preciznim kugličnim ležajevima*, Institut za Proizvodno mašinstvo, Novi Sad, Univerzitet u Novom Sadu, 1988, Magistarska teza.
- [141] Romček, A., Gatalo, R., Borojev, L., Zeljković, M.: *Prilog razvoju turbinskih vretena mašina alatki za unutrašnju obradu brušenjem*, Zbornik radova, „HIPNEF'00“, 2000. pp. 261-264.
- [142] Rott, O.: *Simulation and Stability of Milling*, Faculty V of Mechanical Engineering and Transport Systems, Berlin, Germany, Technische Universität Berlin, 2011, Doctoral disertation.
- [143] Rubeo, M.A., Schmitz, T.L.: *Mechanistic force model coefficients: A comparison of linear regression and nonlinear optimization*, Precision Engineering, 2016. **45**: pp. 311-321.
- [144] Saadabad, N.A., Moradi, H., Vossoughi, G.: *Global optimization and design of dynamic absorbers for chatter suppression in milling process with tool wear and process damping*, Procedia CIRP, 2014. **21**: pp. 360-366.
- [145] Saleh, K.: *Modeling and Analysis of Chatter Mitigation Strategies in Milling*, Department of Mechanical Engineering, Sheffield, United Kingdom, University of Sheffield, 2013, Doctoral disertation.
- [146] Salguero, J., Batista, M., Calamaz, M., Girot, F., Marcos, M.: *Cutting forces parametric model for the dry high speed contour milling of aerospace aluminium alloys*, Procedia Engineering, 2013. **63**: pp. 735-742.
- [147] Sattinger, S.S.: *A method for experimentally determining rotational mobilities*, The Journal of the Acoustical Society of America, 1978. **64**(6): pp. 1734-1734.
- [148] Schmitz, T., Burns, T.: *Receptance coupling for high-speed machining dynamics prediction*, Proceedings of the 21st international modal analysis conference, 2003. pp.
- [149] Schmitz, T.L., Davies, M.A., Kennedy, M.D.: *Tool point frequency response prediction for high-speed machining by RCSA*, Journal of Manufacturing Science and Engineering, 2001. **123**(4): pp. 700-707.

- [150] Schmitz, T.L., Donalson, R.: *Predicting high-speed machining dynamics by substructure analysis*, CIRP Annals-Manufacturing Technology, 2000. **49**(1): pp. 303-308.
- [151] Schmitz, T.L., Duncan, G.S.: *Receptance coupling for dynamics prediction of assemblies with coincident neutral axes*, Journal of Sound and Vibration, 2006. **289**(4-5): pp. 1045-1065.
- [152] Schmitz, T.L., Duncan, G.S.: *Three-component receptance coupling substructure analysis for tool point dynamics prediction*, Journal of Manufacturing Science and Engineering, 2005. **124**(4): pp. 781-790.
- [153] Schmitz, T.L., Smith, K.S.: *Machining dynamics: frequency response to improved productivity*. 2008: Springer Science & Business Media.
- [154] Schott MiniFab, Pristupljeno: 10.02.2020.; Dostupno na: <https://schott-minifab.com/>.
- [155] Sellmeier, V., Denkena, B.: *Stable islands in the stability chart of milling processes due to unequal tooth pitch*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2011. **51**(2): pp. 152-164.
- [156] Shamoto, E., Akazawa, K.: *Analytical prediction of chatter stability in ball end milling with tool inclination*, CIRP Annals-Manufacturing Technology, 2009. **58**(1): pp. 351-354.
- [157] Shamoto, E., i saradnici. *A novel tool path/posture optimization concept to avoid chatter vibration in machining—proposed concept and its verification in turning*, CIRP Annals-Manufacturing Technology, 2012. **61**(1): pp. 331-334.
- [158] Shi, Y., Mahr, F., von Wagner, U., Uhlmann, E.: *Chatter frequencies of micromilling processes: Influencing factors and online detection via piezoactuators*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2012. **56**: pp. 10-16.
- [159] Shi, Y., Mahr, F., von Wagner, U., Uhlmann, E.: *Gyroscopic and mode interaction effects on micro-end mill dynamics and chatter stability*, The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2013. **65**(5-8): pp. 895-907.
- [160] Shimada, S., i saradnici. *Feasibility study on ultimate accuracy in microcutting using molecular dynamics simulation*, CIRP Annals, 1993. **42**(1): pp. 91-94.
- [161] Shimana, K., Kondo, E., Karashima, H., Kawagoishi, N.: *Fast Detection of Chatter in End-Milling using Pseudo Auto-Correlation Function during Continuous Change of Spindle Speed*, Proceedings of International Conference on Leading Edge Manufacturing in 21st century: LEM21, 2011. pp.
- [162] Shirase, K., Altıntaş, Y.: *Cutting force and dimensional surface error generation in peripheral milling with variable pitch helical end mills*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 1996. **36**(5): pp. 567-584.
- [163] Sims, N.D., Bayly, P.V., Young, K.A.: *Piezoelectric sensors and actuators for milling tool stability lobes*, Journal of sound and Vibration, 2005. **281**(3): pp. 743-762.
- [164] Singiresu, S.R.: *Mechanical vibrations, 5th Edition*. 2010.: Addison Wesley.
- [165] Slavicek, J.: *The effect of irregular tooth pitch on stability of milling*, Proc. of the 6th Int. MTDR Conf., 1965. pp.
- [166] Solis, E., Peres, C., Jimenez, J., Alique, J., Monje, J.: *A new analytical–experimental method for the identification of stability lobes in high-speed milling*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2004. **44**(15): pp. 1591-1597.
- [167] Son, S.M., Lim, H.S., Ahn, J.H.: *Effects of the friction coefficient on the minimum cutting thickness in micro cutting*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2005. **45**(4-5): pp. 529-535.

- [168] Song, Q., Ai, X., Tang, W.: *Prediction of simultaneous dynamic stability limit of time-variable parameters system in thin-walled workpiece high-speed milling processes*, The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2011. **55**(9-12): pp. 883-889.
- [169] Song, Q., Liu, Z., Shi, Z.: *Chatter stability for micromilling processes with flat end mill*, The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2014. **71**(5-8): pp. 1159-1174.
- [170] Stanislaus, C.: *Frictional Damper to Enhance Dynamic Stability in Endmilling*, Graduate School of University of Florida, Gainesville, Florida, United States, University of Florida, 2003, Master thesis.
- [171] Stepan, G., Kiss, A.K., Ghalmchi, B., Sopanen, J., Bachrathy, D.: *Chatter avoidance in cutting highly flexible workpieces*, CIRP Annals, 2017. **66**(1): pp. 377-380.
- [172] Suprock, C.A., Fussell, B.K., Hassan, R.Z., Jerard, R.B.: *A low cost wireless tool tip vibration sensor for milling*, ASME 2008 International Manufacturing Science and Engineering Conference collocated with the 3rd JSME/ASME International Conference on Materials and Processing, 2008. American Society of Mechanical Engineers. pp. 465-474.
- [173] Tabaković, S., Zeljković, M., Gatalo, R., Mladenović, C.: „*Uređaj za manipulaciju radnim predmetima ili alatima kod mašina alatki i industrijskih manipulatora*“, Registar malih patenata Zavoda za intelektualnu svojinu Republike Srbije, Beograd, Broj, 2012. **20111243**.
- [174] Tajalli, S.A., Movahhedy, M.R., Akbari, J.: *Investigation of the effects of process damping on chatter instability in micro end milling*, Procedia CIRP, 2012. **1**: pp. 156-161.
- [175] Takemura, T., Kitamura, T., Hoshi, T.: *Active suppression of chatter by programmed variation of spindle speed (third report)*, Precision Machinery, 1977. **43**(10).
- [176] Tang, A., Liu, Z.Q.: *Effect of helix angle and normal rake angle on stability in end milling*, Advanced Materials Research, 2009. Trans Tech Publ. pp. 394-398.
- [177] Tlustý, J.: *Dynamics of cutting forces in end milling*, Annals of the CIRP, 1975. **24**(1): pp. 22-25.
- [178] Tlustý, J.: *Manufacturing processes and equipment*. 2000: Prentice Hall.
- [179] Tlustý, J., Polacek, M.: *The stability of machine tools against self-excited vibrations in machining*, International research in production engineering, 1963. **1**(1): pp. 465-474.
- [180] Tlustý, J., Ziegert, J., Ridgeway, S.: *Fundamental comparison of the use of serial and parallel kinematics for machines tools*, CIRP Annals-Manufacturing Technology, 1999. **48**(1): pp. 351-356.
- [181] Tobias, S., Fishwick, W.: *Theory of regenerative machine tool chatter*, The engineer, 1958. **205**(7): pp. 199-203.
- [182] Turkes, E., Orak, S., Neseli, S., Yaldiz, S.: *A new process damping model for chatter vibration*, Measurement, 2011. **44**(8): pp. 1342-1348.
- [183] Tyler, C.T., Schmitz, T.L.: *Analytical process damping stability prediction*, Journal of Manufacturing Processes, 2013. **15**(1): pp. 69-76.
- [184] Tyler, C.T., Schmitz, T.L.: *Process damping milling model database*, Proceedings of NAMRI/SME, 2014. **42**.
- [185] Tyler, C.T., Troutman, J., Schmitz, T.L.: *Radial depth of cut stability lobe diagrams with process damping effects*, Precision Engineering, 2015. **40**: pp. 318-324.

- [186] Van Dijk, N.: *Active chatter control in high-speed milling processes*, Eindhoven, Netherlands, Eindhoven University of Technology, 2011, Doctoral disertation.
- [187] Vogler, M.P., DeVor, R.E., Kapoor, S.G.: *Microstructure-Level Force Prediction Model for Micro-milling of Multi-Phase Materials*, Journal of Manufacturing Science and Engineering, 2003. **125**(2): pp. 202-209.
- [188] Vogler, M.P., DeVor, R.E., Kapoor, S.G.: *On the modeling and analysis of machining performance in micro-endmilling, part I: surface generation*, Journal of Manufacturing Science and Engineering, 2004. **126**(4): pp. 685-694.
- [189] Vukadinović, S.V.: *Elementi teorije verovatnoće i matematičke statistike*. Vol. Drugo, izmenjeno izdanje. 1991: Privredni pregled.
- [190] Waldorf, D.J., DeVor, R.E., Kapoor, S.G.: *A slip-line field for ploughing during orthogonal cutting*, Journal of Manufacturing Science and Engineering, 1998. **120**(4): pp. 693-699.
- [191] Wan, M., Feng, J., Ma, Y.-C., Zhang, W.-H.: *Identification of milling process damping using operational modal analysis*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2017. **122**: pp. 120-131.
- [192] Wan, S., Jin, X., Maroju, N.K., Hong, J.: *Effect of vibration assistance on chatter stability in milling*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2019. **145**: pp. 103432.
- [193] Wang, J.-J., Zheng, C.: *Identification of shearing and ploughing cutting constants from average forces in ball-end milling*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2002. **42**(6): pp. 695-705.
- [194] Wang, J.: *Micromilling Mechanism: Research and Realization*, Metz, France, Paul Verlaine University of Metz, 2009, Doctoral disertation.
- [195] Wang, J., Lee, K.: *Suppression of chatter vibration of a CNC machine centre—an example*, Mechanical systems and signal processing, 1996. **10**(5): pp. 551-560.
- [196] Wang, J., Uhlmann, E., Oberschmidt, D., Sung, C., Perfilov, I.: *Critical depth of cut and asymptotic spindle speed for chatter in micro milling with process damping*, CIRP Annals-Manufacturing Technology, 2016. **65**(1): pp. 113-116.
- [197] Wang, M., Gao, L., Zheng, Y.: *An examination of the fundamental mechanics of cutting force coefficients*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2014. **78**: pp. 1-7.
- [198] Weaver Jr, W., Timoshenko, S.P., Young, D.H.: *Vibration problems in engineering*. 1990: John Wiley & Sons.
- [199] Weule, H., Hüntrup, V., Tritschler, H.: *Micro-cutting of steel to meet new requirements in miniaturization*, CIRP Annals-Manufacturing Technology, 2001. **50**(1): pp. 61-64.
- [200] Wiercigroch, M., Budak, E.: *Sources of nonlinearities, chatter generation and suppression in metal cutting*, Philosophical Transactions of the Royal Society of London A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences, 2001. **359**(1781): pp. 663-693.
- [201] Wiercigroch, M., Krivtsov, A.M.: *Frictional chatter in orthogonal metal cutting*, Philosophical Transactions of the Royal Society of London A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences, 2001. **359**(1781): pp. 713-738.
- [202] Xiaoliang, J.: *Mechanics and Dynamics of Micro-cutting Process*, Vancouver, Canada, The University of British Columbia, 2012, Doctoral disertation.

- [203] Yang, Y., Munoa, J., Altintas, Y.: *Optimization of multiple tuned mass dampers to suppress machine tool chatter*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2010. **50**(9): pp. 834-842.
- [204] Yoon, H.S., Ehmann, K.F.: *Dynamics and stability of micro-cutting operations*, International Journal of Mechanical Sciences, 2016. **115**(1): pp. 81-92.
- [205] Yuan, L., Pan, Z., Ding, D., Sun, S., Li, W.: *A review on chatter in robotic machining process regarding both regenerative and mode coupling mechanism*, IEEE/ASME Transactions on mechatronics, 2018. **23**(5): pp. 2240-2251.
- [206] Yue, C., Gao, H., Liu, X.: *Research on the stability of the machining process based on the dynamic cutting force coefficient*, Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2017. **53**(17): pp. 193-201.
- [207] Yusoff, A.R., Turner, S., Taylor, C.M., Sims, N.D.: *The role of tool geometry in process damped milling*, The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2010. **50**(9-12): pp. 883-895.
- [208] Zaghbani, I., Songmene, V.: *Estimation of machine-tool dynamic parameters during machining operation through operational modal analysis*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2009. **49**(12): pp. 947-957.
- [209] Zaman, M., Kumar, A.S., Rahman, M., Sreeram, S.: *A three-dimensional analytical cutting force model for micro end milling operation*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2006. **46**(3-4): pp. 353-366.
- [210] Zeljković, M.: *Sistem za automatizovano projektovanje i predikciju ponašanja sklopa glavnog vretena mašina alatki*, Departman za proizvodno mašinstvo, Novi Sad, Fakultet tehničkih nauka, 1996, Doktorska disertacija.
- [211] Zeljković, M., Borojev, L., Rekecki, J., Novaković, D.: *Experimental identification of the behaviour of a working unit module*, Zbornik radova Fakulteta tehničkih nauka, 1991. Fakultet tehničkih nauka Novi Sad. pp. 115-125.
- [212] Zeljković, M.B., Ljubomir; Gatalo, Ratko; Rekecki, Jožef. *Experimental identification of the high-speed machine tool spindle static and dynamic behavior under thermal influence*, DMC 98-2nd International conference on development of metal cutting, 1998. Košice, Slovakia. pp. ANX 17-ANX 24.
- [213] Zhang, Z., Li, H., Liu, X., Zhang, W., Meng, G.: *Chatter mitigation for the milling of thin-walled workpiece*, International Journal of Mechanical Sciences, 2018. **138**: pp. 262-271.
- [214] Zhang, Z., Li, H., Meng, G., Ren, S.: *Milling chatter suppression in viscous fluid: a feasibility study*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2017. **120**: pp. 20-26.
- [215] Zhu, L., Liu, C.: *Recent progress of chatter prediction, detection and suppression in milling*, Mechanical Systems and Signal Processing, 2020. **143**: pp. 106840.
- [216] Ziegert, J.C., Stanislaus, C., Schmitz, T.L., Sterling, R.: *Enhanced damping in long slender end mills*, Journal of Manufacturing Processes, 2006. **8**(1): pp. 39-46.
- [217] Živković, A.: *Računarska i eksperimentalna analiza ponašanja kugličnih ležaja za specijalne namene*, Departman za proizvodno mašinstvo, Novi Sad, Fakultet tehničkih nauka, 2012, Doktorska disertacija.
- [218] Živković, A.M., i saradnici. *A study of thermal behavior of the machine tool spindle*, Thermal Science, 2019. **23**(3 Part B): pp. 2117-2130.

PRILOZI

Prilozi su elaborirani kao posebna celina i nalaze se u Laboratoriji za mašine alatke, fleksibilne tehnološke sisteme i automatizaciju postupaka projektovnja, Departmana za proizvodno mašinstvo, Fakulteta tehničkih nauka u Novom Sadu.

Овај Образац чини саставни део докторске дисертације, односно докторског уметничког пројекта који се брани на Универзитету у Новом Саду. Попуњен Образац укоричити иза текста докторске дисертације, односно докторског уметничког пројекта.

План третмана података

Назив пројекта/истраживања
<i>Динамичко понашање обрадних система з а микрообраду</i>
Назив институције/институција у оквиру којих се спроводи истраживање
а) Универзитет у Новом Саду, Факултет техничких наука, Департман за производно машинство б) Универзитет у Источном Сарајеву, Машински факултет в) Универзитет у Бањој Луци, Машински факултет
Назив програма у оквиру ког се реализује истраживање
<i>Савремени прилази у развоју специјалних решења улежиштења у машинству и медицинској протетици</i>
1. Опис података
1.1 Врста студије Укратко описати тип студије у оквиру које се подаци прикупљају <i>Докторска дисертација</i>
1.2 Врсте података а) квантитативни б) квалитативни
1.3. Начин прикупљања података а) анкете, упитници, тестови б) клиничке процене, медицински записи, електронски здравствени записи в) генотипови: навести врсту _____ г) административни подаци: навести врсту _____

д) узорци ткива: навести врсту _____

ђ) снимци, фотографије: навести врсту _____

е) текст, навести врсту: **Литературни извори**

ж) мапа, навести врсту _____

з) остало: описати: **Експериментална испитивања**

1.3 Формат података, употребљене скале, количина података

1.3.1 Употребљени софтвер и формат датотеке:

а) Ехсел фајл, датотека: **.xlsx**

б) SPSS фајл, датотека _____

в) PDF фајл, датотека: **.pdf**

г) Текст фајл, датотека: **.docx**

д) JPG фајл, датотека: **.jpg, .tiff**

е) Остало, датотека _____

1.3.2. Број записа (код квантитативних података)

а) број варијабли: **Велики број**

б) број мерења (испитаника, процена, снимака и сл.): **Велики број**

1.3.3. Поновљена мерења

а) **да**

б) **не**

Уколико је одговор да, одговорити на следећа питања:

а) временски размак између поновљених мера је: **5 минута**

б) варијабле које се више пута мере односе се на: **Испитивање сопствених и самопобудних вибрација обрадних система**

в) нове верзије фајлова који садрже поновљена мерења су именоване као _____

Напомене: _____

Да ли формати и софтвер омогућавају дељење и дугорочну валидност података?

а) **Да**

б) **Не**

Ако је одговор не, образложити _____

2. Прикупљање података

2.1 Методологија за прикупљање/генерисање података

2.1.1. У оквиру ког истраживачког нацрта су подаци прикупљени?

а) експеримент, навести тип:

Експериментално испитивање сопствених и самопобудних вибрација обрадних система, при глодању различитих материјала на рзличитим обрадним системима

б) корелационо истраживање, навести тип _____

ц) анализа текста, навести тип:

Прикупљање података анализом доступне литературе

д) остало, навести шта _____

2.1.2 Навести врсте мерних инструмената или стандарде података специфичних за одређену научну дисциплину (ако постоје).

- Аналогно/дигитална картица за снимање сигнала вибрација: **National Instrumets USB-4432**
- Сензор убрзања: **PCB 352C33**
- Побудни чекић: **Bruel &Kjaer 8206/56777**

2.2 Квалитет података и стандарди

2.2.1. Третман недостајућих података

а) Да ли матрица садржи недостајуће податке? Да **Не**

Ако је одговор да, одговорити на следећа питања:

а) Колики је број недостајућих података? _____

б) Да ли се кориснику матрице препоручује замена недостајућих података? Да **Не**

в) Ако је одговор да, навести сугестије за третман замене недостајућих података

2.2.2. На који начин је контролисан квалитет података? Описати

Квалитет података је контролисан анализом сигнала вибрација снимљених при експерименталном испитивању, и одбацивањем неадекватно снимљених сигнала.

2.2.3. На који начин је извршена контрола уноса података у матрицу?

Контрола уноса података у матрицу је изведена поређењем добијених података са литературним подацима

3. Третман података и пратећа документација

3.1. Третман и чување података

3.1.1. Подаци ће бити депоновани у Репозиторијуму докторских дисертација на Универзитету у Новом Саду.

3.1.2. URL адреса <https://cris.uns.ac.rs/searchDissertations.jsf>

3.1.3. DOI _____

3.1.4. Да ли ће подаци бити у отвореном приступу?

- a) Да
- б) Да, али после ембарга који ће трајати до _____
- в) Не

Ако је одговор не, навести разлог _____

3.1.5. Подаци неће бити депоновани у репозиторијум, али ће бити чувани.

Образложење

3.2 Метаподаци и документација података

3.2.1. Који стандард за метаподатке ће бити примењен? _____

3.2.1. Навести метаподатке на основу којих су подаци депоновани у репозиторијум.

Ако је потребно, навести методе које се користе за преузимање података, аналитичке и процедуралне информације, њихово кодирање, детаљне описе варијабли, записа итд.

3.3 Стратегија и стандарди за чување података

3.3.1. До ког периода ће подаци бити чувани у репозиторијуму? _____

3.3.2. Да ли ће подаци бити депоновани под шифром? **Да** **Не**

3.3.3. Да ли ће шифра бити доступна одређеном кругу истраживача? **Да** **Не**

3.3.4. Да ли се подаци морају уклонити из отвореног приступа после извесног времена?

Да **Не**

Образложити

4. Безбедност података и заштита поверљивих информација

Овај одељак МОРА бити попуњен ако ваши подаци укључују личне податке који се односе на учеснике у истраживању. За друга истраживања треба такође размотрити заштиту и сигурност података.

4.1 Формални стандарди за сигурност информација/података

Истраживачи који спроводе испитивања с људима морају да се придржавају Закона о заштити података о личности (https://www.paragraf.rs/propisi/zakon_o_zastiti_podataka_o_licnosti.html) и одговарајућег институционалног кодекса о академском интегритету.

4.1.2. Да ли је истраживање одобрено од стране етичке комисије? **Да** **Не**

Ако је одговор **Да**, навести датум и назив етичке комисије која је одобрила истраживање

4.1.2. Да ли подаци укључују личне податке учесника у истраживању? **Да** **Не**

Ако је одговор **да**, наведите на који начин сте осигурали поверљивост и сигурност информација везаних за испитанике:

- а) Подаци нису у отвореном приступу
 - б) Подаци су анонимизирани
 - ц) Остало, навести шта
-

5. Доступност података

5.1. Подаци ће бити

a) **јавно доступни**

б) доступни само уском кругу истраживача у одређеној научној области

ц) затворени

Ако су подаци доступни само уском кругу истраживача, навести под којим условима могу да их користе:

Ако су подаци доступни само уском кругу истраживача, навести на који начин могу приступити подацима:

5.4. Навести лиценцу под којом ће прикупљени подаци бити архивирани.

Ауторство – некомерцијално – без прераде

6. Улоге и одговорност

6.1. Навести име и презиме и мејл адресу власника (аутора) података

Цвијетин Млађеновић mladja@uns.ac.rs

6.2. Навести име и презиме и мејл адресу особе која одржава матрицу с подацима

Цвијетин Млађеновић mladja@uns.ac.rs

6.3. Навести име и презиме и мејл адресу особе која омогућује приступ подацима другим истраживачима

Цвијетин Млађеновић mladja@uns.ac.rs
