

KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS

EDVARDAS SADAUSKAS

DETALIŲ TARPUSAVIO CENTRAVIMAS
NAUDOJANT TAMPRIUOSIUS VIRPESIUS

Daktaro disertacija
Technologijos mokslai, mechanikos inžinerija (09T)

2015, Kaunas

Disertacija rengta 2010-2014 metais Kauno technologijos universitete, Mechanikos ir dizaino fakultete, Gamybos inžinerijos ir Mechatronikos katedrose. Moksliniai tyrimai finansuoti Europos struktūrinių fondų lėšomis.

Mokslinis vadovas:

Prof. habil. dr. Bronius Bakšys (Kauno technologijos universitetas, technologijos mokslai, mechanikos inžinerija – 09T).

TURINYS

Įvadas

1. Detalių automatinio rinkimo ir centravimo metodų apžvalga
 - 1.1. Centravimo metodų apžvalga
 - 1.1.1. Centravimas kreipiamaisiais elementais
 - 1.1.2. Nekryptinga autopaieška
 - 1.1.3. Kryptinga autopaieška su grįžtamoju ryšiu
 - 1.1.4. Kryptinga autopaieška be grįžtamojo ryšio
 - 1.2. Vibracinio rinkimo tyrimų apžvalga
 - 1.3. Automatizuoto rinkimo tyrimų apžvalga
 - 1.4. Vibracinio detalių centravimo modeliavimo apžvalga
 - 1.5. Apibendrinimai ir tyrimų uždaviniai
2. Eksperimentiniai tyrimai
 - 2.1. Strypo virpesių savųjų formų tyrimai
 - 2.2. Strypo išilginių ir skersinių virpesių tyrimas
 - 2.2.1. Tyrimų įranga ir metodika
 - 2.2.2. Virpesių tyrimų rezultatai
 - 2.3. Strypo ir įvorės centravimo eksperimentiniai tyrimai
 - 2.3.1. Tyrimų įranga ir metodika
 - 2.3.2. Plieninio apvalaus skerspjuvio strypo ir įvorės centravimo tyrimo rezultatai
 - 2.3.3. Aliuminio apvalaus skerspjuvio strypo ir įvorės centravimo tyrimo rezultatai
 - 2.3.4. Plieninio stačiakampio skerspjuvio strypo ir įvorės centravimo tyrimo rezultatai
 - 2.4. II skyriaus išvados
3. Centravimo režimų modeliavimas
 - 3.1. Nesmūginio centravimo proceso dinaminis modelis ir judesio lygtys
 - 3.2. Centravimo nesmūgininiu režimu modeliavimo rezultatai
 - 3.3. Smūginio centravimo proceso dinaminis modelis ir judesio lygtys
 - 3.4. Centravimo smūgininiu režimu modeliavimo rezultatai
 - 3.5. III skyriaus išvados
4. Disertacijos išvados
5. Literatūra

ĮVADAS

Temos aktualumas

Automatinės rinkimo sistemos atlieka svarbų vaidmenį automatizuojant gamybos procesus. Jos betarpiškai veikia produkcijos kokybę ir gamybos našumą. Remiantis statistine analize nustatyta, kad daugelio gamybos šakų rinkimo operacijos užima 30–60 % produkcijos gamybos laiko, o rinkimo darbų sąnaudos sudaro apie 35–40 % gamybos proceso sąnaudų. Apie 33 % visų surinkimo operacijų sudaro strypo tipo detalių įstatymas į įvorės tipo detalę. Dėl to, rinkimo procesai turi daug produkcijos gamybos laiko ir sąnaudų mažinimo rezervų, kuriuos galima panaudoti tobulinant komponentų rinkimo metodus, diegiant automatines rinkimo sistemas ir įtaisus.

Rinkimo įrenginiai ir sistemos pagal technologinio proceso automatizavimo laipsnį gali būti skirstomi į kelias kategorijas. Pirmoji – rankinio rinkimo, kai rinkėjas naudoja mechanizuotus ir/ar nemechanizuotus įrankius, darbo stalą, griebtuvą, konvejerį ir atlieka tradicines rinkimo operacijas. Tai pats lanksčiausias rinkimo metodas, tačiau nėra našus ir produkcijos kokybę lemia rankinių operacijų atlikimo tikslumas. Šis metodas tenkina tikrai vienetinės ir smulkių serijų gamybos reikalavimus. Antroji – mechanizuoto rinkimo, kai naudojami mechanizuoti rinkimo įtaisai ir įrankiai (sraigčių, veržlių suktuvai, presai ir kt.). Šiuo atveju rinkėjas dirba mechanizuotoje darbo vietoje. Renkami komponentai ar detalės rinkimo pozicijoje orientuojami ir pastatomi rankiniu būdu, o jų sujungimas ir tvirtinimas atliekamas mechanizuotais įtaisais ar įrankiais. Trečioji – specializuoti automatiniai įrenginiai, naudojami tik tam tikroms operacijoms atlikti, išleidžiant nustatytų pavadinimų gaminius stambiomis serijomis. Tokius įrenginius galima perderinti tik tiems gaminiams, kurių rinkimui jie buvo sukurti. Ketvirtoji – programuojami įrenginiai ir sistemos, kuriose programuojamas loginis valdiklis kontroliuoja atskirų sąrankų ar iš jų sudarytų gaminių rinkimo procesą. Išskirtinė tokių sistemų savybė – platus kompiuteriais valdomų rinkimo robotų naudojimas. Dėl to, programinės įrangos pagalba, galima santykinai lengvai perderinti periferinius įrenginius ir technologinę įrangą ir taip patenkinti įvairiapusių rinkos poreikius produkcijos įvairovei ir jos serijaiškumui. Penktoji – adaptyviosios rinkimo sistemos, kai naudojami jutikliai grįžtamajam ryšiui įgyvendinti ir rinkimo strategijai valdyti skirtinguose komponentų jungimo etapuose. Tarp kitų rinkimo sistemų jos pasižymi didžiausiu lankstumu, tačiau yra sudėtingos, brangios ir dažnai būna nepakankama jų greitaveika.

Pagrindinė automatizuoto rinkimo raidos kryptis – robotizuotos sistemos, kurias sudaro programuojami rinkimo įrenginiai, įtaisai ir rinkimo robotai ar kitokie manipuliavimo įrenginiai. Automatinio rinkimo proceso metu dėl detalių geometrinių paklaidų, įtaisų ir įrengimų paklaidų, detalių bazavimo ir tvirtinimo paklaidų, roboto manipulatoriaus pozicionavimo paklaidų atsiranda nenumatyti renkamų komponentų linijiniai ir kampiniai jų tarpusavio padėties nuokrypiai. Jeigu pasirinkta komponentų sujungimo strategija neleidžia kompensuoti šių nuokrypių rinkimas būna nesėkmingas. Komponentų tarpusavio padėties paklaidoms kompensuoti naudojami du iš principo skirtingi metodai: aktyvaus ir pasyvaus

centravimo. Naudojant aktyvųjį metodą, rinkimo įrenginiai ir sistemos aprūpinamos adaptacijos priemonėmis. Grįžtamojo ryšio grandinėse montuojami jutikliai, kurie indikuoja apie komponentų tarpusavio padėtį, jungimo metu atsirandančias jėgas ir momentus, o valdiklis pagal tam tikrus algoritmus formuoja valdymo signalus roboto grandims ar kitiems komponentų tvirtinimo įtaisams. Aktyviam metodui įgyvendinti reikalingos brangios ir sudėtingos adaptacijos priemonės, įrenginiai pasižymi nepakankama greitaveika, taigi ir santykinai mažesniu našumu. Pasyvusis metodas pagrįstas naudojamų rinkimo įtaisų ar kinematinių elementų, kurie gali būti montuojami manipulatoriaus gale ar bazavimo įtaise, sukeltu komponentų poslinkiu vienas kito atžvilgiu. Dėl to, bent vienas jungiamųjų komponentų būna paslankus ribotoje erdvėje. Veikiant jungimo metu atsirandančioms sąveikos jėgoms, komponentai centruojami vienas kito atžvilgiu. Šiuo metodu pagrįstiems įrenginiams būdinga greita reakcija, yra santykinai pigūs ir paprasti, nes nereikalingi jutikliai, grįžtamojo ryšio sistemos ir pavaros, sudėtingi valdymo algoritmai. Derinant pasyvaus ir aktyvaus centravimo metodus tarpusavyje, gaunamas mišrus centravimo metodas. Šiuo atveju tarp griebtuvo ir roboto manipulatoriaus yra montuojami mechaniniai kompensatoriai su įmontuotais jėgos ir/ar momento jutikliais grįžtamam ryšiui užtikrinti. Mišrus metodo greitaveika didesnė nei aktyvaus metodo, tačiau kaip ir pastarajam reikalingos brangios ir sudėtingos adaptacijos priemonės.

Siekiant atpiginti produkcijos gamybą, padidinti rinkimo darbų našumą, vis didesnis dėmesys skiriamas pasyvioms automatinio rinkimo priemonėms, kurios per tampriuosius ryšius ar paieškos judesius koreguoja komponentų tarpusavio padėtį. Mokslinėje literatūroje daugiausia dėmesio skiriama nutolusio paslankumo centro (NPC) įtaisams. Tačiau, naudojant NPC įtaisus ar kitas paslankaus pasyvumo priemones, automatiškai rinkti galima tik komponentus su nuožulnomis, kurios ir lemia leistiną tarpusavio padėties paklaidą. Kai nuožulnos nedidelės arba jų visai nėra, automatiniam rinkimui reikalingi tikslūs manipuliavimo įrenginiai, kurie galėtų išdėstyti komponentus rinkimo pozicijoje nustatytu tikslumu.

Darbe pasiūlytas ir nagrinėjamas naujas pasyvaus rinkimo metodas, kurio įgyvendinimui naudojami tamprieji strypo virpesiai. Naudojant šį metodą, vienas iš komponentų (įvorė) paslankiai bazuojamas ant surinkimo plokštumos ir gali laisvai judėti ribotoje erdvėje. Kitas komponentas (strypas/velenas) tvirtinamas specialiame griebtuve, kuriame įmontuotas pjevibratorius ir kuris yra prispaustas prie viršutinio strypo galo. Strypas ir įvorė prispaudžiami vienas prie kito nustatyta jėga. Įjungus vibratoriaus žadinimą aukštadažniais elektriniais virpesiais, susižadina strypo tamprieji išilginiai ir rezonansiniai lenkimo virpesiai. Strypo galas juda elipsine trajektorija. Dėl trinties jėgų kylančių kontakto vietoje tarp įvorės ir strypo, įvorė yra stumiama ašių sutapdinimo kryptimi. Tokiu būdu komponentai rinkimo pozicijoje gali būti nekludomai sujungti. Išnagrinėtas pasyvus vibracinio rinkimo metodas, leidžia automatiškai rinkti ir komponentus be nuožulnų, esant kelių milimetrų tarpusavio paklaidai arba naudojant santykinai pigius, mažo tikslumo ($\pm 1-2$ mm) manipuliavimo įrenginius. Vibracinio rinkimo įrenginiai ir sistemos, kai detalių pozicionavimui naudojami tamprieji strypo virpesiai, yra gerokai paprastesnės ir pigesnės, nes jungiamųjų detalių tarpusavio padėties paklaidos gali

būti kompensuojamos nenaudojant jutiklių ir grįžtamojo ryšio sistemų, brangių pozicionavimo įrenginių. Suderinus vibracinio žadinimo ir mechaninės sistemos parametrus jos užtikrina patikimą, gerokai našesnę ir pigesnę rinkimo procesą, lyginant su aktyviosiomis rinkimo sistemomis.

Mokslinių tyrimų tikslas ir uždaviniai

Tyrimų tikslas – teoriškai ir eksperimentiškai ištirti renkamų komponentų vibracinio centravimo, naudojant tampriuosius strypo galo virpesius, procesą. Nustatyti žadinimo parametrų ir mechaninės sistemos įtaką centravimo efektyvumui. Siekiant įgyvendinti šį tikslą, reikia išspręsti šiuos uždavinius:

- Atlikti mokslinės literatūros apžvalgą apie šiuo metu plačiai pramonėje naudojamus automatiškai renkamų komponentų centravimo metodus.
- Atlikti apvalaus skerspjūvio strypo galo virpesių eksperimentinius tyrimus, kai strypas liečiasi su įvore. Nustatyti virpesių pobūdį, jų priklausomybę nuo žadinimo signalo amplitudės bei nuo įvorės ir strypo prispaudimo jėgos.
- Atlikti apvalaus ir stačiakampio skerspjūvio detalių centravimo tyrimus, naudojant tampriuosius strypo virpesius, išsiaiškinti žadinimo bei mechaninės sistemos parametrų įtaką centravimo efektyvumui ir patikimumui
- Sudaryti cilindrinų komponentų centravimo matematinį modelį, kai naudojami tamprieji strypo galo virpesiai, kuomet strypas žadinamas sujungimo ašies kryptimi, esant nesmūginiam ir smūginiam centravimo režimui. Atlikti nesmūginio ir smūginio centravimo proceso modeliavimą, išsiaiškinti žadinimo bei mechaninės sistemos parametrų įtaką centravimo efektyvumui ir patikimumui.

Tyrimų metodika

Darbas atliktas naudojant eksperimentinius tyrimus ir skaitmeninės analizės metodus. Eksperimentiniams vibracinio centravimo tyrimams sukurtas bandymų stendas. Eksperimentai atlikti su stačiakampio ir apvalaus skerspjūvio detalėmis, pagamintomis iš plieno ir aliuminio. Strypas tvirtinamas specialiame griebtuve, o žadinimas atliekamas iš galo prispaustu pjezoelektriniu vibratoriumi sujungimo ašies kryptimi. Virpesių generavimui naudojamas elektrinių signalų generatorius Г3-56/1 ir cilindro formos pjezoelektrinis vibratorius pagamintas iš pjezokeramikos CTS-19. Strypo centravimo įvorės atžvilgiu eksperimentai atlikti keičiant žadinimo dažnį ir amplitudę, detalių prispaudimo jėgą ir ašių nesutapimą. Centravimo rezultatų fiksavimui naudojamas oscilografas PicoScope 4424 ir programinė įranga kartu su asmeniniu kompiuteriu Compaq nc6000. Strypo savųjų virpesių formų tyrimams panaudota holografinė sistema PRISM ir programinis paketas PRISMA-DAQ. Išilginiai ir skersiniai strypo virpesiai išmatuoti panaudojus lazerinį doplerinį vibrometrą (LDV), kurio pagrindiniai komponentai yra interferometras OFV512 ir valdiklis OFV5000.

Strypo ir įvorės judėjimas centravimo procese apibrėžiamas netiesinių diferencialinių lygčių sistema, kuri sprendžiama Runge-Kutta metodu. Lygčių sprendimo programos sudarytos ir skaičiavimai atlikti programinėje MatLab aplinkoje. Modeliuojamas paslankaus komponento (įvorės) judėjimas, kuris

atvaizduojamas sistemos apibendrintųjų koordinačių kitimo laike kreivėmis. Sudarytos grafinės priklausomybės, apibūdinančios centravimo proceso pobūdį.

Mokslinis naujumas

Rengiant disertaciją buvo gauti šie mechanikos inžinerijos mokslui nauji rezultatai:

1. Pasiūlytas naujas technologiškai paprastesnis detalių centravimo metodas, panaudojant vienos iš centruojamų detalių (strypo) tampriuosius virpesius, kai virpesių žadinimas vyksta sujungimo ašies kryptimi iš galo prispaustu pjekokeraminiu vibratoriumi.
2. Iš galo išilgine kryptimi žadinamo strypo laisvasis galas juda elipsine trajektorija erdvėje. Tokiu dėsniu virpančią strypo galą prispaudus prie įvorės atsiradusi trinties jėga užtikrina įvorei poslinkį ir posūkį
3. Pasiūlytu metodu galima centruoti nesmūginiu ir smūginiu režimu apvalaus ir stačiakampio skerspjūvio strypines detales su įvorės tipo detalėmis nepriklausomai nuo jų tarpusavio padėties, esant mechaniniam kontaktui tarp jų.
4. Sudaryti strypo ir įvorės centravimo nesmūginiu ir smūginiu režimu matematiniai modeliai bei nustatytos centravimo trukmės priklausomybės nuo žadinimo dažnio ir amplitudės, komponentų tarpusavio prispaudimo jėgos.

Darbo rezultatų praktinė vertė

Taikant tampriuosius strypo virpesius, galima centruoti įvorės tipo detales turinčias apvalaus ir stačiakampio profilio skyles su atitinkamo profilio strypais, kai komponentai yra su nuožulnomis ir be jų, o komponentų tarpusavio padėties paklaida siekia kelis milimetrus, taip praplečiant automatizuoto rinkimo technologines galimybes. Tyrimo rezultatai leidžia nustatyti ir parinkti žadinimo ir įtaiso parametrus ir juos suderinti, kad centravimas būtų sėkmingas, o jo trukmė mažiausia.

Darbo struktūra ir apimtis

Disertaciją sudaro įvadas, trys skyriai, išvados, autoriaus publikacijų disertacijos tema ir naudotos literatūros sąrašai bei priedai. Disertacijos apimtis 90 puslapių, 61 paveikslas ir 2 lentelės. Literatūros sąrašą sudaro 78 šaltiniai.

Pirmame skyriuje, remiantis moksline literatūra išanalizuoti automatiškai renkamų detalių centravimo metodai, jų privalumai ir trūkumai. Pateikta su disertacijos tema susijusių tyrimų apžvalga. Suformuluoti pagrindiniai tyrimų uždaviniai.

Antrame skyriuje pateikti eksperimentiniai virpančio strypo galo tyrimai, kai jis liečiasi su įvore. Nustatytos strypo judesio trajektorijos bei strypo–įvorės prispaudimo jėgos ir žadinimo signalo dažnio įtaka išilginių ir lenkimo virpesių amplitudėms. Atlikti apvalaus ir keturkampio skerspjūvio strypo ir įvorės centravimo tyrimai, kai strypas žadinamas sujungimo ašies kryptimi. Sudarytos

centravimo trukmės priklausomybės nuo detalių prispaudimo jėgos, ašių nesutapimo, strypo žadinimo parametru.

Trečiame skyriuje pateikti vibracinio centravimo, naudojant tampriuosius strypo virpesius, dinaminiai modeliai, esant nesmūginiam ir smūginiam centravimo režimui. Pateiktos įvorės sąveikaujančios su dviem statmenomis kryptimis judančiu strypo galu, judesio lygtys bei centravimo proceso skaitmeninio modeliavimo rezultatai. Išaiškinta dinaminės sistemos ir žadinimo parametru įtaka centravimo procesui, Sudarytos parametru derinių sritys, kai centravimas būna sėkmingas.

Ginamieji disertacijos teiginiai

1. Naujas automatiškai renkamų detalių vibracinis centravimo metodas yra technologiškai paprastesnis metodas, kuriam nereikia grįžtamojo ryšio sistemos.
2. Strypo galas juda elipsine trajektorija ir trinties jėgos kylančios sąlyčio vietoje su įvore suteikia jai poslinkį ir posūkį.
3. Įvorės judėjimo pobūdis centravimo metu ir trukmė priklauso nuo strypo virpesių dažnio bei amplitudės, fazės poslinkio tarp išilginių ir lenkimo virpesių dedamųjų, pradinės prispaudimo jėgos.
4. Sudaryti detalių vibracinio centravimo matematiniai modeliai pakankamai tiksliai atvaizduoja detalių centravimo procesą, o gautos centravimo trukmės priklausomybės koreliuoja su eksperimentiniais rezultatais.

Publikacijos ir darbo aprobavimas

Disertacijos tema paskelbti 3 straipsniai mokslo žurnaluose, patenkančiuose į Mokslinės informacijos instituto pagrindinio sąrašo leidinius, 1 straipsnis konferencijų pranešimų medžiagoje.

Svarbiausi šio darbo rezultatai pristatyti ir aptarti šiose mokslinėse konferencijose: Tarptautinėse konferencijose „Mechanika-2012“, „Mechanika-2013“, „Mechanika-2014“, (Kauno technologijos universitetas), tarptautinėje konferencijoje „MSM 2014“, (Opole, Lenkija).

1. DETALIŲ AUTOMATINIO RINKIMO IR CENTRAVIMO METODŲ APŽVALGA

1.1. Centravimo metodų apžvalga

Paskutiniaisiais dešimtmečiais vis labiau įsigali pramoninių procesų robotizacija ir automatizacija [1]. Ne išimtis ir įvairių mechaninių komponentų automatinis surinkimas. Darbo našumui, produkto kokybei ir savalaikiam pristatymui į rinką užtikrinti vis daugiau įmonių diegia automatizuotas ar robotizuotas surinkimo linijas. Priklausomai nuo gaminio sudėtingumo jį gali sudaryti nuo kelių iki keliasdešimt komponentų. Automatinio ar robotizuoto surinkimo metu yra atliekamos standartinės operacijos, kurių metu detalės transportuojamos į surinkimo vietą, bazuojamos, orientuojamos viena kitos atžvilgiu bei sujungiamos. Paprastai vienu metu sujungiama ne daugiau dviejų komponentų. Jei gaminių sudaro daugiau nei du komponentai, tai ruošinys transportuojamas į sekančią surinkimo stotelę. Nuo šių operacijų tikslumo ir patikimumo priklauso gaminio surinkimo laikas bei jo kokybė.

Tam, kad dvi detalės būtų nekliudomai sujungtos reikia, jog jų sujungimo paviršiai sutaptų nustatytose ribose. Strypo ir įvorės atvejis gerai reprezentuoja veleno ir guolio, ašies ir elektros variklio inkaro, veleno ir krumpliaračio, varžto bei veržlės ir t.t. sujungimą. Esant standžiam detalių bazavimui, abi jungiamosios detalės yra fiksuojamos nejudamai. Cilindrinio paviršiaus strypas ir įvorė be nuožulnų sujungiami jei maksimalus detalių ašių nesutapimas Δ_{max} neviršija pusės minimalaus sujungimo tarpelio (**1.1 pav.**, a).

$$\Delta_{max} \leq \frac{(D - \delta_D) - (d + \delta_d)}{2}. \quad (1.1)$$

čia D -įvorės skylės skersmuo, d -strypo skersmuo, δ_D -leistinas įvorės nuokrypis, δ_d -leistinas strypo nuokrypis.

Kai detalės yra stačiakampio profilio, ašių nesutapimas gali pasireikšti dviejose koordinatinių ašyse (**1.1 pav.**, b). Maksimalus detalių ašių nesutapimas, kuriam esant vis dar galimas automatinis surinkimas, bus:

$$\begin{cases} \Delta_{a_{max}} \leq \frac{(A - \delta_A) - (a + \delta_a)}{2}, \\ \Delta_{b_{max}} \leq \frac{(B - \delta_B) - (b + \delta_b)}{2}. \end{cases} \quad (1.2)$$

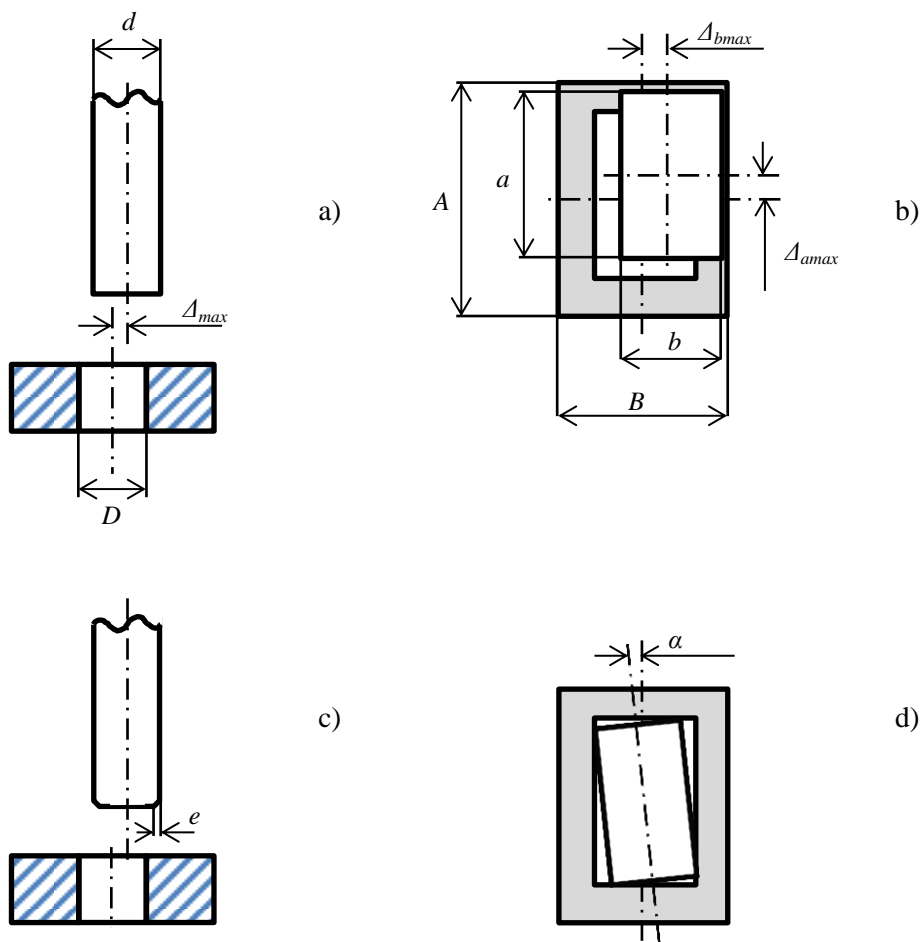
čia A , B -skylės kraštinių ilgiai, a , b -strypo kraštinių ilgiai, δ_A , δ_B , δ_a , δ_b -kraštinių leistinos nuokrypos.

Esant kampiniam stačiakampio profilio detalių nesutapimui, leistinas posūkio kampas turi tenkinti nelygybę (**1.1 pav.**, d):

$$\begin{cases} \cos \alpha \cdot a + \sin \alpha \cdot b \leq A, \\ \sin \alpha \cdot a + \cos \alpha \cdot b \leq B. \end{cases} \quad (1.3)$$

Jei bent vienas iš komponentų yra su nuožulnomis, maksimalus ašių nesutapimas $\Delta_{nuož}$ padidėja dydžiu e , (**1.1 pav.**, c).

$$\Delta_{nuoz} \leq \Delta_{max} + e. \quad (1.4)$$



1.1 pav. Strypo ir įvorės tarpusavio padėties paklaidų rūšys

Dėl didelių jėgų, atsirandančių kontakto vietoje, apdirbtų detalių paviršiai gali būti pažeisti, todėl standaus bazavimo automatinio rinkimo metu atsisakoma. Šiuo metu plačiausiai taikomas paslankus detalių bazavimas, kai viena iš jungiamųjų detalių turi ribotą laisvę judėti plokštumoje statmenoje sujungimo ašiai.

Detalių pozicionavimo paklaidą sudaro detalių geometrinės paklaidos, geometrinės surinkimo įtaisų ir įrengimų paklaidos, detalių bazavimo ir tvirtinimo paklaidos, paklaidos atsirandančios dėl temperatūrinių deformacijų ar įrenginių dilimo. Dėl visų šių veiksnių sujungiamų detalių ašių nesutapimas gali viršyti leistiną. Dažnai detalių apdirbimo metodai neužtikrina detalių apdirbimo tikslumo, reikalingo automatiniam rinkimui [2]. Naujų tikslesnių surinkimo linijų diegimas ar sujungiamų detalių paviršiaus apdirbimo tikslumo didinimas ekonomiškai netikslingas, ypač esant serijinei ir smulkių serijų gamybai. Todėl naudojami kiti paklaidų kompensavimo būdai.

Surinkimo sistemos tikslumą ir rinkimo darbų sąnaudas galima sumažinti panaudojus įvairius detalių centravimo įtaisus ir įrenginius prieš atliekant sujungimo operaciją. Detalių tarpusavio centravimas atliekamas:

- naudojant kreipiamuosius elementus
- naudojant autopaieškos metodus

Detalės su kreipiamaisiais elementais (nuožulnomis, įdubomis, iškyšomis, kūgiais) centruojamos spaudžiant viena prie kitos sujungimo kryptimi [3]. Viena iš detalių bazuojama standžiai, o kitai suteikiamas ribotas paslankumas erdveje. Tamprieji kompensatoriai, kreipiančiosios įvorės ar įtaisai su nutolusio paslankumo centru (NPC) užtikrina, kad detalė pasislinktų ir pasisuktų reikiama kryptimi, o prispaudimo jėga neviršytų kritinės ribos, kuriai esant detalių paviršiai būtų sugadinami. Automatizuotai sujungti įmanoma tik tuomet jei detalių jungiamųjų paviršių nuokrypis plokštumoje statmenoje sujungimo kryptčiai neviršija nuožulnos pločio arba nuožulnų pločio sumos, kai nuožulnas turi abi jungiamosios detalės. Šis metodas priskiriamas prie pasyvaus centravimo būdo, nes jam nereikalingas grįžtamasis ryšys, identifikuojantis detalių tarpusavio padėtį.

Autopaieškos metu detalėms suteikiami tarpusavio poslinkiai, kol jų jungiamieji paviršiai sutampa. Kaip ir anksčiau minėtu atveju judesys suteikiamas vienai iš centruojamų detalių, o kita bazuojama standžiai. Galima išskirti tris pagrindines autopaieškos kategorijas: nekryptinga paieška, kryptinga paieška su grįžtamuju ryšiu, kryptinga paieška be grįžtamojo ryšio (bet panaudojant vibracinį poveikį).

Nekryptingos paieškos metu vienai iš detalių suteikiamas priverstinis poslinkis trajektorija, užtikrinančia didžiausią jungiamųjų paviršių sutapdinimo tikimybę. Reikiamų poslinkių trajektorijos gali būti įgyvendintos kinematiniais ryšiais tarp trajektoriją generuojančio mechanizmo ir centruojamos detalės: servomechanizmais, elektromagnetinio lauko poveikiu, suspausto oro srove, sužadinant detalės skenuojančius virpesius. Nekryptinga paieška yra efektyviausia, kai naudojamos plokščios paieškos trajektorijos, t. y., kai komponentas juda pagal dvi koordinatas plokštumoje statmenoje sujungimo kryptčiai. Automatinio detalių rinkimo metu dažniausiai naudojamos elipsės, apskritimo ar susisukančios spiralės paieškos trajektorijos. Praktikoje dažnai pasitaiko, kai dėl išorinių jėgų trikdžių paieškos trajektorija iškreipiama bei susidaro paieškos trajektorijos neapimtų zonų. Dėl to padidėja komponentų nesurinkimo tikimybė. Nekryptinga paieška yra tikimybinio pobūdžio, todėl centravimo procesas yra neapibrėžtas.

Naudojant kryptingą paiešką su grįžtamuju ryšiu, pagal duomenis iš jėgos, momento, padėties jutiklių yra sprendžiama apie realią detalių tarpusavio padėtį. Įvertinus detalių padėties nuokrypį, vykdymo mechanizmai perkelia detalę nesutapimo mažėjimo kryptimi, kol jų sujungimo paviršiai sutampa. Šiuo principu paremtas įvairių adaptyviųjų įrenginių veikimas. Jais galima centruoti įvairių skerspjūvių detales ir kompensuoti kampines bei linijines padėties paklaidas detalėms su nuožulnomis ir be jų. Tačiau grįžtamojo ryšio signalo įvertinimui ir vykdymo mechanizmų valdymui naudojama sudėtinga elektronika bei skaičiavimo algoritmai, todėl tokių mechanizmų greitaveika dažnai būna nepakankama, o įrangos kaina didžiausia, lyginant su kitais kryptingos paieškos metodais.

Kryptingą paiešką be grįžtamojo ryšio įmanoma atlikti tuomet, jei viena iš jungiamųjų detalių yra bazuojama paslankiai, o kitai suteikiamas vibracinis žadinimas sujungimo kryptimi. Žemo dažnio (iki 100 Hz) vibracinis poveikis gali būti suteikiamas tiek paslankiai, tiek ir standžiai bazuojamai detalei. Paslankiam bazavimui užtikrinti naudojami įvairių konstrukcijų įtaisai su nutolusiu paslankumo centru, tampriais kompensatoriais arba atraminėmis spyruoklėmis. Priklausomai nuo sistemos mechaninių ir žadinimo parametrų vibracinis poslinkis gali vykti smūginiu ir nesmūginiu režimu. Detalių centravimas, kai sužadinami strypo tamprieji virpesiai irgi priskiriamas šiai autopaieškos kategorijai. Šiuo atveju strypas žadinamas išilgine kryptimi aukšto dažnio virpesiais iš galo prispaustu vibratoriumi.

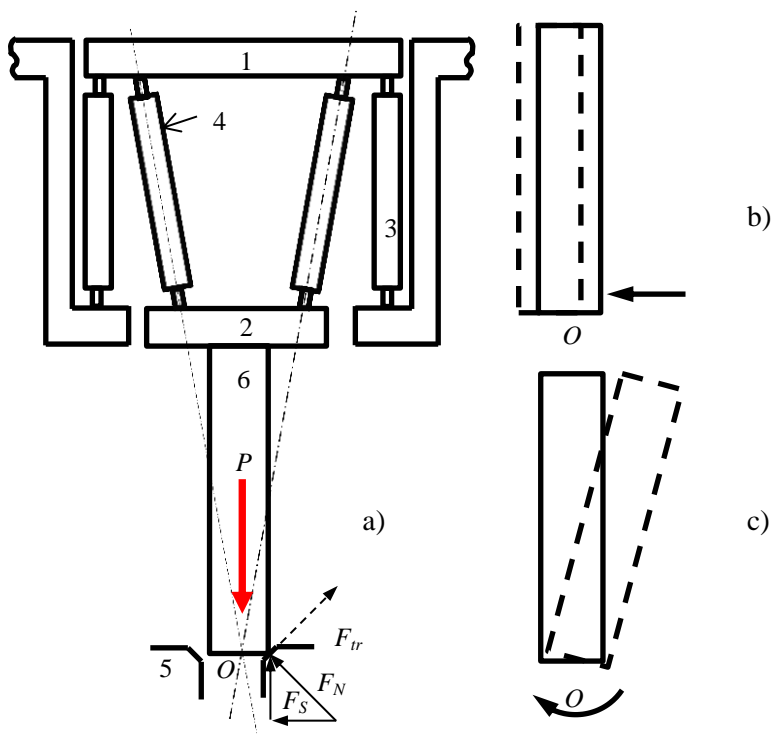
Centravimo įtaisai, kuriuose naudojamas grįžtamasis ryšys, priskiriami prie aktyvių centravimo metodų, o be grįžtamojo ryšio pasyviams. Kai paslankiai bazuojamai detalei suteikiamas kryptingą poslinkį sukeliantis vibracinis žadinimas, grįžtamasis ryšys nebereikalingas.

1.1.1. Centravimas kreipiamaisiais elementais

Dabartiniu metu iš visų pasyvių centravimo būdų, naudojančių kreipiamuosius elementus, labiausiai paplitęs yra nuožulnų panaudojimas detalių tarpusavio padėties korekcijai. Tam, kad užtikrinti reikiamą detalių paslankumą kartu naudojamas ir NPC įtaisai [4, 5]. Gali būti naudojami dviejų tipų NPC: su vertikaliais ir įžambiais konstrukciniais elementais, arba su šlyties plokštelėmis sudarytomis iš suspaustų tarpusavyje gumos ir metalo diskelių. Pirmas variantas pavaizduotas **1.2 paveiksle a**, [6]. Vertikalūs elementai 3 sujungti su pagrindu 1 ir suteikia jam šoninį poslinkį be posūkio (**1.2 pav.**, b). Įžambūs elementai 4 sujungti su pagrindu 2 suteikia jam tik posūkį apie tašką O (**1.2 pav.**, c). Tokiu būdu strypas 6 gali arba vien tik sukis apie tašką O , kuris sutampa su strypo galu, arba vien tik slinkti radialine kryptimi.

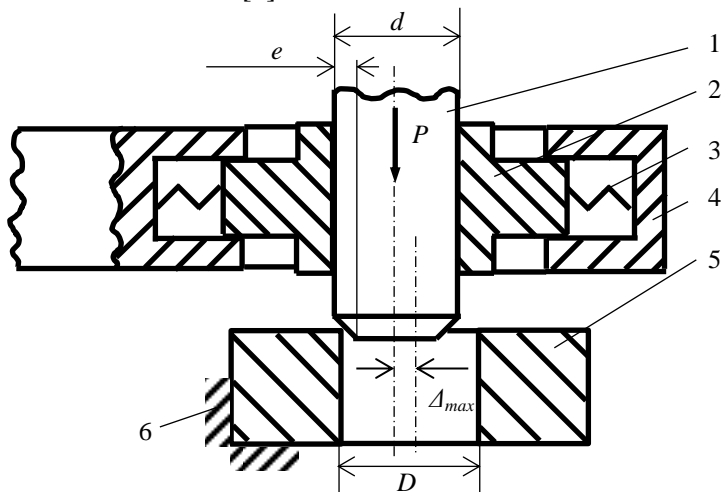
Vykdant automatinį komponentų sujungimą, abi arba viena iš jungiamųjų detalių turi nustatyto dydžio nuožulnas. Kai detalės rinkimo pozicijoje išdėstomos su paklaida, jų jungiamieji paviršiai būna persislinkę. Pradėjus taip išdėstyti detalių sujungimo procesą, strypas pirmiausiai paliečia įvorės 5 nuožulną. Strypui spaudžiant įvorę jėga P , atsiranda normalinė F_N ir trinties F_T jėgos kontakto zonoje. Dėl normalinės jėgos dedamosios F_S poveikio strypas paslenkamas įvorės centro link. Jeigu tarp strypo ir įvorės yra kampinė paklaida, tuomet, momento veikiamas, strypas yra pasukamas apie tašką O .

Tai yra paprastas, santykinai pigus ir plačiai paplitęs detalių centravimo metodas naudojamas automatinio rinkimo stotelėse ir pramoniniuose robotuose. Jis nereikalauja sudėtingų techninių sprendimų, nes nenaudoja grįžtamo ryšio signalų. Juo galima kompensuoti tiek kampines, tiek linijines padėties paklaidas apvalaus skerspjuvio detalėms bei padeda išvengti detalių užsikirtimo (jamming) bei įstrigimo (wedging). Tačiau šį metodą naudoti sudėtinga, kai detalių sujungimas vykdomas ne vertikalia, bet horizontalia kryptimi. Šiuo atveju turi būti įdiegti svorio kompensatoriai. Kitas didelis trūkumas – detalės turi būti fiksuoto ilgio. Jei renkamų detalių ilgiai kinta, reikia naudoti kitą NPC įtaisą, kurio paslankumo centras sutaptu su strypo galu. Taip pat šis metodas netinka stačiakampio ir sudėtingesnio profilio detalėms bei detalėms be nuožulnų centruoti.



1.2 pav. Įtaisas su nutolusio paslankumo centru

Be NPC įtaisų dar yra naudojamos kreipiamosios įvorės (1.3 pav.) reikiamam detalių paslankumui užtikrinti [7].



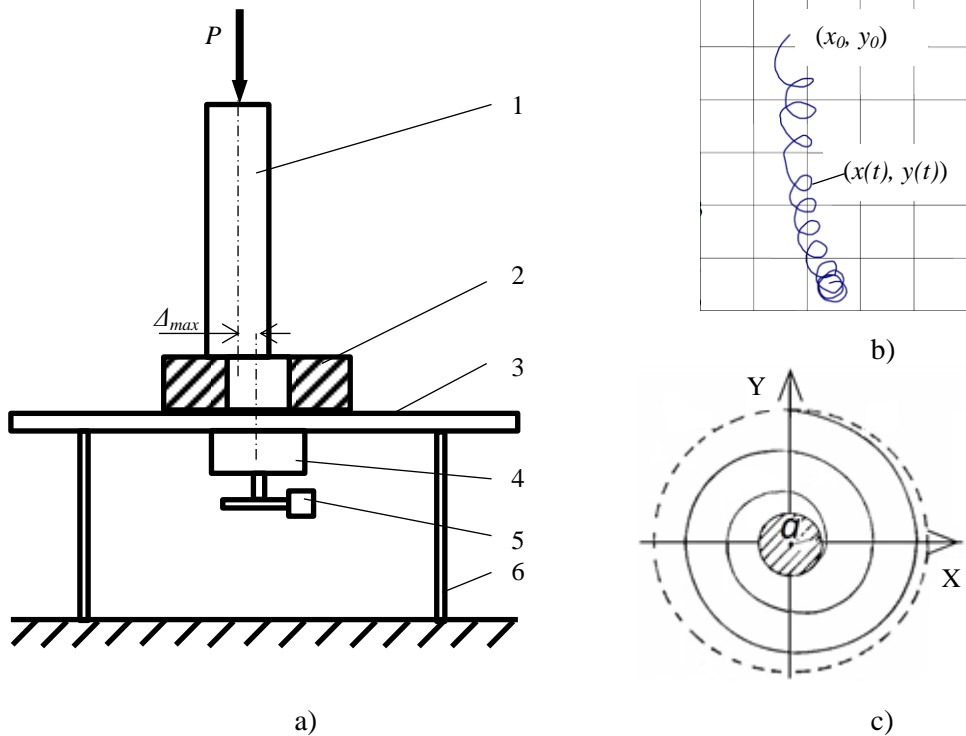
1.3 pav. Detalių centravimas naudojant kreipiančiąją įvorę

Įvorė 5 standžiai bazuojama įtaise 6. Strypas 1 fiksuojamas kreipiamojoje įvorėje 2 ir jėgos P veikiamas stumiamas jungiamosios įvorės link. Kreipiamoji įvorė, naudojant atramines spyruokles 3, paslankiai įtvirtinta orientatoriuje 4. Stūmimo

metu strypas centruojamas įvorės atžvilgiu. Atliekant detalių centravimą šiuo metodu nėra svarbus strypo ilgis, tačiau kompensuojamos tik linijinės paklaidos.

1.1.2 Nekryptinga autopaieška

Yra keletas būdų kaip atlikti nekryptingą autopaiešką. Viena nuo kitos jos skiriasi tiek paieškos trajektorijos generavimo būdu tiek pačia trajektorija. **1.4 paveiksle** parodytas detalių centravimas, kuomet apskritiminei trajektorijai gauti sužadunami plokštumos virpesiai.

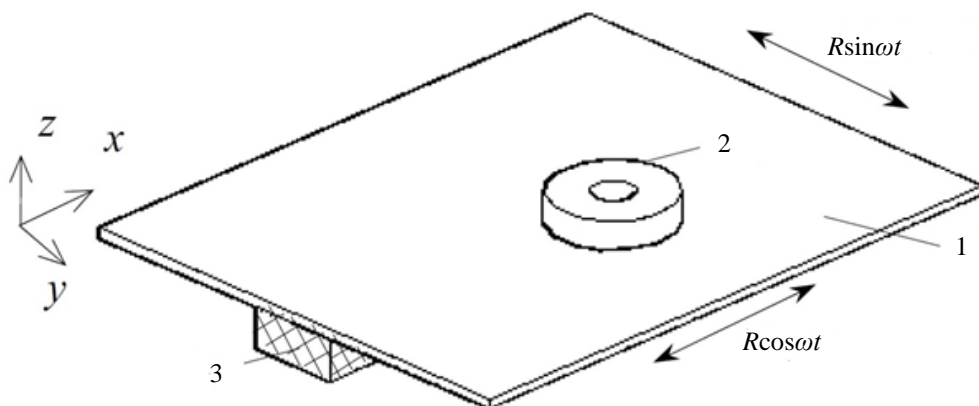


1.4 pav. Detalių centravimas apskritimine paieškos trajektorija

Šiuo atveju įvorė 2 paslankiai bazuojama ant stalo 3 (**1.4 pav.**, a). Pastarasis tampriaisiais elementais 6 tvirtinamas prie pagrindo. Stalo apačioje montuojamas elektros motoras 4, kuris suka ekscentrinę masę 5 [8]. Strypas 1 yra spaudžiamas prie įvorės nustatyta jėga P . Motorui sukantis (20-70 aps./s) stalas pradeda virpėti apskritimine trajektorija. Savo ruožtu įvorė atlikdama sukamuosius judesius iš pradinės padėties (x_0, y_0) ima slinkti dinaminės pusiausvyros taško link, kurią pasiekus taip pat pradeda judėti apskritimine trajektorija (**1.4 pav.**, b). Kai strypas spaudžia įvorę tiesiškai kintama jėga P , įvorės judesio trajektorija yra susisukanti spiralė (**1.4 pav.**, c), [9]. Strypas su įvore susicentruoja laiko momentu t , kuomet strypo padėtis $(x(t), y(t))$ tenkina sąlygą: $(x(t)^2 + y(t)^2) < a$, kai a yra leistinosios paklaidos zonos spindulys. Keičiant motoro sukimosi dažnį, reguliuojamas įvorės sukimosi kampinis greitis. Keičiant ekscentrinės masės nuotolį nuo variklio sukimosi ašies, keičiama virpesių amplitudė, kartu ir apskritiminės trajektorijos

spindulys. Tokiu būdu galima sujungti cilindrinio tipo detales be nuožulnų, o naudojant susisukančios spiralės trajektoriją, galima ilgą strypą įkišti į dvi skylės einančias viena paskui kitą [10].

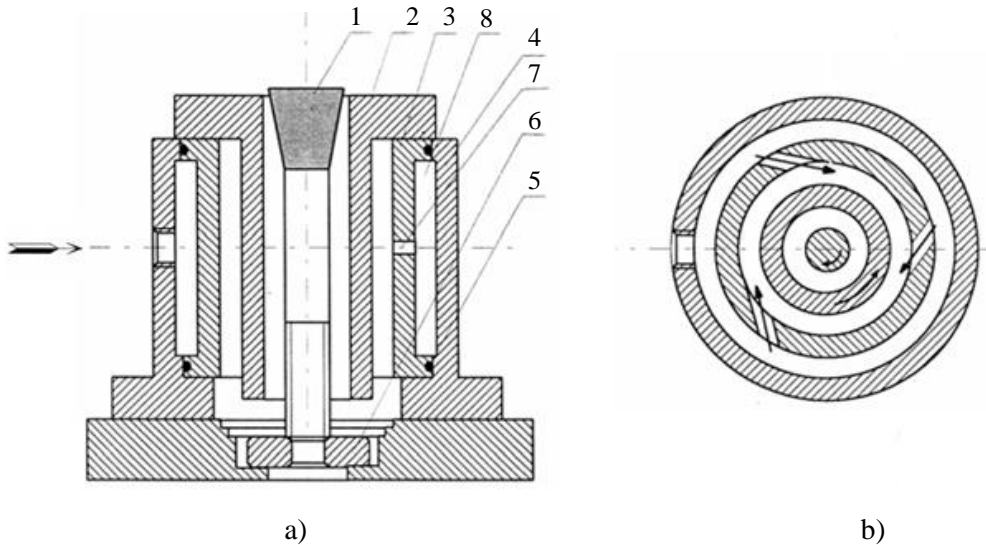
Kūno pozicionavimas ant virpančio pagrindo, valdant sausąją trintį pavaizduotas **1.5 paveiksle** [11]. Įvorė 2 paslankiai išdėstoma ant dviem statmenomis kryptimis virpančios plokštumos 1. Priklausomai nuo žadinimo amplitudės ir fazių skirtumo tarp virpesių, galimos apskritiminė ir elipsinė plokštumos judėjimo trajektorijos. Plokštumai virpant, detalė slenka jos paviršiumi trinties jėgų veikiamą kryptimi priešinga plokštumos judėjimo kryptčiai. Pjezoelektrinis vibratorius 3 pritvirtintas prie plokštumos apačios. Sužadinus aukšto dažnio virpesius, trinties koeficientas tarp plokštumos ir įvorės sumažėja. Parinkus aukšto dažnio virpesių sužadavimo momentą ir trukmę plokštumos virpesių atžvilgiu, galima nustatyti įvorės judėjimo kryptį, nes aukštadažnis žadinimas vyksta neištisai, o tik fiksuotą laiko tarpą ir įvorė nepatenka į dinaminės pusiausvyros padėtį. Įvorės pozicionavimui naudojamas pereinamasis judesio režimas, o centravimui naudojamas nusistovėjęs įvorės judesio režimas, kuomet aukštadažniai virpesiai nenaudojami ir įvorė yra dinaminėje pusiausvyroje. Kai plokštuma padalinta į dvi dalis su skirtingais sausosios trinties koeficientais ir naudojami du nepriklausomi pjezovibratoriai kiekvienam iš jų, galima valdyti ir įvorės posūkį apie savo ašį [12, 13]. Posūkis leidžia sutaptinti necilindrinį detalių jungiamuosius paviršius.



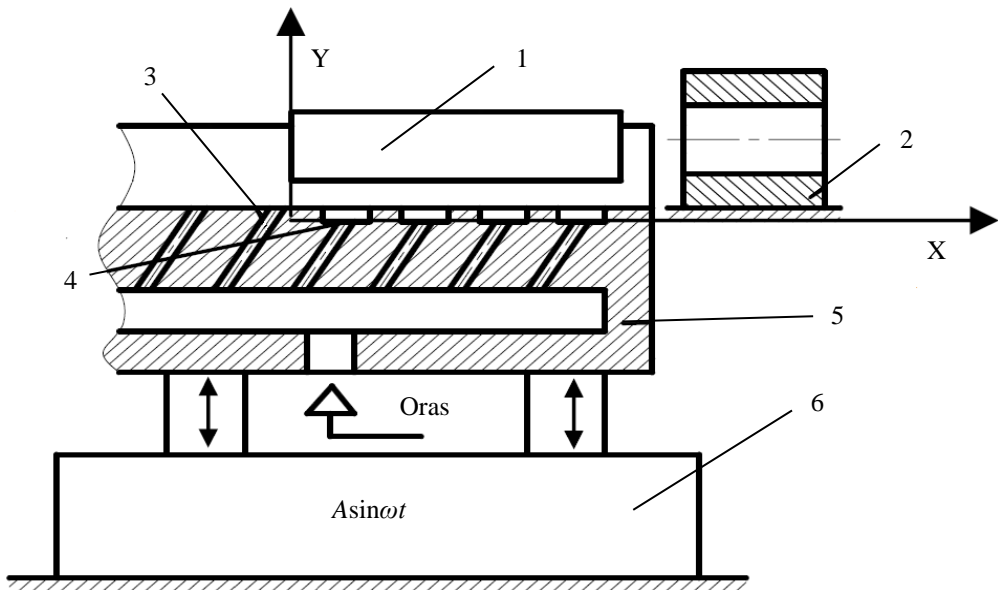
1.5 pav. Detalių centravimas valdant sausąją trintį

Apskritiminį paieškos judesį galima sužadinti panaudojus suspausto oro srovę (**1.6 pav.**) [14]. Jungiamoji detalė 1 (cilindrinio skersmens strypas, varžtas) įstatyta į tarpinę movą 2. Sūkurinė kamera 3 įmontuota korpuse 4, o guminiai žiedai 5 užtikrina oro plėtimosi kameros 8 sandarumą. Suspaustas oras pro išžambiai išdėstytas kiaurymes 7 patenka į detalių surinkimo zoną ir įsuka tarpinę movą priešinga kryptimi [15]. Jungiamoji detalė tuo metu sukasi apskritimine trajektorija oro srauto kryptimi ir atlieka paieškos judesį. Kita jungiamoji detalė (įvorė) 6 paslankiai išdėstyta ant pagrindo. Strypui liečiantis su įvore ir atliekant paieškos judesį įvyksta detalių centravimas, po kurio tampa įmanomas detalių sujungimas.

Naudojant šį metodą detalės turi būti su nuožulnomis ir sujungimas įmanomas tik vertikalia kryptimi. Dažniausiai jis naudojamas detalėms su sriegiais sujungti.



1.6 pav. Apskritiminės paieškos trajektorijos sužadimas suspausto oro srove: a – centravimo įtaiso vertikalus pjūvis; b – centravimo įtaiso horizontalus pjūvis ir komponentų sukimosi kryptis

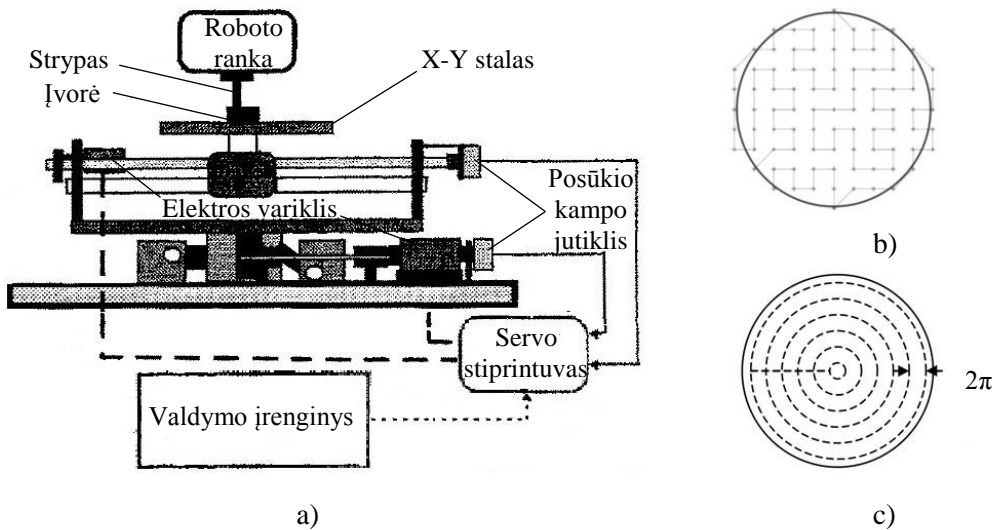


1.7 pav. Detalių centravimas panaudojant vibruojančią oro pagalvę

Detalėms be nuožulnų sutapdinti horizontalia kryptimi naudojami harmoniniai virpesiai [16]. Strypas 1 įstatomas į lataką 5, kurio apačioje pro kanalus 3 paleidžiamas suspaustas oras taip sudarant oro pagalvę (1.7 pav.). Strypo rinkimo

pozicijoje kanalai turi įgilinimus 4, kurie padeda susižadinti detalės autovirpesiams. Įvorė 2 nejudamai įtvirtinama bazavimo įtaise. Suspaustas oras tekėdamas pro kanalus perkelia strypą į rinkimo poziciją, kur jis susiliečia su įvorė. Nustatomas toks tiekiamo oro slėgis, kad susižadintų ant oro pagalvės bazuojamo komponento autovirpesiai, ir detalė atliktu jungiamųjų paviršių paiešką. Pro įvorės skylę išeinantis suspaustas oras taip pat padeda nukreipti strypą į įvorės centrą. Pro pasvirusius kanalus ištekantis suslėgtas oras sukuria ašinę jėgą išilgai strypo, todėl šiuo būdu galima sujungti detales su tarpeliu. Strypo autovirpesiai susižadina statmenai latakų atraminiam paviršiui. Atliekant pagrindo 6, ant kurio stovi latakas, vibracinį žadinimą statmenai strypo autovirpesiams, pagerėja paieškos trajektorijų susidarymas ir tokiu būdu galima centruoti sudėtingesnio skerspjūvio detales.

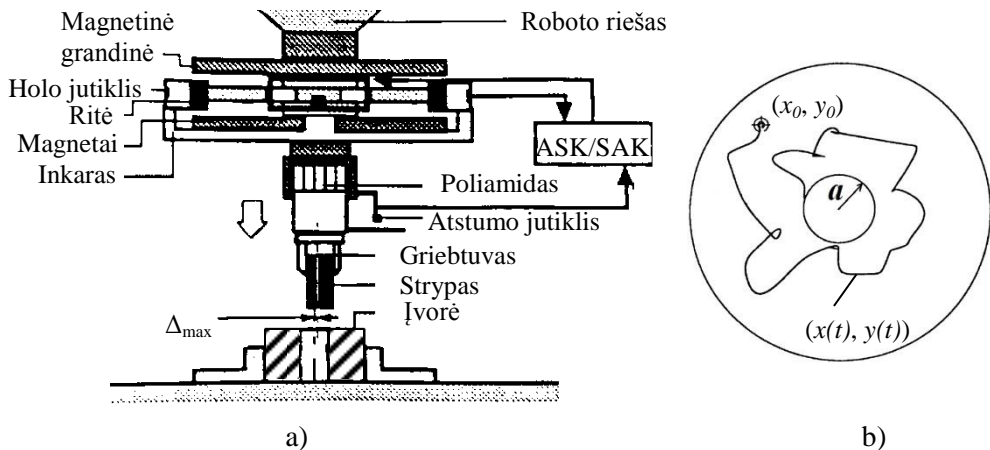
Sudėtingesnių paieškos trajektorijų generavimui naudojami servomechanizmai (1.8 pav., a). Strypas roboto ranka ar kitu manipuliavimo įtaisu priliečiamas prie įvorės, kuri standžiai bazuojama ant koordinatinio staliuko. Valdymo įrenginys nustato norimą paieškos trajektoriją, o servostiprintuvas suformuoja reikiamą maitinimo signalą elektros varikliams, kurie suteikia poslinkį koordinatiniams stalui horizontalioje plokštumoje X ir Y kryptimis. Servostiprintuvas taip pat seka esamą variklių padėtį pagal posūkio kampo jutiklį suteikiamus duomenis [17]. Be jau anksčiau minėtų apskritinės ir susisukančios spiralės trajektorijų, tokia sistema galima gauti koncentrinį apskritimų (1.8 pav., c) ir sujungtų diskretinių taškų (1.8 pav., b) paieškos trajektorijas [18].



1.8 pav. Paieškos trajektorijos sudarymas servomechanizmais

Tiek elektriniai komponentai, tiek ir įvairūs mechaniniai komponentai yra veikiami triukšmų, dėl to paieškos kelias (apskritinis, spiralinis) įgyvendinamas su tam tikra paklaida. Atsižvelgiant į tai yra tikslinga naudoti ir atsitiktinę paieškos trajektoriją [19, 20]. 1.9 paveiksle parodytas roboto riešas su įmontuotu atsitiktinės

paieškos trajektorijos generavimo mechanizmu. Jis susideda iš dviejų X ir Y kryptimis išdėstytų elektromagnetinių vykdiklių ir pasyvaus paslankumo įtaiso. Elektromagnetiniai vykdikliai sudaryti iš dviejų ričių ir dviejų nuolatinių magnetų, kurie generuoja simetrines magnetines grandines. Inkarų pagreitis priklauso nuo ritėmis tekančios srovės stiprumo. Analoginis PID (proporcinis integralinis diferencialinis) valdiklis užtikrina greitą ir tikslų inkaro pozicionavimą, priklausomai nuo Holo jutiklio matuojamo magnetinio srauto. Pasyvaus paslankumo įtaisas iš minkšto poliamido užtikrina griebtuve įtvirtinto strypo paslankumą paieškos metu. Prie įtaiso pritvirtintas atstumo jutiklis matuoja deformacijas ir teikia informaciją apie rinkimo procesą. Valdymo įrenginys generuoja pseudo-atsitiktinį dvejetainį signalą, artimą baltam triukšmui, kuris skaitmeniniu analoginiu keitikliu (SAK) konvertuojamas į ričių maitinimo signalą. Taip gaunamos plokščios atsitiktinės paieškos trajektorijos, kurių skanuojamo lauko dydį galima keisti, keičiant pralaidumo juostos dažnį. Atsitiktinės paieškos trajektorijos privalumas yra jos universalumas. Ji vienodai patikimai veikia jungiant skirtingų tikslumo klasių detales, be to, lengva keisti paieškos lauko dydį.



1.9 pav. Detalių sutapdinimas atsitiktinės paieškos metodu: a) trajektorijos generavimas; b) paieškos trajektorija

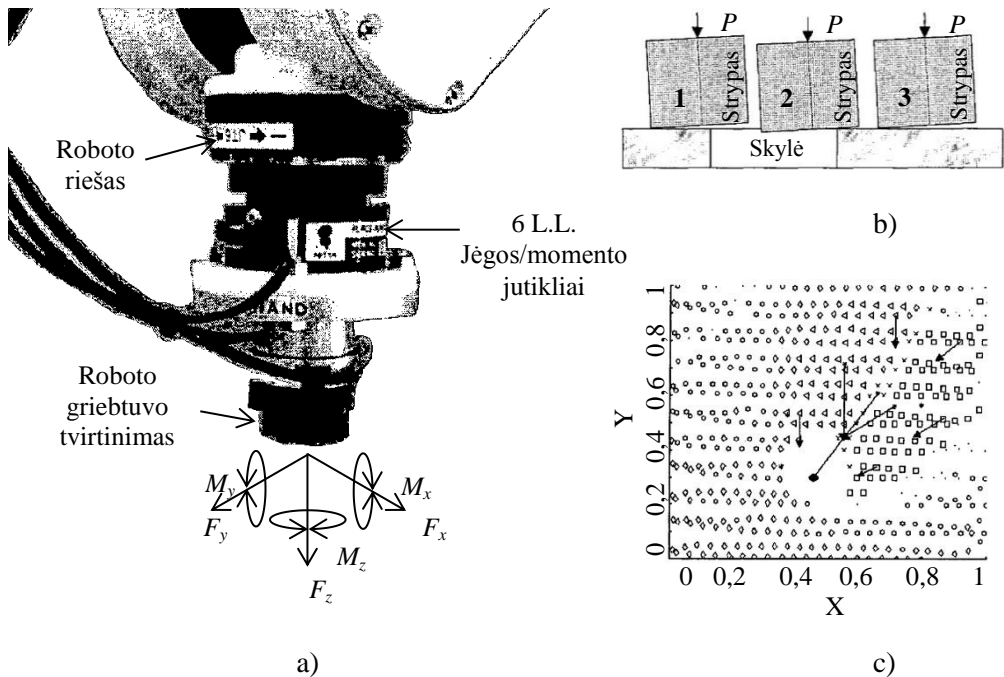
Vienas iš svarbiausių nekryptingos paieškos trūkumų – žymus centravimo trukmės išsibarstymas. Taip pat, esant didesnei detalių tarpusavio padėties neapibrėžtumui sričiai, tenka skanuoti šią sritį pastoviais žingsniais ir didinti paieškos lauką. Visa tai padidina skanavimo ir automatinio rinkimo trukmę. Tokio tipo įrenginiai netinka stačiakampio ir sudėtingesnių skerspjuvių detalėms. Netinka detalėms, kurios yra plonos ar trapios. Be to, jie dirba patikimiau, kai detalės yra su nuožulnomis.

1.1.3. Kryptinga autopaieška su grįžtamoju ryšiu

Norint panaikinti neapibrėžtumus, atsirandančius naudojant nekryptingą autopaiešką, yra naudojama autopaieška su grįžtamoju ryšiu. Šis metodas pagrįstas

grįžtamojo ryšio naudojimu pagal kurį nustatoma jungiamųjų detalių kontūrų nesutapimo kryptis, o vykdymo mechanizmai suteikia detalėms judesį jų tarpusavio padėties paklaidos mažėjimo kryptimi iki tol, kol detalių jungiamieji paviršiai sutampa. Grįžtamajam ryšiui užtikrinti naudojami optiniai, jėgos, momento, padėties jutikliai, taip pat techninės regos sistemos.

Kryptingas centravimas naudojant jėgos/momento grįžtamą ryšį parodytas **1.10 paveiksle**, a. Trys jėgos ir trys momento jutikliai yra montuojami tarp roboto riešo ir jo griebtuvo [21, 22]. Kai strypas kontaktuoja su įvore, kyla reakcijos jėgos ir momentai, kuriuos užfiksuoja jutikliai. Tačiau nevisuomet iš grįžtamo ryšio signalo duomenų galima vienareikšmiškai nustatyti judėjimo kryptį.



1.10 pav. Sutapdinimas panaudojus grįžtamą ryšį a) roboto galinis manipuliavimo įrenginys, b) strypo ir įvorės galimos tarpusavio padėtys, c) kontaktinės sąveikos žemėlapis

Kaip parodyta **1.10 paveiksle**, b, esant fiksuotam strypo posvyrio kampui, padėtyse 1 ir 3, jutiklių duomenys yra identiški ir nesuteikia informacijos, kuria kryptimi reikia perkelti strypą, kad sutaptinti su įvore. Strypui esant padėtyje 2, pagal momentų jutiklių duomenis galima apskaičiuoti krypties vektorių sėkmingam detalių sutapdinimui. Iš kontaktinės sąveikos žemėlapio (**1.10 pav.**, c) matome, kad tikrai pagal duomenis iš zonų pažymėtų „x“, „Δ“ ir „□“ galima nustatyti krypties vektorių. Tuo tikslu, esant fiksuoto dydžio kontaktui tarp jungiamųjų detalių, manipulatorius palenkia strypą nustatytu kampu ir atlieka sukamąjį paieškos judesį, ir taip gaunama daugiau duomenų apie strypo ir įvorės tarpusavio padėtį. Kai krypties vektorius įvorės centro link nustatytas, atliekamas strypo perkėlimas. Kontaktinės sąveikos jėgai viršijant nustatytąją, paieška kartojama. Kontaktinės sąveikos jėgos spartus

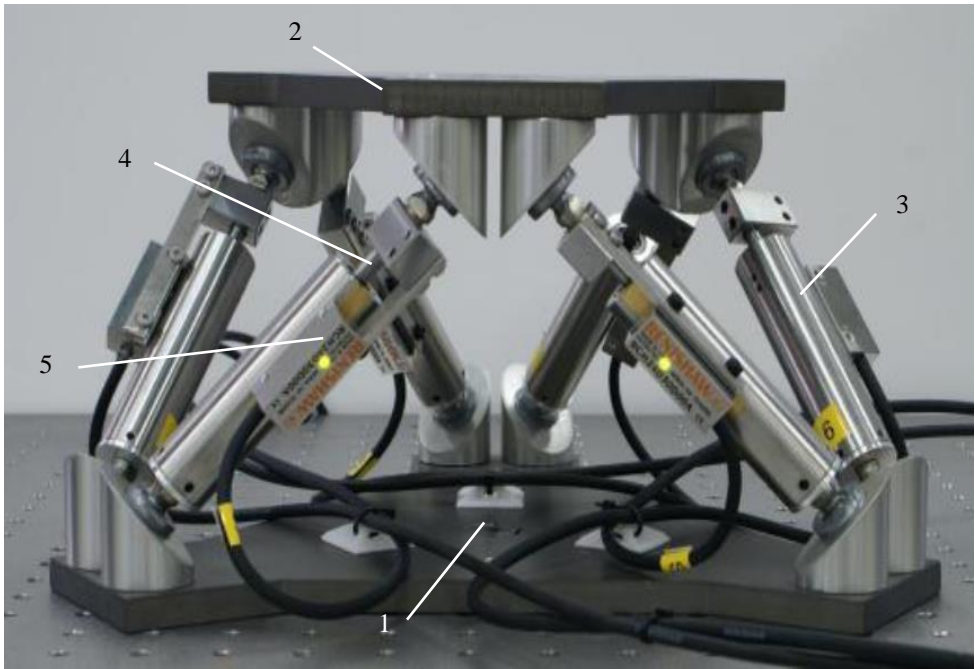
mažėjimas yra ženklas, kad strypas nustatytas virš skylės ir įvykdomas detalių sujungimas.

Surinkimo proceso kontrolei naudojami fuzzy-logikos arba neuroninių tinklų valdymo algoritmai. Fuzzy-logikos algoritmas yra paprastesnis. Tai taisyklėmis pagrįstas algoritmas, naudojamas netiesiniam ryšiui tarp sistemos įėjimo ir išėjimo verčių sudaryti. Taisyklės pagrįstos empiriniais proceso duomenimis [23]. Šis valdymo būdas gerai tinka esant santykinai nedideliems ašių nesutapimams, nes strypo padėties skaičiavimai kiekvieną kartą atliekami iš naujo. Be to, jis reikalauja mažesnės kompiuterio skaičiuojamosios galios. Neuroninių tinklų algoritmai yra pažangesni. Jų privalumas tas, kad valdymo sistema įsitema prieš tai atliktus veiksmus ir gali juos lyginti su einamuoju. Tokiu būdu sistema „mokosi“ greičiau vykdyti operacijas [24]. Ši valdymo strategija pasiteisina esant dideliame ašių nesutapimo išsibarstymui, bet reikalauja galingesnių skaičiavimo įrenginių. Egzistuoja ir kombinuotų valdymo strategijų apjungiančių jas abi [25].

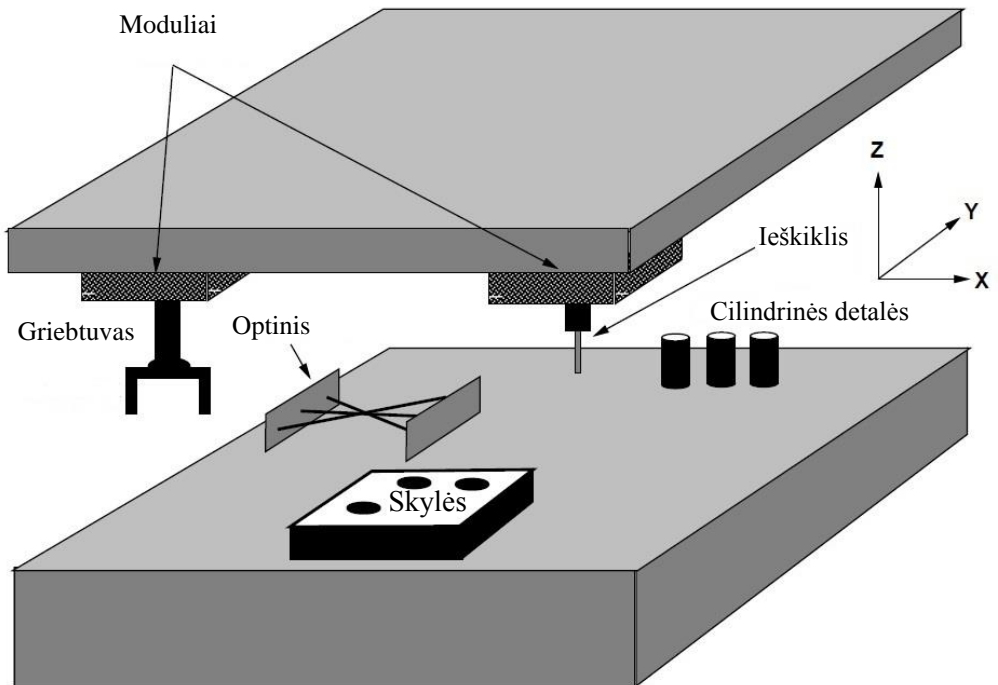
Jėgos grįžtamasis ryšys centravimo metu naudojamas kontaktinei jėgai tarp detalių matuoti, kad ji neviršytų leistinosios ir nepažeistų detalių, o taip pat, norint išvengti strypo įsispraudimo įstatymo į skylę metu. Matuojant viršsrovių manipulatoriaus pavarose, galima nustatyti kontaktines sąveikos jėgas kylančias tarp strypo ir įvorės [26]. Pritaikius mechaninės sistemos impedanso (dinaminės sąveikos tarp manipulatoriaus ir aplinkos) valdymo algoritmus yra palaikoma pastovi kontakto jėga tarp strypo ir įvorės. Tačiau dėl elektros variklių netiesinės charakteristikos ir netiesioginio jėgos matavimo būdo, šis metodas yra netikslus ir retai naudojamas. Dažniau yra naudojamas būdas, kai kontaktinės jėgos matuojamos jėgos jutikliais [27, 28].

Roboto sąveika su aplinka vadinama „kietąja“, kai tik pagal jėgos jutiklių signalus valdymo sistema užtikrina kontaktinių jėgų tarp surenkamų komponentų dydį. Tokios sistemos trūkumas tas, kad manipulatoriaus grandžių greičiai turi staigiai sumažėti prieš numanomą kontaktą tarp komponentų. Dėl to padidėja surinkimo proceso trukmė. Pastaruoju metu aktyvios detalių sutapdinimo sistemos kombinuojamos su pasyvaus centravimo sistemomis. Tarp roboto manipulatoriaus riešo ir jo griebtuvo montuojamas NPC įtaisas su jame įmontuotais jėgos, momento ar poslinkio jutikliais [29, 30]. Tokiu būdu kontaktinių jėgų dydis ribojamas ne tik grįžtamojo ryšio signalu, bet ir tampriųjų NPC įtaiso deformacijų.

NPC įtaisas pagamintas Stewart'o platformos pagrindu parodytas **1.11 paveiksle**. Pagrindas 1 ir įrankio plokštė 2 tarpusavyje sujungtos šešiomis įžambiai išdėstytomis atramomis 3, kuriose įmontuotos pastovaus standumo spyruoklės. Įrankio plokštei atliekant poslinkį ar posūkį įvyksta ašių 4 poslinkis, kurį fiksuoja poslinkio jutikliai 5. Įvykus kontaktui tarp surenkamų detalių, NPC įtaisas deformuojasi ir įrankio plokštės padėtis pasikeičia pagrindo atžvilgiu. Detalių automatinio surinkimo metu gauti duomenys apie NPC įtaiso deformacijas išanalizuojami valdymo sistemos ir pagal tai apskaičiuojamos roboto manipulatoriaus judesio trajektorijos paklaidos. Roboto valdymo sistemai perkalibravus jo grandis yra eliminuojamos trajektorijos paklaidos ir pagreitinamas surinkimo procesas.



1.11.pav. NPC įtaisas su įmontuotais poslinkio jutkliais



1.12 pav. Detalių sutapdinimas naudojant optinius jutklius

Centravimas, panaudojant optinius jutiklius parodytas **1.12 paveiksle** [31]. Metodo esmė yra tai, kad vienas jutiklis nustato padėtį kito objekto atžvilgiu, dėl to sistemos nereikia kalibruoti. Manipulatoriaus galinis valdymo elementas, susidedantis iš dviejų modulių, gali laisvai judėti Dekarto koordinatinių sistemose visomis kryptimis. Tarp detalių bunkerio ir detalių surinkimo pozicijos yra įmontuotas optinis skaneris, kuriuo nustatomas cilindrinio objekto skersmuo bei jo ir ieškiklio padėtis vienas kito atžvilgiu. Optinis skaneris susideda iš trijų, kampu išdėstytų, optinių siūstuvų – imtuvų, o jų spinduliai susikerta viename taške. Esant kliūčiai tarp siūstuvo ir imtuvo, spindulys nutraukiamas ir taip užfiksuojama objekto padėtis. Jeigu yra žinomas cilindrinio objekto greitis, tuomet galima apskaičiuoti ir jo skersmenį. Optinis ieškiklis susideda iš siūstuvo-imtuvo išdėstytų viename korpuse. Jo paskirtis fiksuoti signalo atspindį nuo paviršiaus. Automatinio rinkimo metu detalė suimama griebtuvu ir transportuojama iš bunkerio į surinkimo vietą. Tarpiniame manipulatoriaus judėjimo taške įmontuotas optinis skaneris, todėl objektų padėties nustatymas neužima papildomo laiko. Pirmiausia pro skanerį praeina optinis ieškiklis, o paskui jį ir surenkama detalė, taip užfiksuojant jų tarpusavio padėtį bei strypo skersmenį. Griebtuvui priartėjus prie numanomos skylės vietos, ieškiklis pagal signalo atspindį nustato skylės padėtį 25 μm tikslumu. Po šios operacijos seka strypo įstatymas į skylę. Šios sistemos didžiausias privalumas tas, kad ji gali nustatyti strypo skersmenį ir parinkti jam tinkančią skylę.

Automatinio rinkimo sistemos su technine rega yra pačios pažangiausios [32, 33]. Tai yra labai lanksčios sistemos, nes be manipuliavimo objekto padėties, jos geba identifikuoti ir patį objektą. Jas galima naudoti ne tik cilindrinų, bet ir sudėtingesnio profilio (stačiakampio, penkiakampio, žvaigždės, netaisyklingos formos it t.t.) detalių automatiniam rinkimui. Tai labai universalios sistemos, tačiau jose naudojama galinga skaičiavimo technika bei sudėtingi skaičiavimo algoritmai vaizdų apdorojimui, o tai didina jų kainą. Be to, rinkimo pozicijoje reikia užtikrinti gerą apšvietimą, kad nesusidarytų šešėlių. Dėl ribotos erdvės ir pašalinių mechanizmų ar jų dalių tai nevisuomet įmanoma.



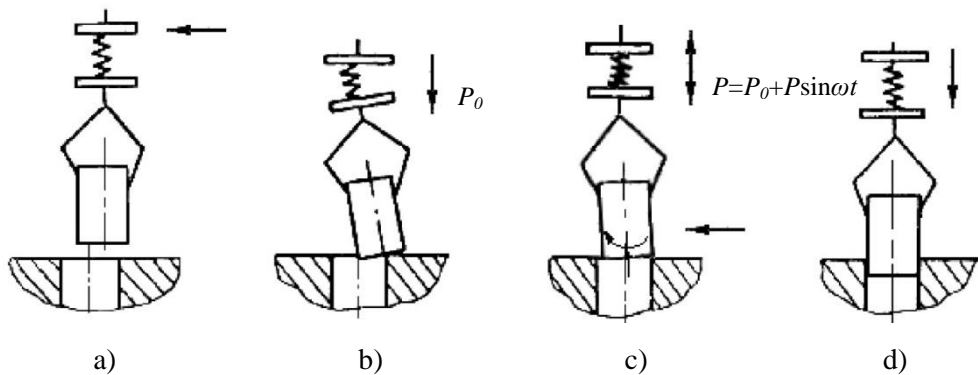
1.13 pav. Spynos topografinis žemėlapis

Literatūroje taip pat galima rasti aprašytą automatinio rinkimo būdą, panaudojant topografinį žemėlapi detalių sutapdinimui [34]. **1.13 paveiksle** parodytas topografinis spynos žemėlapis, naudojamas rakto įstatymo į skylę metu. Pirmiausia sudaromas detalės su skylė topografinis žemėlapis trimatėje (X, Y, Z) erdvėje, panaudojant kitą surenkamą detalę (strypą) kaip zondą. Automatinio rinkimo metu manipulatorius, naudodamas strypą, tiria jos paviršių ir lygina taškų koordinates su topografinio žemėlapio duomenimis. Nustačius strypo padėtį skylės atžvilgiu, apskaičiuojama trajektorija sėkmingam detalių sujungimui. Ši strategija tinka kai detalė su skylė yra nelygaus reljefo, o strypas santykinai plonas, kad būtų galima gauti tikslų topografinį žemėlapi.

Centravimo sistemos su grįžtamoju ryšiu turi platesnes taikymo galimybes lyginant su sistemomis be grįžtamojo ryšio, tačiau jos yra technologiškai sudėtingesnės, reikalaujančios aukštos kvalifikacijos aptarnaujančio personalo. Visa tai didina šių sistemų eksploatacijos kaštus, o tai verčia ieškoti kitų, technologiškai paprastesnių, bet ne mažiau patikimų centravimo metodų.

1.1.4. Kryptinga autopaieška be grįžtamojo ryšio

Kryptingą autopaiešką be grįžtamo ryšio galima užtikrinti panaudojus vibracinį žadinimą. Paslankiai bazuojamas komponentas atlieka kryptingus posūkius ir poslinkius kito komponento atžvilgiu, kurie atsiranda sužadinant vieno iš komponentų virpesius. Taip galima kompensuoti linijines ir kampines detalių tarpusavio padėties paklaidas ir atlikti jų sutapdinimą. Po to gali būti atliktas detalių sujungimas. Kryptingas posūkis ir poslinkis pasireiškia, kai vienas iš komponentų žadinamas išilgai sujungimo ašies, o tarp komponentų sudaromas mechaninis kontaktas, prispaudžiant vieną prie kito nustatyta jėga [35].

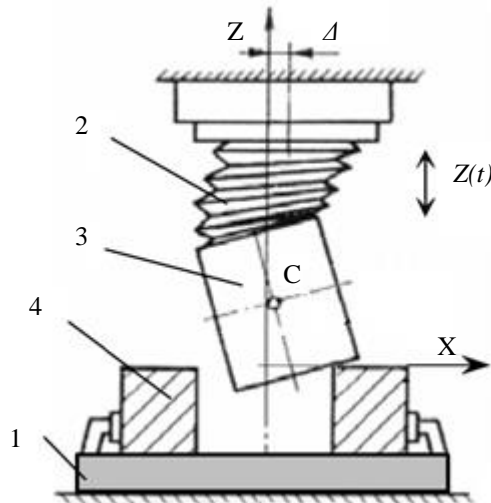


1.14 pav. Vibracinio centravimo etapai: a) transportavimas, b) priartėjimas, c) vibracinis žadinimas, d) sujungimas

Detalių surinkimas, esant kryptingam vibraciniam centravimui, susideda iš kelių etapų [36]. Pirmame etape preliminariai orientuotos detalės yra transportuojamos į surinkimo poziciją (**1.14 pav.**, a). Viena iš jų (pavyzdžiui, strypas) yra perkeliama specialiu manipuliavimo mechanizmu. Dėl transportavimo, orientavimo, bazavimo ir kitų paklaidų surenkamų detalių tarpusavio padėtis

nukrypsta nuo nustatytosios. Antrame etape manipuliavimo mechanizmas artina jame esančią detalę sujungimo ašies kryptimi (**1.14 pav.**, b). Dėl jungiamųjų detalių ašių nesutapimo strypas įsiremia į standžiai bazuojamą detalę nustatyta jėga. Tarp detalės ir griebtuvo yra tamprieji kompensatoriai, kurie užtikrina strypo paslankumą ašine ir radialine kryptimis. Dėl to strypas šiek tiek pasilenka ir pasisuka, o tai lemia horizontaliosios prispaudimo jėgos dedamosios atsiradimą. Įjungus vibracinį žadinimą prasideda trečiasis rinkimo etapas (**1.14 pav.**, c). Dėl virpesių poveikio susidaro kintama prispaudimo jėga ir dinaminės sistemos jėginė bei kinematinė asimetrija, kuri lemia strypo poslinkį ašių sutapdinimo kryptimi bei posūkį apie atramos tašką. Bendroju atveju yra įmanomas tiek smūginis tiek nesmūginis centravimo režimai priklausomai nuo pradinės prispaudimo jėgos ir žadinimo parametrų. Paskutiniame ketvirtajame etape dvi detalės yra sujungiamos, strypą stumiant žemyn (**1.14 pav.**, d). Vibracinis žadinimas šiame etape sumažina trintį tarp detalių sienelių ir taip palengvina sujungimą.

Detalių centravimas automatinio rinkimo metu, esant strypo vibraciniam žadinimui, pavaizduotas **1.15 paveiksle**. [37]. Įvorė 4 standžiai bazuojama ant pagrindo 1. Strypas 3 tvirtinamas paslankiai ir ribotoje erdvėje ašių sutapdinimo kryptimi gali pasislinkti ir pasisukti apie savo masės centrą C. Reikiamą strypo paslankumą užtikrina tamprusis kompensatorius 2. Įjungus vibracinį strypo žadinimą, tokio pobūdžio tamprieji ryšiai leidžia atlikti detalių tarpusavio centravimą ir vėliau jas sėkmingai sujungti.



1.15 pav. Vibracinis centravimas žadinant strypą

1.2. Vibracinio rinkimo tyrimų apžvalga

Vibracinis centravimas pagrįstas netiesinėms asimetrinėms mechaninėms sistemoms būdingu vibracinio poslinkio efektu [38]. Netiesinėse sistemose gali susidaryti jėgos, kinematinė, struktūrinė, banginė it kt. asimetrijų rūšys. Vibraciniam rinkimui dažniausiai būdinga jėgos asimetrija, kylanti dėl vienos iš detalių posūkio,

kuomet detalės įsiremia viena į kitą ir kinematinė asimetrija, atsirandanti dėl pasuktos detalės vibracinio žadinimo. Daug tiriamųjų darbų detalių vibracinio centravimo srityje atliko KTU mokslininkai B. Bakšys, J. Baskutienė, S. Kilikevičius, A. Chadarovičius ir kt. Vibracinis paslankiai bazuojamo kūno nesmūginis poslinkis pasvirusia plokštuma išnagrinėtas darbe [39]. Dėl plokštumos posvyrio šioje sistemoje susidaro jėgos asimetrija, o dėl kampų į atraminį paviršių nukreipto virpesių poveikio ar plokštumos žadinimo statmenomis kryptimis, susidaro kinematinė asimetrija. Ištirti periodiniai ir pereinamieji judesio nuo statinės pusiausvyros padėties iki dinaminės pusiausvyros padėties režimai. Paslankiai bazuojamo kūno vibracinio poslinkio pasvirusia plokštuma smūginio režimu modeliavimo rezultatai pateikti darbe [40]. Nagrinėjamas smūginis režimas, kai kinematiškai žadinamas kūnas įstrižai smūgiuoja į plokštumą arba plokštuma žadinama dviem statmenomis kryptimis. Smūginis poslinkis taip pat gali vykti nuo statinės iki dinaminės sistemos padėties. Taikant vibracinio poslinkio efektą renkamų detalių centravimui, sėkmingo centravimo proceso metu atstumas tarp statinės ir dinaminės pusiausvyros lygus detalių ašių nesutapimui.

Detalių centravimas esant strypo vibraciniam žadinimui sujungimo ašies kryptimi nagrinėjamas darbe [41]. Nustatyta, kad komponentų centravimo trukmė priklauso nuo žadinimo dažnio ir amplitudės, tampriųjų ryšių standumo. Šiuose darbuose nagrinėjamas atvejis, kai strypo tvirtinimo tamprieji ryšiai neleidžia jam pasisukti apie atramos į įvorę tašką, kuris paprastai sutapdinamas su NPC. Dėl to pablogėja strypo įstatymo į įvorę sąlygos ir galimi detalių strigimai ir įsispraudimai. Taip pat galimas atvejis, kai standžiai bazuojama detalė žadinama detalių surinkimo kryptimi arba dviem statmenomis kryptimis vertikaloje plokštumoje [37]. Darbe [42] išskiriamas smūginio centravimo atvejis, kai dėl nepakankamos prispaudimo jėgos tarp detalių strypas atitrūksta nuo įvorės ir vėliau smūgiuoja į ją. Detalių sutapdinimas vyksta dėl įstrižų strypo smūgių į įvorę. Gali būti skirtingi paslankaus kūno smūginiai poslinkio režimai, kurie priklauso nuo žadinimo dažnio, detalių prispaudimo jėgos, poslinkio ir posūkio standumo. Nustatyta, kad, kaip ir nesmūginio centravimo atveju, procesas trunka, kol kūnas slenka nuo statinės iki dinaminės pusiausvyros padėčių. Tiek nesmūginiai, tiek smūginiai centravimo režimai tinka apvalaus ir stačiakampio profilio detalėms be nuožulnų ir su jomis sutapdinti automatinio ir robotizuoto detalių rinkimo metu [43, 44].

Kryptingas paslankaus kūno judėjimas atramos su plyšiu atžvilgiu, esant vibraciniam žadinimui, nagrinėjamas darbe [45]. Toks judėjimas siejamas su centruojamos detalės (strypo) judėjimu plokštumoje įvorės atžvilgiu. Norint užtikrinti patikimą centravimo judesį, reikia sudaryti tarp detalių pradinę prispaudimo jėgą ir parinkti tinkamus žadinimo parametrus. Išaiškinti judėjimo režimai, sudarytos sėkmingo centravimo parametrų derinių sritys. Paslankaus kūno kryptingo judėjimo modeliavimo rezultatai patvirtinti eksperimentiškai, centruojant paslankų, jungimo ašies kryptimi žadinamą strypą įvorės atžvilgiu.

Strypo įstatymo į skylę, esant vibraciniam žadinimui, procesas, naudojant nutolusio paslankumo centrą, išnagrinėtas darbuose [46, 47]. Įstatymo procesas nagrinėjamas, kai bent viena jungiamoji detalė turi nuožulną. Detalės įstatymas prasideda strypui slystant nuožulna. Kontakto taške veikiančios jėgos užtikrina

poslinkį jungimo ašiai statmena kryptimi ir jo posūkį apie paslankumo centrą. Atliktas įstatymo proceso modeliavimas, kai strypas kontaktuoja su nuožulna, vienu ir dviem taškais su įvorės vidiniu paviršiumi. Pateikti robotizuoto įstatymo proceso eksperimentų rezultatai, kai žadinama įvorė išilgai jungimo ašies. Išaiškinta, kad posūkis apie paslankumo centrą ir vibracinis žadinimas padeda išvengti detalių įstrigimų ir užtikrina tolygų strypo įstatymo procesą.

Detalių tarpusavio centravimas rinkimo pozicijoje vibracinės paieškos metodu nagrinėjamas darbuose [9, 48]. Paieškos judesys suteikiamas ant horizontaliai virpančios plokštumos išdėstyti detalei. Plokštuma žadinama statmenomis kryptimis ir gali judėti apskritimine, elipsine ir sudėtingesnėmis trajektorijomis. Ištirtas laisvos ir tampriaisiais bei slopinimo ryšiais suvaržytos ir pastovios bei kintama prispaudimo jėga veikiamos detalės judėjimas vibracinės paieškos metu. Kūno pozicionavimo ant virpančio pagrindo, valdant sausąją trintį, tyrimai pateikti darbuose [12, 13]. Išnagrinėti tampriaisiais ryšiais suvaržyto kūno poslinkio jungimo ašiai statmenoje plokštumoje dėsniumai, kai yra valdoma sausoji trintis tarp kūno ir atraminio pagrindo. Posūkis leidžia sutapdinti necilindrinių detalių jungiamuosius paviršius.

Detalių tarpusavio centravimui reikalingas kryptingas vibracinis kūno poslinkis sukiamas panašiai kaip vibracinių pavarų ir variklių išėjimo grandies nenutrūkstamieji slenkamieji ir sukamieji judesiai [49]. Šie judesiai sukiami prie išėjimo grandies prispaudžiant aukštojo dažnio kintamuoju elektriniu lauku žadinamą virpesių keitiklį. Grandies judėjimą lemia vienmačiai arba daugiamačiai keitiklio virpesiai ir šios grandies ir keitiklio lietimosi momentais atsirandanti trinties jėga. Vibraciniais keitikliais būna pjezokeraminiai strypai, plokštelės, diskai, žiedai ir kt. elementai. Darbe [50] nagrinėjami plieninio pakopinio koncentratoriaus virpesiai. Nustatyta, kad viename gale sužadinus aukšto dažnio (17,7 kHz) išilginius virpesius, kitame koncentratoriaus gale susižadina ne tik išilginiai, bet ir tamprieji, orientuoti pagal vieną iš ašių, lenkimo virpesiai. Dėl fazių skirtumo tarp virpesių dedamųjų, strypo galas juda elipsine trajektorija. Prilietus žalvarinį diską prie strypo galo ar jo šoninio paviršiaus, diskui suteikiamas sukamasis judesys, kas indikuoja apie periodiškai nutrūkstantį mechaninį kontaktą. Straipsnio [51] autoriai nagrinėja išilginių ir skersinių tampriųjų virpesių poveikį detalių sujungimui. Nustatyta, kad aukštadažnis strypo žadinimas išilgine kryptimi sumažina trintį tarp jungiamų detalių (strypo ir įvorės) šoninių paviršių, kas palengvina jų sujungimą. Kai strypas žadinamas tiek išilgine tiek ir skersine kryptimis, tarp jungiamųjų detalių paviršių sukuriama varančioji jėga, kuri taip pat padeda įstatyti strypą į įvorę. Išbandyti skirtingi vibratoriaus galiniai paviršiai (lygus, išgaubtas, įgaubtas, šiurkštus (multi-convex)) ir nustatyta, kad šiurkštus galinis paviršius geriausiai perduoda akustinę energiją strypui ir sužadina didžiausias amplitudes.

1.3. Automatizuoto rinkimo tyrimų apžvalga

Pastaraisiais metais pasiūlyta įvairių automatizuoto rinkimo strategijų. Dažniausiai taikomos šios trys strategijos: robotizuoto rinkimo, naudojant momento/jėgos jutiklius, naudojant lanksčiuosius manipulatoriaus riešus kartu su

paslankiaisiais įtaisais ir automatizuotas rinkimas nenaudojant nei momento/jėgos jutiklių nei lanksčių manipulatoriaus riešų.

Robotizuoto rinkimo strategija, naudojant momento/jėgos jutiklius, yra pati universaliausia rinkimo strategija, tačiau ji taip pat ir pati technologiškai sudėtingiausia bei brangiausia. Naudojant šią strategiją galima centruoti įvairių skerspjūvių detales. Tačiau sistemos valdymo algoritmai reikalauja daug valdiklio skaičiavimo resursų, todėl centravimo greitaveika nėra didelė. Paslankių įtaisų naudojimas be grįžtamojo ryšio pagreitina centravimo procesą ir atpigina pačią sistemą, tačiau centruojamos detalės turi būti su nuožulnomis ir apvalaus skerspjūvio. Automatizuoto rinkimo strategija, nenaudojant momento/jėgos jutiklių ir lanksčiųjų manipulatoriaus riešų, yra pati paprasčiausia iš minėtųjų strategijų. Čia nenaudojami sudėtingi valdymo algoritmai ir grįžtamo ryšio sistemos. Vietoje to naudojamos pigios ir patikimos vibracinio centravimo priemonės. Naudojant šią strategiją yra centruojamos apvalaus ir stačiakampio skerspjūvio detalės su nuožulnomis ir be jų, o centravimo greitaveika nenusileidžia robotizuoto rinkimo strategijai, kai naudojami paslankieji įtaisai.

Jėgos jutikliai automatizuotam rinkimui pradėti naudoti apie 1970 metus. Moksliniai darbai [52, 53] buvo pripažinti svarbiais roboto judesio detalės įstatymo metu planavimo pavyzdžiais. Daugelis kitų darbų nagrinėja rinkimo metodus su stalo ar riešo jutikliu. Strypo įstatymo į stūmoklio skylę strategija, pagrįsta jėgos jutikliu, nagrinėjama [54]. Jėgos jutiklio grįžtamasis ryšys nustato kontaktinę būseną, įstatymo jėgos kryptį ir dydį. Automatizuotos rinkimo operacijos su aktyviu jėgos grįžtamoju ryšiu taikymas apimant trapias ir vidutinio dydžio detales aprašytas [55]. Darbe panaudota detalių sąveikos jėga nustatytai roboto trajektorijai modifikuoti ir tolygiai generuoti.

Straipsnyje [17] autoriai pateikia automatinio strypo ir skylės susilietimo prieš jų susijungimą paieškos strategiją. Dėl to naudojamas plokštumoje judantis X ir Y koordinatėmis valdomas stalas, kuris suteikia paieškos judesį jungiamajam paviršiui pagal tiksliai nustatytą trajektoriją. Taip pat naudojamas jėgos/momento grįžtamojo ryšio jutiklis, kuris nustato detalių sujungimo konfigūraciją ir nutraukia paieškos procesą. Geometrinės įstatymo judesio suderinamumo sąlygos, kai sujungimo jėga/momentas neviršija nustatytų reikšmių ir kai necilindrinių detalių sujungimui naudojamas jėgos jutiklis, pateiktos darbe [56]. Straipsnyje [57] modeliuojamas strypo įstatymo į skylę procesas kaip diskretinių įvykių sistema, kai renkamų komponentų padėtis atpažįstama pagal jėgos jutiklių informaciją. Straipsnio [58] autoriai pateikia automatizuotą aukščio reguliavimo metodą cilindrinių porų rinkimui. Jų strypo įstatymo į skylę strategija pagrįsta kontaktinės jėgos tarp manipulatoriaus ir įtvirtintos detalės mažinimu. Kitais atvejais strypo padėčiai rinkimo metu valdyti naudojamas sukimo momento jutiklis, nustatant mašinos pavaros variklio momento ribą, kuriai esant variklis sustabdomas [59]. Nauja roboto manipuliavimo, nenaudojant jutiklių, strategija atliekant tikslias strypo įstatymo į nefiksuotą įvorę operacijas pateikta [60, 61]. Tokios operacijos būdingos įstatant veleną į automobilio variklio stūmoklio koto skylę arba oro kondicionieriaus alkūninio veleno įstatymas į guolį. Manipuliavimo strategija pagrįsta didelių matmenų erdvės formos skaidymu į dvi mažesnių matmenų erdvės formas ir šių sub-

erdvių pritraukimo sričių formavimu, kurios padeda eliminuoti strypo ir skylės tarpusavio padėties ir orientacijos neapibrėžtumus.

Gamybininkai dažnai neįstengia įsigyti robotizuotos rinkimo įrangos ir tinkamai eksploatuoti jėgos jutiklius. Praktikoje strypo įstatymo į skylę operacijoms stengiamasi kurti ir taikyti pigias robotizuotas ar automatizuotas sistemas. Norint atpiginti rinkimo darbus, kuriami nutolusio paslankumo centro (NPC) įtaisai. Pirmasis jų buvo užpatentuotas 1970 metais. Šie įtaisai užtikrina paslankų judesį ir taip koreguoja renkamų detalių tarpusavio padėties paklaidas rinkimo metu. Pastaraisiais metais buvo sukurta įvairių, automatizuotam rinkimui pritaikytų nutolusio paslankumo centro įtaisų, kaip dinaminis NPC [62], skenuojantis rinkimo įtaisas [63] kintamo paslankumo NPC [64].

Automatizuotas rinkimas gali būti vykdomas be jėgos ir momento jutiklių ar lanksčių manipulatoriaus riešų bei paslankių įtaisų. Tai aplinkos apribojimų naudojimu pagrįstas metodas [65] arba įvairūs paieškos trajektorijų generavimo būdai.

1.4. Vibracinio detalių centravimo modeliavimo apžvalga

Vibracinio centravimo metu tarpusavyje sąveikauja du kieti kūnai, pavyzdžiui strypas ir įvorė. Strypas prispaudžiamas prie įvorės nustatyta jėga ir sužadunami jo tamprieji virpesiai, kurie lemia įvorės poslinkį abiejų kūnų ašių sutapdinimo kryptimi. Norint išnagrinėti centravimo procesą, reikia atlikti sistemos, susidedančios iš dviejų sąveikaujančių kietų kūnų, dinamikos modeliavimą.

Pastaraisiais dešimtmečiais kieto kūno dinamikai buvo skiriamas žymus dėmesys, nes ši mechanikos sritis labai svarbi atliekant robotų modeliavimą, valdymą, projektavimą. Laikoma, jog roboto mechaninę sistemą sudaro tarpusavyje sujungtų standžių grandžių visuma. Norint atlikti mechaninės sistemos modeliavimą, pirmiausia reikia sudaryti grandžių dinamikos lygtis, kurios apibrėžia sistemą veikiančias jėgas ir momentus. Naudojami įvairūs kietų kūnų sistemos dinamikos lygčių sudarymo metodai, kurie pagrįsti pagrindiniais mechanikos principais. Pagal Lagrandžo-Oilerio, Niutono-Oilerio, D'Alamberto metodus sudaromos manipuliatorių judėjimo lygtys, kurios naudojamos tiesioginiams ir atvirkštiniais dinamikos uždaviniams spręsti [66]. Sprendžiant tiesioginį uždavinį pagal veikiančias jėgas ir momentus nustatomi grandžių judėjimo parametrai (pagreičiai, greičiai, koordinatės). Atvirkštinis dinamikos uždavinys sprendžiamas tada, kai pagal apibendrintus grandžių pagreičius, greičius ir koordinates reikia nustatyti manipulatoriaus jungtis veikiančias jėgas ir momentus. Sudarant dinamikos lygtis minėtais metodais, paprastai nevertinamos grandžių jungčių trinties jėgos.

Daugeliui sistemų būdingi frikeciniai kontaktai ir smūgiai. Kieto kūno dinamikos, esant trinties jėgoms, smūgiams, tyrimų apžvalga pateikta [67]. Tokioms sistemoms būdingi vienpusiai ryšiai, kadangi tarp kietų objektų atsiranda kontaktinės jėgos ir santykiniai poslinkiai. Ši ypatybė literatūroje įvardijama kaip tiesinė sąveikos problema [68], išnagrinėtos plokščiosios sistemos sąveikavimo sąlygos. Vienpusės sistemos su sausąja trintimi kūnų sąveikos sąlygos nagrinėjamos [69, 70]. Bendruoju atveju vienpusiai ryšiai yra trūkūs, nes esant tam tikroms sąlygoms kontaktas tarp sąveikaujančių kūnų gali nutrūkti. Dėl besikeičiančių

sąveikos sąlygų keičiasi kieto kūno dinamikos lygčių struktūra. Atliekant tokių sistemų modeliavimą, reikia aprašyti kontaktinę kūnų sąveiką arba kontakto būseną išreikšti remiantis kieto kūno dinamikos lygtimis. Kietų kūnų sistemos su sausąja trintimi dinaminės analizės nevienareikšmiškumą ir nepastovumą gali lemti netinkama kontaktinio standumo prielaida ir netolygus Kulono trinties modelio pobūdis.

Sausosios Kulono trinties modelis dažniausiai naudojamas apibūrinant kietų kūnų sąveiką. Paprasčiausiu atveju Kulono trinties dėsnis sako, kad tangentinę trinties jėgą lemia normalinė jėga ir trinties koeficientas. Esant slydimo kontaktui, tangentinė jėga įgyja ribinę reikšmę ir yra nukreipta priešinga santykinio greičio kontakto taške kryptimi. Tangentinė jėga yra netolydi slydimo greičio funkcija ir nepriklauso nuo tangentinio poslinkio. Be to Kulono dėsnis neapibrėžia tokių reiškinių kaip mikroslydimas kontakto taške, histerezė ar vietinė adhezija, kurie atskirais atvejais gali turėti įtakos sistemos judėjimui. Modeliavimo metu išskylančius sunkumus galima įveikti derinant Kulono trinties modelį su diskretiniu kontakto paslankumo Kelvino-Voigto modeliu [71]. Tangentinę jėgą nukreiptą priešinga santykiniam kūnų poslinkiui kryptimi, galima apytikriai modeliuoti panaudojant tiesinius tampriuosius ir slopinimo elementus. Norint atlikti kietų kūnų sistemos dinamikos modeliavimą, patogiu naudoti supaprastintą trinties dėsnį, aproksimuojantį Kulono trintį netrūkia diferencijuojama sistemos padėties funkcija. Toks modelis kartu su paslankiu kontakto modeliu leidžia pakankamai tiksliai matematiškai aprašyti kieto kūno judėjimą.

1.5. Apibendrinimai ir tyrimų uždaviniai

Centravimas-svarbiausias rinkimo proceso etapas, kurio metu kompensuojamos detalių tarpusavio padėties paklaidos rinkimo pozicijoje. Detalės ar kiti komponentai gali būti centruojami kreipiamaisiais elementais, nekryptingos paieškos metodais, naudojant pasyvaus paslankumo įtaisus bei vibracinius kryptingo centravimo metodus. Kreipiamieji elementai padeda centruoti tik tada, kai linijinė detalių tarpusavio padėties paklaida būna mažesnė nei nuožulnos plotis ar kitokio kreipiamojo elemento poveikio zona. Nekryptingos paieškos metodas dėl atsitiktinio proceso pobūdžio sukelia papildomas surinkimo proceso trukmės paklaidas. Kryptingos paieškos įrenginiai su detalių tarpusavio padėties ar jėgos/momento jutikliais bei grįžtamojo ryšio sistemomis yra sudėtingi ir brangūs, dažnai būna nepakankama jų greitaveika. Mokslinėje literatūroje nemažai dėmesio skiriama robotizuoto rinkimo, naudojant pasyvaus paslankumo įtaisus, klausimų nagrinėjimui. Plačiausiai aptariami įtaisai su nutolusio paslankumo centru, naudojami įstatymo operacijoms atlikti. Atliekant šias operacijas, detalių tarpusavio padėtis koreguojama joms sąveikaujant pirmiausia nuožulna, o po to jungiamaisiais paviršiais. Sąveikos taškuose atsirandančios jėgos koreguoja paslankios detalės padėtį jungiamosios detalės atžvilgiu. Paslankūs įtaisai gali būti naudojami tik detalėms su nuožulnomis rinkti, kai įstatymo metu tarp detalių atsiranda sąveikos jėgos. Be to, automatinį rinkimą galima vykdyti tik tada, kai detalių ašių nesutapimo paklaida neviršija nuožulnos pločio. Šios aplinkybės riboja iki šiol naudojamų pasyvaus paslankumo įtaisų taikymą praktikoje.

Siekiant išplėsti automatizuoto rinkimo technologines galimybes, supaprastinti ir atpiginti rinkimo įrangą, darbe siūlomas rinkimo metodas panaudojant, vienos iš renkamųjų detalių (strypo) tampriuosius virpesius. Sudarius mechaninį kontaktą tarp strypo ir įvorės bei atliekant strypo žadinimą aukšto dažnio virpesiais išilgine kryptimi iš vieno galo, kitame gale susižadina tamprieji išilginiai ir lenkimo virpesiai. Dėl fazių skirtumo tarp šių virpesių, strypo galas juda į elipsę panašia trajektorija. Kylančios trinties jėgos kontakto tarp įvorės ir strypo vietoje, suteikia slenkamąjį ir sukamąjį judesį įvorei ir nukreipia ją ašių sutapdinimo kryptimi. Vibracinis poslinkis leidžia centruoti ir po to jungti detales be nuožulnų ir su jomis, esant kelių milimetrų linijinei tarpusavio padėties paklaidai. Tinka apvalaus ir stačiakampio skerspjūvio detalėms.

Atsižvelgiant į padarytus apibendrinimus, apibrėžiami disertacinio darbo eksperimentinių ir teorinių tyrimų uždaviniai:

- Sukurti vibracinio centravimo tyrimų stendą skirtą automatizuotam strypo ir įvorės rinkimui, kai strypo tamprieji virpesiai žadinami pjezoelektriniu vibratoriumi, o įvorė bazuojama paslankiai.
- Eksperimentiškai ištirti iš galo žadinamo strypo išilginius ir skersinius virpesius, kai strypas kontaktuoja su įvore.
- Eksperimentiškai ištirti apvalaus ir stačiakampio skerspjūvio strypo ir įvorės centravimo procesą. Išsiaiškinti strypo žadinimo dažnio bei amplitudės, detalių tarpusavio prispaudimo jėgos ir detalių ašių nesutapimo įtaką centravimo trukmei.
- Sudaryti cilindrinų komponentų centravimo, naudojant strypo tampriuosius virpesius matematinį modelį, kai strypas žadinamas sujungimo ašies kryptimi, esant nesmūginiam centravimo režimui. Atlikti centravimo proceso modeliavimą, nustatyti centravimo proceso trukmės priklausomybes nuo žadinimo ir mechaninės sistemos parametrų, esant nesmūginiam centravimo režimui.
- Sudaryti cilindrinų komponentų centravimo, naudojant strypo tampriuosius virpesius matematinį modelį, kai strypas žadinamas sujungimo ašies kryptimi, esant smūginiam centravimo režimui. Atlikti centravimo proceso modeliavimą, nustatyti centravimo proceso trukmės priklausomybes nuo žadinimo ir mechaninės sistemos parametrų, esant smūginiam centravimo režimui.

2. EKSPERIMENTINIAI TYRIMAI

2.1. Strypo virpesių savųjų formų tyrimas

Automatinio detalių surinkimo metu, kai naudojami tamprieji virpesiai, centruojamų detalių matmenys nėra dideli. Strypo ilgis gali būti iki kelių cm, o skersmuo iki kelių mm. Taip yra todėl, kad didesnio strypo tampriųjų virpesių sužadimui reikia didesnių energetinių sąnaudų, o tai atlikti technologiškai sudėtinga bei ekonomiškai neefektyvu.

Viename strypo gale esantis pjevibratorius žadina strypą išilgine kryptimi. Be išilginių kito strypo galo virpesių susižadina ir parametriniai lenkimo virpesiai, o jų rezonanso sąlyga [72]:

$$\omega = \frac{2\omega_0}{n}, \text{ kai } n=1, 2, 3, \dots \quad (2.1)$$

čia ω – strypo žadinimo dažnis, ω_0 – parametrinių lenkimo virpesių dažnis.

Siekiant patvirtinti tokį lenkimo virpesių generavimo būdą ir išsiaiškinti kokiame dažniame esant susižadina didžiausi strypo lenkimo virpesiai, atlikome strypo virpesių savųjų formų tyrimus holografiniu metodu.

Holografinė interferometrija yra plačiai naudojamas nekontaktinis virpesių tyrimo metodas, kai užfiksuojami ne vieno paviršiaus taško, o viso paviršiaus virpesiai. Šiuolaikinė jos atmaina yra skaitmeninė holografija arba kitaip vadinama elektroninė ribulių interferometrija (ESPI electronic speckle pattern interferometry).

Tam, kad sudaryti interferencinį tiriamo objekto vaizdą, naudojamas koherentinės šviesos šaltinis (lazeris). Dalis lazerio spindulio nukreipiama į objektą, kita dalis nukreipiama į video kamerą. Objektinio spindulio atspindys taip pat patenka į video kameros jutiklį, kuriame interferuoja su atraminiu spinduliu. Šviesos intensyvumas kiekvienam CCD matricos pikseliui pasiskirsto pagal formulę [73, 74].

$$I = I_O + I_A + 2\sqrt{I_O I_A} \cos(\Delta\psi) \quad (2.2)$$

čia I_O – objektinio spindulio šviesos intensyvumas, I_A – atraminio spindulio šviesos intensyvumas, $\Delta\psi$ – pradinis fazių poslinkis tarp objektinio ir atraminio spindulio.

Kai tiriamas objektas patiria deformaciją u stebėjimo kryptimi, atsiranda papildomas fazės poslinkis tarp spindulių:

$$\Phi = \frac{2\pi}{\lambda} u(1 + \cos \Theta) \quad (2.3)$$

čia λ – lazerio šviesos bangos ilgis, Θ – kampas tarp krantinčio ir atsispindėjusio objektinio spindulio.

Šviesos intensyvumas tuomet pasiskirsto taip:

$$I_d = I_O + I_A + 2\sqrt{I_O I_A} \cos(\Delta\psi + \Phi) \quad (2.4)$$

Jei tiriamas objektas žadinamas periodine funkcija ir kampas $\Theta \approx 0$, lygtis (2.3) įgauna pavidalą:

$$\Phi = \frac{4\pi}{\lambda} u_0 \cos(\omega t + \varphi) \quad (2.5)$$

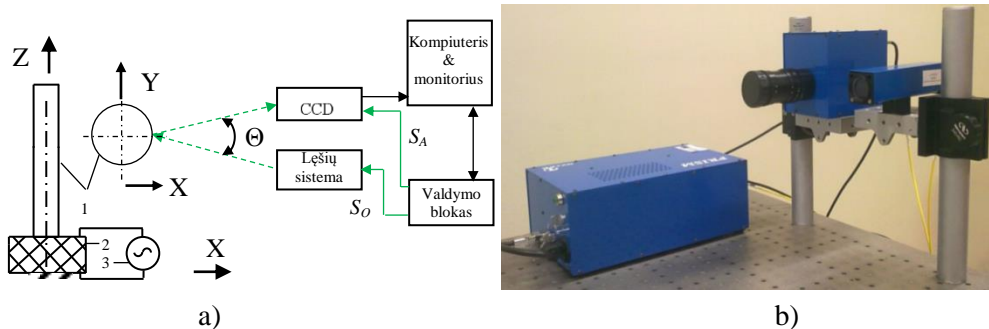
čia u_0 – virpesių amplitudė, ω – virpesių kampinis dažnis, φ – virpesių fazė.

Kai virpesių dažnis ω yra daug didesnis nei video kameros kadro fiksavimo greitis gauname suvidurkintą šviesos intensyvumo vertę:

$$I_{vid} = \frac{1}{T} \int_0^T I_d dt = I_O + I_A + 2\sqrt{I_O I_A} \cos \Delta\psi J_0 \left(\frac{4\pi u_0}{\lambda} \right) \quad (2.6)$$

čia J_0 – pirmos rūšies ir nulinės eilės Beselio funkcija.

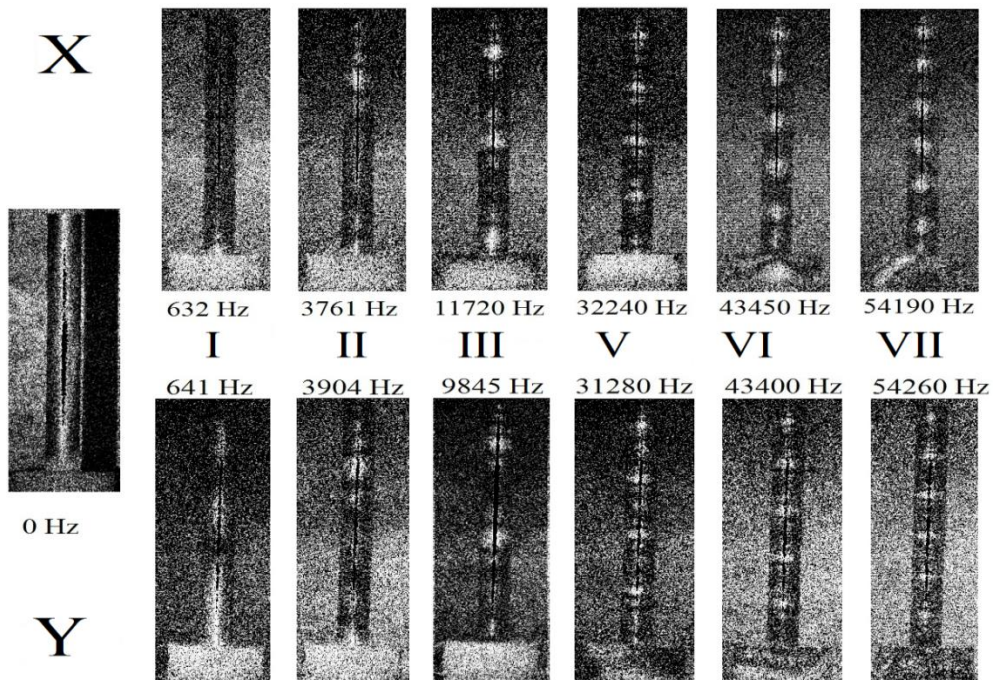
Šviesos intensyvumas CCD matricos paviršiuje pasiskirsto pagal Beselio funkciją. Juostos matomos hologramoje yra pastovios virpesių amplitudės kontūrai, tuo tarpu šviesios zonos reiškia paviršių, kuris nevirpa. Matavimo jautrumas priklauso nuo naudojamo lazerio bangos ilgio ir objektinio spindulio kritimo ir stebėjimo kampo. Kuo kampas tarp matuojamo paviršiaus normalės ir objektinio spindulio mažesnis, tuo matavimo jautrumas didesnis.



2.1 pav. Hologramos sudarymas: a) matavimo schema; b) hologramos fiksavimo įranga PRISM

Naudojant skaitmeninės holografijos fiksavimo įrangą PRISM (2.1 pav. b), buvo tiriamos plieninio strypo savųjų virpesių formos ir jų susidarymo sąlygos. Eksperimento metu tirtas 100 mm ilgio ir 10 mm skersmens apvalus strypas 1, kurio vienas galas ciano akrilinais klijais priklijuotas prie pjezoelektrinio vibratoriaus (2.1 pav., a). Bandyuose panaudotas cilindro formos 30 mm skersmens ir 13 mm aukščio pjezoelektrinis vibratorius (pjezokeramika CTS-19). Šio tipo vibratoriai pagaminti iš „minštos“ feroelektrinės keramikos ir plačiai naudojami įvairių tipų vykdikliuose bei rezonuojančiose sistemuose, kai vibratorius virpa nerezonansiniu dažniu. Pajungimo elektrodai išdėstyti ant plokščiųjų galinių vibratoriaus paviršių, o pati keramika poliarizuota Z kryptimi, todėl pajungus kintamos įtampos elektrinį signalą, keičiasi vibratoriaus aukštis. 142 V įtampos žadinimo signalas paduodamas iš generatoriaus 3 (Г3-56/1). Žalios spalvos (532 nm bangos ilgio) 20 mW

galingumo puslaidininkinio lazerio objektinis spindulys S_o iš valdymo bloko šviesolaidžiu nukreipiamas į lęšių sistemą, kur išplečiamas ir nukreipiamas į tiriamą strypą. Atraminis spindulys S_A šviesolaidžiu patenka į video kamerą ir interferuoja su registruojamu objektiniu spinduliu, atsispindėjusiu nuo tiriamojo objekto. Valdymo bloko ir video kameros pagalba keičiamas santykis tarp objektinio ir atraminio spindulių intensyvumų, siekiant geriausio interferencinių juostų ryškumo. Interferencinis vaizdas iš kameros siunčiamas į kompiuterį, kur specialios programos PRISMA-DAQ apdorojamas ir monitoriuje galima stebėti tiriamojo objekto dinaminius procesus realiaame laike. Šios įrangos matavimo jautrumas <20 nm, o dinaminų matavimų riba $10 \mu\text{m}$. Didžiausias matavimo plotas gali būti iki 1 m skersmens.



2.2 pav. Strypo sąvosios formos X ir Y kryptimis

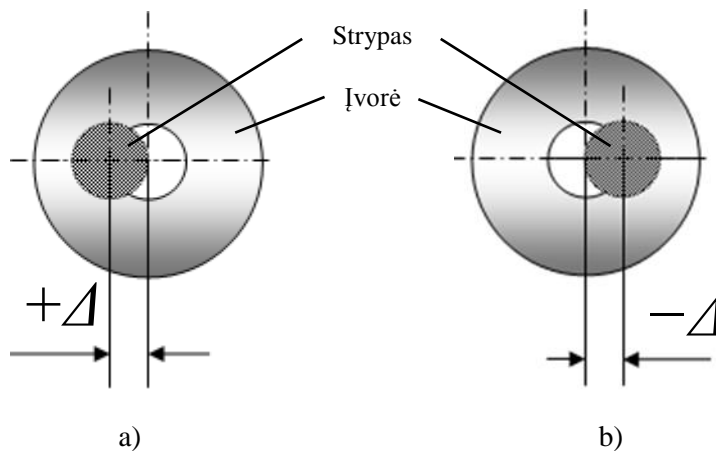
Tiriama kokiems dažniams esant susižadina strypo lenkimo virpesių sąvosios formos. Hologramos pirmiausia fiksuojamos X kryptimi, o vėliau, pasukus bandinį apie vertikalią ašį $\pi/2$ kampui, Y kryptimi (2.1 pav., a). 2.2 paveiksle pateiktos šešios strypo savųjų formų hologramos ir jų sužadavimo dažniai. Išsiaiškinta, kad strypą žadinant išilgine kryptimi iš vieno galo prispaustu vibratoriumi, kitame strypo gale susižadina ne tik tamprieji išilginiai, bet ir rezonansiniai lenkimo virpesiai. To paties strypo, savasis dažnis konkrečiai formai gali skirtis iki 15% priklausomai nuo matavimo krypties. Taip yra todėl, kad metalas nėra idealiai vienalytis ir dėl kristalinės gardelės nevienodumo strypo standumas X ir Y kryptimis skiriasi. Be to ne visi strypo galinio paviršiaus taškai vienodai gerai kontaktuoja su pjezokeraminiu keitikliu.

2.2. Strypo išilginių ir skersinių virpesių tyrimai

2.2.1. Tyrimų įranga ir metodika

Įvorė juda atraminium paviršiumi veikiamą trinties jėgų, kylančių įvorės ir strypo lietimosi taške. Detalių centravimas, naudojant tampriuosius virpesius, paremtas banginiais reiškiniais vykstančiais jų kontakto zonoje, kurie atsiranda žadinant vieno iš komponentų ašinius virpesius. Holografiniu įrenginiu nustatyta, kad iš galo ašine kryptimi žadinamo strypo kitame gale susižadina išilginiai ir skersiniai virpesiai. Varančioji trinties jėga susidaro esant fazės poslinkiui tarp virpesių dedamųjų ir užtikrinus nenutrūkstamą mechaninį kontaktą tarp komponentų. Tai paaiškina įvorės tiesiaeigį judėjimą, tačiau vis dar lieka neaišku kaip ir kodėl įvorė nukreipiama ašių sutapdinimo kryptimi.

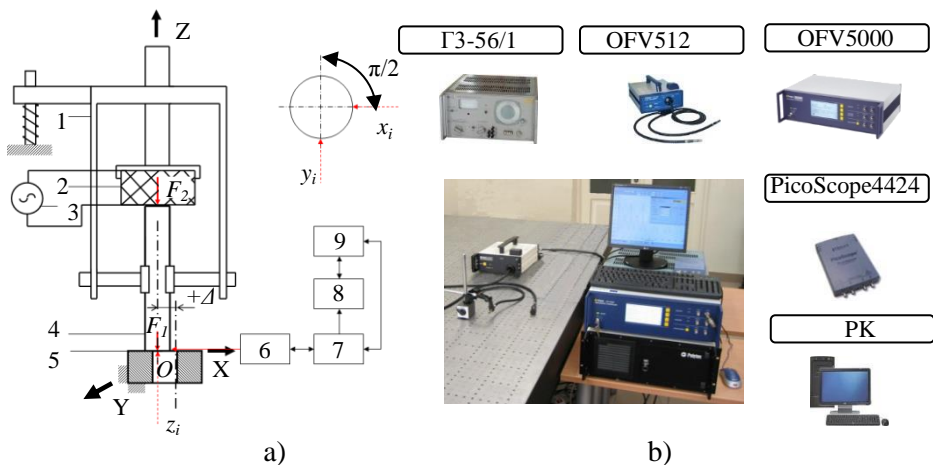
Automatinio detalių rinkimo metu, dėl detalių geometrinių, orientavimo, bazavimo ir t.t. paklaidų įvorės ir strypo centrinių ašių padėtys nesutampa. Ašių nesutapimo kryptis, kiekvieną kartą surenkant komponentus irgi gali skirtis. Tyrimai buvo atlikti įvorėi esant dvejose skirtingose padėtyse $+\Delta$ ir $-\Delta$ strypo atžvilgiu (2.3 pav.).



2.3 pav. Įvorės pradinė padėtis strypo atžvilgiu

Norint išsiaiškinti strypo galo virpesių pobūdį, kai strypas kontaktuoja su įvorė, panaudotas tyrimų stendas parodytas 2.4 paveiksle. Strypas 4 per vidurį tvirtinamas griebtuve 1. Pjezoelektrinis vibratorius 2 prispaudžiamas prie viršutinio strypo galo jėga F_2 ir žadinamas ašine kryptimi. Žadinimo signalas pajungiamas iš signalų generatoriaus 3. Apatinis strypo galas jėga F_1 prispaudžiamas prie centruojamos įvorės, esant fiksuotam detalių ašių nesutapimui Δ .

Strypo virpesių registravimui panaudotas vienos ašies lazerinis doplerinis vibrometras (LDV), kurio matavimų tikslumas 2 nm. Heterodyniniu interferometru OFV512 fiksuojami strypo virpesiai. Dažniu ir faze moduluotas signalas apdorojamas valdiklio OFV5000 poslinkio dekoderiu, kuris konvertuoja interferometro signalą į atitinkamą poslinkio signalą. Jis išmatuojamas oscilografu PicoScope 4424, o rezultatas išvedamas į kompiuterio monitorių.



2.4 pav. Virpesių tyrimas lazeriniu dopleriniu vibrometru: a – matavimo schema: 1 – griebtuvas; 2 – pjezoelektrinis vibratorius; 3 – žadinimo signalo generatorius $\Gamma 3-56/1$; 4 – strypas; 5 – įvorė; 6 – šviesolaidinis interferometras OFV512; 7 – vibrometro valdiklis OFV5000; 8 – oscilografas PicoScope4424; 9 – kompiuteris PK; z_i – išilginiai virpesiai; x_i, y_i – skersiniai virpesiai; b – matavimo įranga

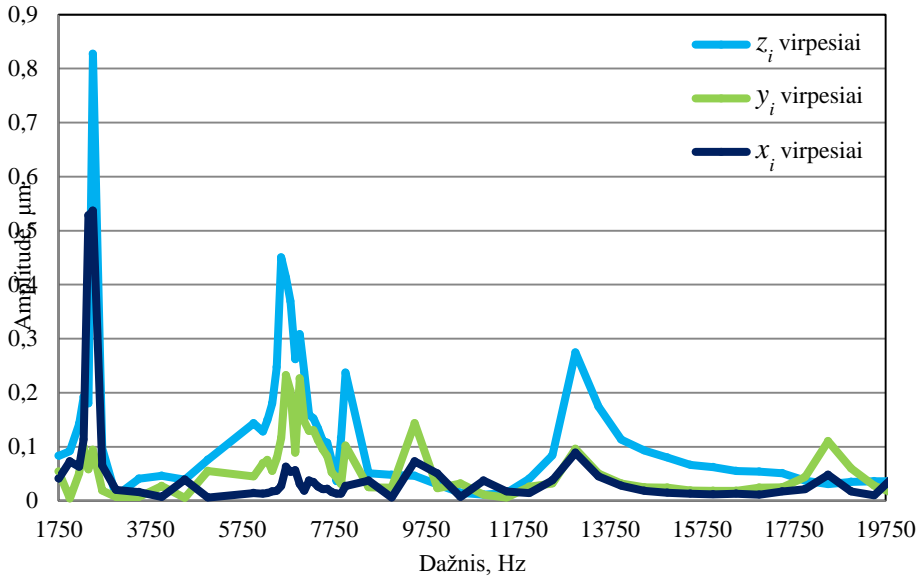
Matavimai vibrometru atlikti trimomis kryptimis X, Y, Z (**2.4 pav.**, a). X ir Y kryptimis matuojamos viena kitai statmenos lenkimo virpesių amplitudės, o Z kryptimi išilginių virpesių amplitudės. Centruojamų detalių ašių nesutapimo kryptis $+\Delta$ ir $-\Delta$ eina išilgai OX ašies. Detalių sutapdinimas įvyksta, kai įvorės centras sutampa su koordinacių ašių centru. Tyrime naudotų bandinių specifikacijos ir žadinimo signalo parametrai pateikti **2.1 lentelėje**. Išsiaiškinta prispaudimo jėgų F_1 ir F_2 įtaka strypo virpesių amplitudėms. Strypo galo judesio trajektorija nustatyta atsižvelgiant į ašių nesutapimo kryptį.

2.1 lentelė. Bandinių specifikacijos

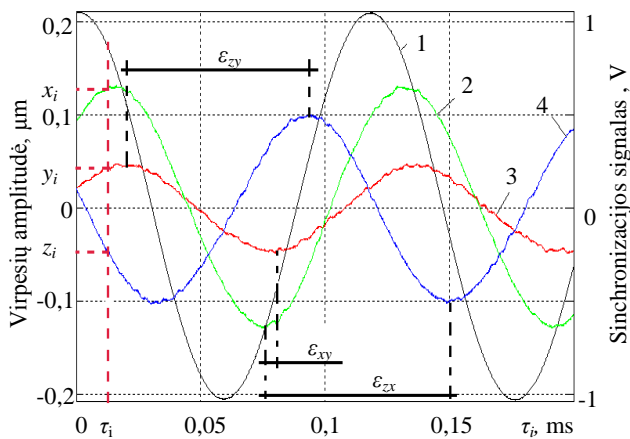
Nr.	I	II	III
Strypas	Plienas S235JR		
Skersmuo, mm	10	10	10
Ilgis, mm	59,8	79,65	99,75
Nuožulnis	Nėra		
Įvorė	Plienas S235JR		
Skylės skersmuo, mm	10,1	10,1	10,1
Žadinimo signalo parametrai			
Dažnis, Hz	8475	6711	6623
Amplitudė, V	132		

Pirmiausia buvo sudaryta strypo Nr. III, neprispausto prie įvorės, laisvojo galo dažninė amplitudinė charakteristika. **2.5 paveikslas** patvirtina, kad didžiausios z_i ir x_i virpesių amplitudės atsiranda, strypą žadinant 2500 Hz dažniu, o z_i ir y_i virpesiai didžiausi, esant 6600 Hz žadinimo dažniui. Atlikus preliminarinius įvorės centravimo

bandymus nustatyta, kad įvorė centruojama žadinimo dažniui esant 6523-6723 Hz. Šiuo dažniu ir žadinamas strypas III tolesniuose virpesių matavimuose.



2.5 pav. Strypo III amplitudinė dažninė charakteristika



2.6 pav. Virpesių amplitudės ir fazių skirtumas ϵ_{ij} : 1- sinchronizacijos signalas; 2 – X virpesiai; 3 – Y virpesiai; 4 – Z virpesiai

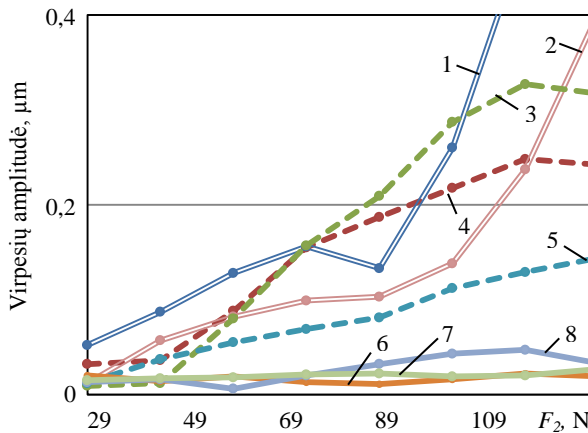
Norint rasti strypo galo trajektoriją, virpesių matavimai atliekami dviem statmenom kryptimis (X-Y, Z-Y, Z-X). Matavimų sinchronizavimui panaudotas virpesių žadinimo signalas. Kai virpesiai yra nusistovėję ir periodiniai, nustatome amplitudes (x_i , y_i , z_i) tos pačios sinchronizavimo signalo fazės metu τ_i . (2.6 pav.). Atidėjus amplitudžių vertes dekarto koordinatinių sistemoje, gaunamas trajektorijos vaizdas. Žinant laiką tarp dviejų tos pačios fazės signalų taškų, apskaičiuojamas fazės skirtumas tarp tų signalų:

$$\varepsilon_{ij} = 2\pi \cdot \Delta t. \quad (2.7)$$

čia ε_{ij} – fazės poslinkis tarp virpesių dedamųjų; Δt – laiko intervalas tarp dviejų signalų.

2.2.2. Virpesių tyrimų rezultatai

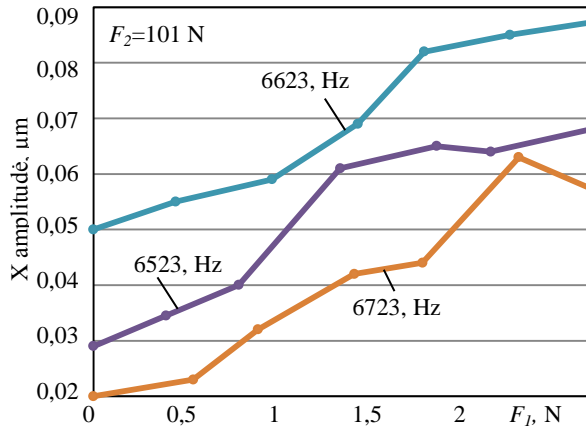
Jėgų F_1 ir F_2 įtaka virpesių amplitudei nustatyta strypui Nr. III (2.1 lentelė). Pjezoelektrinio vibratoriaus prispaudimo prie strypo jėga didinama tolygiai kas 14 N tuo pačiu matuojant strypo galo virpesių amplitudes. Rezultatai pateikti 2.7 paveiksle. Jėga F_2 ir žadinimo dažnis neturi įtakos virpesių amplitudei X ašimi. Kai $F_2 > 49$ N, Y lenkimo virpesiai tolygiai didėja, didinant prispaudimo jėgą ir stabilizuojasi, kai $F_2 > 115$ N. Bendroju atveju virpesių amplitudė mažėja, žadinimo dažniui didėjant. Išilginių virpesių amplitudė sparčiai didėja, prispaudimo jėgai esant didesnei nei 90 N. Kai prispaudimo jėga neviršija 90 N, didėjimas būna ne toks spartus. Tai susiję su kontaktinio paviršiaus tarp strypo ir pjezovibratoriaus ploto pokyčiais. Didesnė prispaudimo jėga sukelia didesnes mikrodeformacijas, dėl to padidėja kontaktinis plotas ir daugiau akustinės energijos pereina į strypą. Kadangi strypas virpa aukštadažniais ir mažų amplitudžių virpesiais, kontaktinio paviršiaus plotas turi esminę įtaką. Norint išlaikyti tą pačią virpesių amplitudę, didėjant žadinimo dažniui f , prispaudimo jėga F_2 irgi turi būti didinama (kreivės 1 ir 2). Eksperimentiškai nustatyta, kad centravimo procesas prasideda prispaudimo jėgai F_2 padidėjus iki 90 N. Iki tol centravimo procesas būna nestabilus arba visai nevyksta.



2.7 pav. Strypo virpesių amplitudės priklausomybė nuo jėgos F_2 : išilginiai Z virpesiai: 1 – $f=6523$ Hz; 2 – $f=6623$ Hz; lenkimo Y virpesiai: 3 – $f=6523$ Hz; 4 – $f=6623$ Hz; 5 – $f=6723$ Hz; lenkimo X virpesiai: 6 – $f=6523$ Hz; 7 – $f=6623$ Hz; 8 – $f=6723$ Hz;

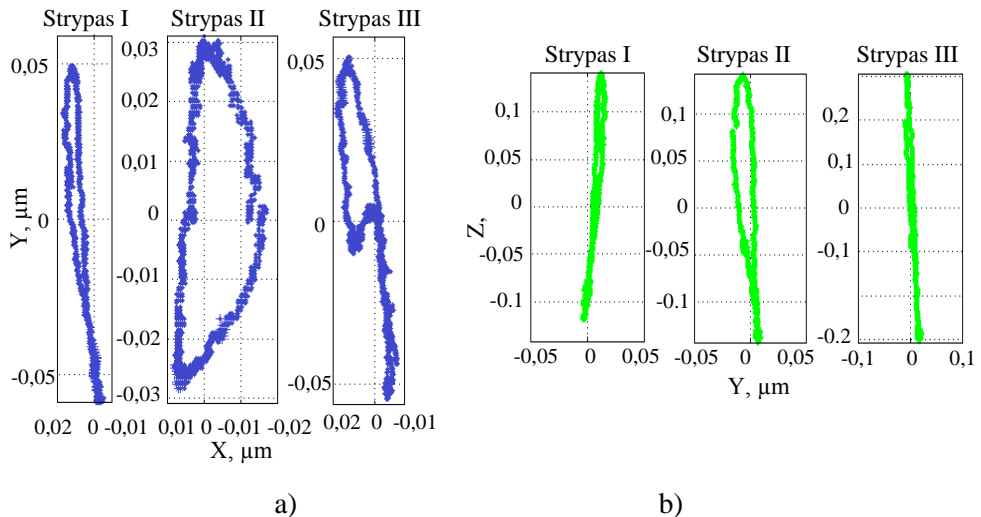
Jei jėga F_2 neturėjo jokios įtakos X lenkimo virpesiams, visai priešinga įtaka turi jėga F_1 . Strypui spaudžiant įvorę, ašių nesutapimui esant $+A=1,5$ mm, virpesių amplitudė tolygiai didėja, didėjant prispaudimo jėgai. Ta pati tendencija išlieka žadinimo dažniui esant 6523-6723 Hz intervale (2.8 pav.). Mūsų atveju centravimo

trukmė mažiausia, kai strypas žadinamas 6623 Hz dažniu, ir X kryptimi virpesiai yra didžiausi.



2.8 pav. Virpesių X ašies kryptimi amplitudės priklausomybė nuo jėgos F_1

Eksperimentiškai nustatyta strypo tvirtinimo sąlygų įtaka virpesių amplitudėms trimis X, Y ir Z kryptimis. Tačiau gauti duomenys dar nepaaiškina, kodėl įvorė juda ašių sutapdinimo kryptimi. Kad atsakyti į šį klausimą, buvo sudarytos strypo galo judesio trajektorijos.

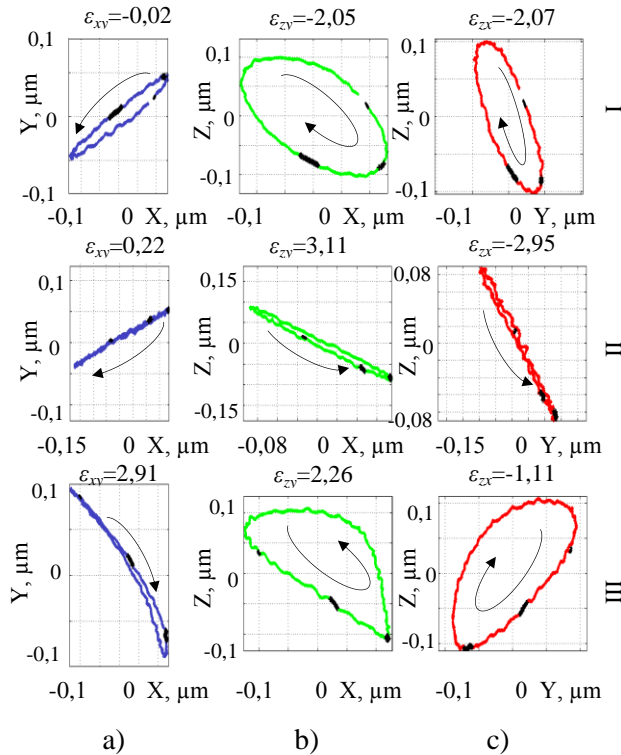


2.9 pav. Neapkrauto strypo galo judesio trajektorijos: a) YOX plokštumoje; b) ZOY plokštumoje

Nustačius žadinimo dažnius patikimam ir stabiliam centravimo procesui (2.1 lentelė), išmatuojamos strypo Nr. I, II, III galo virpesių trajektorijos trijose viena kitai statmenose koordinatinių plokštumose. Strypo žadinimo dažnis naudojamas centravimo metu labiausiai priklauso nuo strypo savųjų dažnių, griebtuvo geometrinių matmenų ir formos, prispaudimo jėgos F_1 . Taigi esant skirtingų

konfigūracijų griebtuvams ar griebtuvams pagamintiems iš skirtingų medžiagų, strypo žadinimo dažnis, užtikrinantis patikimą ir stabilų centravimą, irgi skirsis. Mūsų atveju naudojamas žadinimo dažnis esantis tarp antrosios ir trečiosios strypo savųjų lenkimo virpesių formų. **2.9 paveiksle** parodytos strypo trajektorijos, kai $F_2=101$ N ir $F_1=0$ N. Išilginių virpesių amplitudės yra dominuojančios visais atvejais ir yra iki dviejų kartų didesnės nei lenkimo. Tuo tarpu YOX plokštumoje virpesiai poliarizuoti Y kryptimi, nes X kryptimi virpesiai yra nežymūs.

Įvorei esant padėtyje $-A=1,5$ mm, o strypui ją spaudžiant 2,2 N jėga, dėl kontakto su įvore asimetrijos, išilginiai strypo virpesiai transformuojasi į susietus lenkimo virpesius, maksimalius X ašies kryptimi. Šių virpesių amplitudė bei fazė tiesiogiai siejasi su priverstiniais išilginiais strypo virpesiais, o jų kryptis ir amplitudė priklauso nuo atstumo tarp strypo ašies ir įvorės centrų, geometrinių kontakto zonos strypas-įvorė parametrų nevienodumo, strypo ašies nestatmenumo įvorės plokštumai. Dėl šių dviejų strypo virpesių superpozicijos, strypo galas ima judėti elipsine trajektorija visose trijose koordinatinių plokštumose (**2.10 pav.**). Rodyklės nurodo strypo galo sukimosi kryptį.

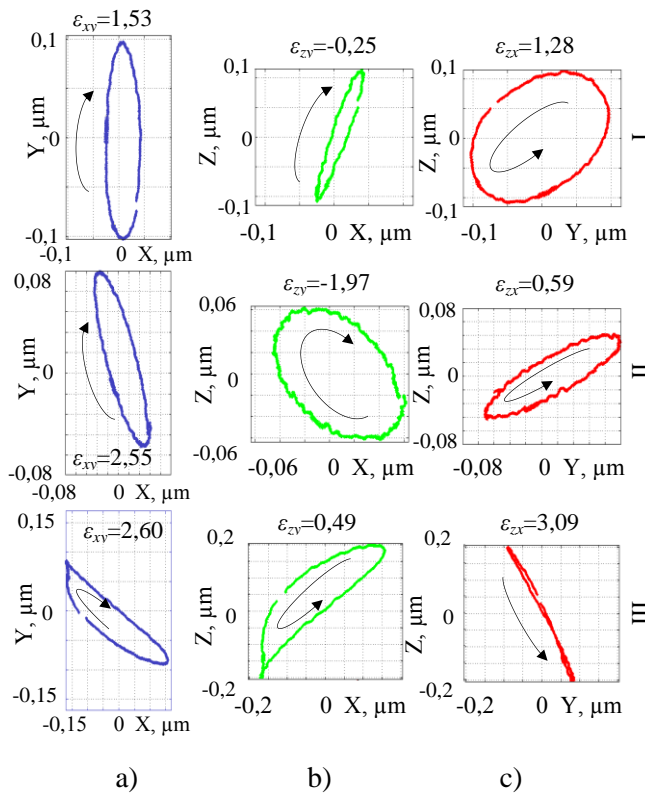


2.10 pav. Apkrauto strypo galo judesio trajektorijos, kai $-A=1,5$ mm: a) YOX plokštumoje; b) ZOY plokštumoje; c) ZOX plokštumoje

Skirtingų matmenų strypų judesio kryptys skiriasi ir tai priklauso nuo žadinimo dažnio ir kokia savąja forma strypo-griebtuvo sistema virpa.

Norint, kad įvorė susicentruotų su strypu, ji turi slinkti išilgai teigiamos X ašies, koordinatinių ašių pradžios taško link. Galimi du įvorės centravimo atvejai. Pirmasis, tai tiesioginis įvorės centravimas (strypas II ir III). Šiuo atveju strypo galas juda prieš laikrodžio rodyklę ZOX plokštumoje (**2.10 pav.**, b, strypas II ir III), o trinties jėgos normalinė dedamoji kontakto taške tarp įvorės ir strypo nukreipta teigiama X kryptimi. Taip įvorė tiesiogiai nukreipiama koordinatinių ašių centro link. Virpesiai Y kryptimi turi mažai įtakos, nes jų amplitudė yra dvigubai mažesnė už X virpesių amplitudę, o ir patys virpesiai yra labiau orientuoti X kryptimi. Didžioji elipsės ašis lygiagreti X ašiai (**2.10 pav.**, a, strypas II ir III). Strypo prie įvorės spaudimo jėga didžiausia, kai dėl žadinimo strypas yra maksimaliai pailgėjęs, todėl, kai strypas virpa teigiama X kryptimi, stūmos jėga būna didesnė, nei, kai jis juda neigiama kryptimi.

Antruoju atveju įvorė centruojama su posūkiu (strypas I). Šiuo atveju strypo galas juda pagal laikrodžio rodyklę ZOY plokštumoje (**2.10 pav.**, b, strypas I), o įvorė stumiami nuo koordinatinių ašių centro. Tačiau strypo elipsinės trajektorijos judesys YOY plokštumoje (strypas I, a) suteikia įvorei sukimo momentą ir įvorė gali pasisukti iki 180° kampu, kad stūmos jėga nukreiptų ją į koordinatinių ašių pradžią.



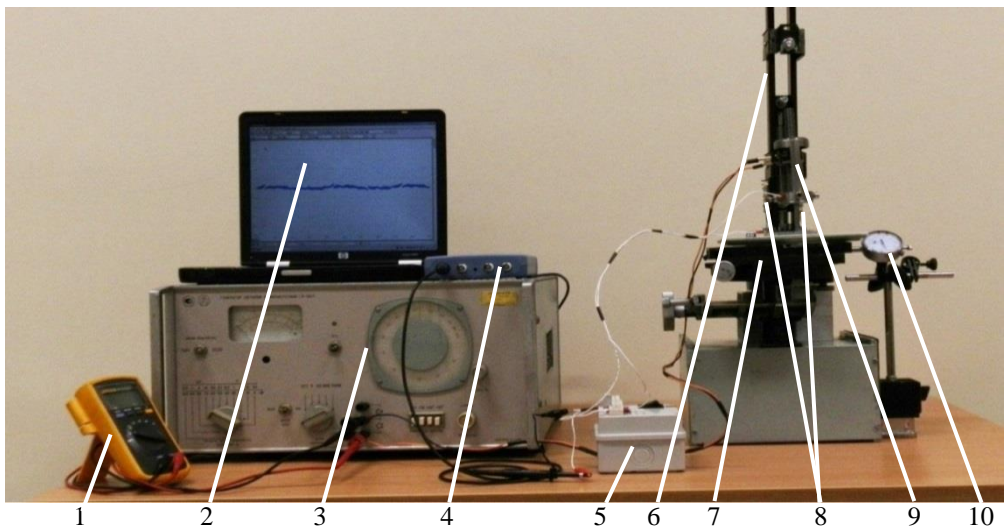
2.11 pav. Apkrauto strypo galo judesio trajektorijos, kai $+d=1,5$ mm: a) YOY plokštumoje; b) ZOY plokštumoje; c) ZOZ plokštumoje

Strypo galo judesio trajektorijos, kai nesutapimo kryptis $+A = 1,5$ mm pavaizduotos **2.11 paveiksle**. Dėl pasikeitusių kontakto sąlygų tarp strypo ir įvorės (strypo ir įvorės sąlyčio paviršius nukreiptas į priešinga pusę), fazių poslinkis tarp virpesių irgi pasikeičia. Kad įvorė susicentruotų su strypu, ji turi slinkti išilgai neigiamos X ašies. Strypo I ir II galas juda pagal laikrodžio rodyklę ir įvorė centruojama tiesioginiu būdu. Strypo III atveju įvorė centruojama netiesioginiu būdu. Įvorė stumiama nuo koordinacių centro, tačiau dėl sukimo momento YOX plokštumoje (strypas III, a), įvorė pasukama nedideliu kampu ir nukreipiama ašių sutapdinimo kryptimi. Apibendrinant galima pasakyti, kad tiesioginio centravimo metu didžiausią įtaką turi strypo virpesiai ZOX plokštumoje, tuo tarpu netiesioginio centravimo metu veikia virpesių kombinacijos ZOX ir YOX plokštumose.

2.3. Strypo ir įvorės centravimo eksperimentiniai tyrimai

2.3.1. Tyrimų įranga ir metodika

Detalių centravimas – viena svarbiausių automatinio detalių rinkimo operacijų. Jos metu dvi detalės orientuojamos viena kitos atžvilgiu, kad jų jungiamieji paviršiai sutaptu ir būtų galima atlikti sujungimą. Kad detalių centravimas, naudojant tampriuosius virpesius būtų sėkmingas, reikia parinkti tinkamus pjezoelektrinio vibratoriaus žadinimo signalo parametrus, centruojamų detalių tarpusavio prispaudimo jėgą, bei nustatyti didžiausią įmanomą detalių ašių nesutapimą, kurį dar galima kompensuoti.

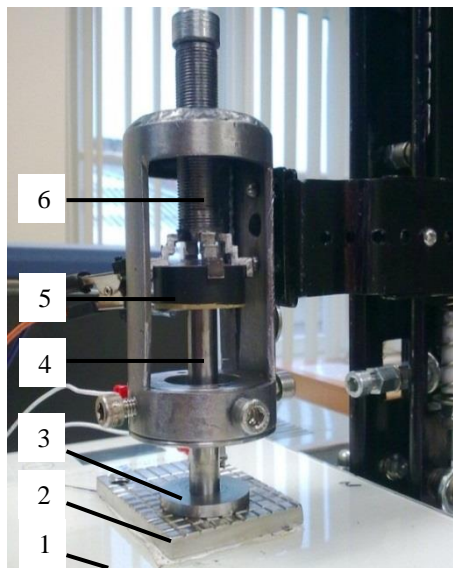


2.12 pav. Vibracinio centravimo stendo bendras vaizdas: 1 – multimetras FLUKE 110; 2 – kompiuteris Compaq nc6000; 3 – signalų generatorius Г3 – 56/1; 4 – oscilografas PicoScope 4424; 5 – jungiklis; 6 – bėgelis, 7 – koordinatinis stalas; 8 – spyruoklės; 9 – griebtuvas; 10 – indikatorius BDS Technics

Strypo ir įvorės vibracinio centravimo tyrimams suprojektuotas ir sumontuotas vibracinio rinkimo stendas su rinkimo parametrų matavimo įranga (**2.12 pav.**).

Stendą sudaro griebtuvas 9, kuriame tvirtinamas strypas. Griebtuvas bėgeliais 6 laisvai juda vertikalia kryptimi, todėl atlikus centravimą strypas nekliudomai susijungia su įvore (įkrenta į įvorės skylę). Spyruoklės 8 kompensuoja griebtuvo bei bėgelių sunkio jėgą ir padidina griebtuvo eigą, esant mažoms prispaudimo jėgom tarp strypo ir įvorės. Koordinatinį staliuką 7 perstumiant vertikalia kryptimi nustatoma reikalinga komponentų prispaudimo jėga. Staliuką perstumiant horizontalia kryptimi nustatomas ašių nesutapimas tarp centruojamų detalių, kuri matuoja indikatorius 10. Matavimo paklaida 0,01 mm. Elektrinių virpesių generatorius 3 suteikia žadinimo signalą pjezoelektriniui vibratoriumi. Signalo dažnis ir amplitudė matuojami multimetru 1. Jungiklis 5, skaitmeninis oscilografas 4 ir personalinis kompiuteris 2 naudojami centravimui įjungti ir jo trukmei fiksuoti.

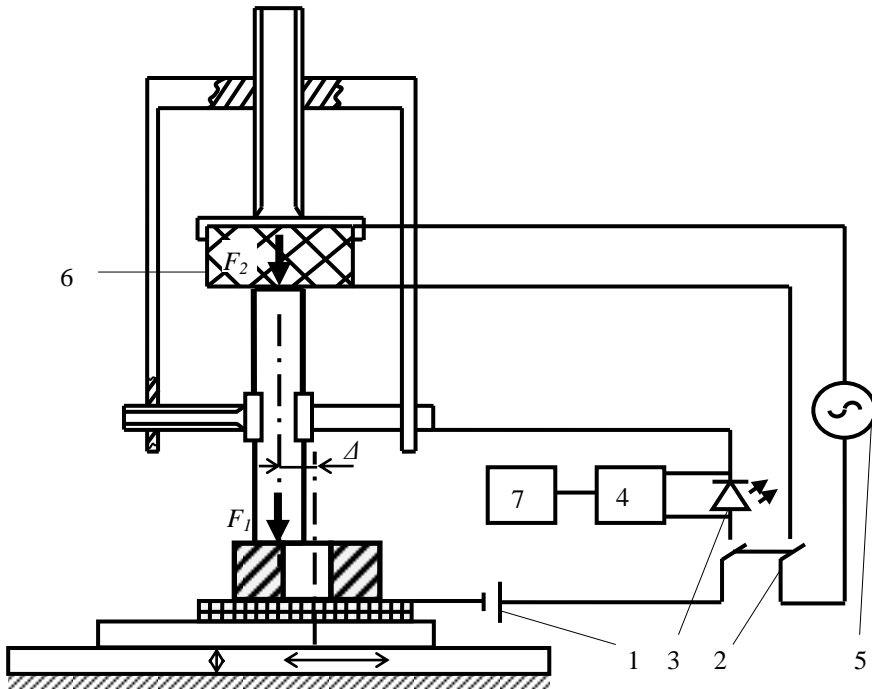
Strypas 4 griebtuvo griebtais tvirtinamas viduryje (2.13 pav.). Pjezoelektrinis vibratorius 5 įstatytas į laikiklį 6. Laikiklio galas yra su sriegiu ir jį sukant pagal laikrodžio rodyklę, pjezoelektrinis vibratorius spaudžiamas prie viršutinio strypo galo nustatyta jėga. Centruojama įvorė 3 paslankiai bazuojama ant elektra laidžios metalinės plokštelės 2, o pastaroji išdėstyta ant jėgos keitiklio 1. Šiame keitiklyje panaudoti keturi metaliniai tenzorezistoriai, sujungti į „tiltelį“ taip, kad besikeičianti tenzorezistorių varža sukelia mažą įtampos pokytį keitiklio elektrinėje grandinėje. Šios įtampos pokytis proporcingas deformacijos jėgai. Tokio jėgos keitiklio skiriamoji geba 0,01 N. Plokštelė ir jėgos jutiklis pritvirtinti prie koordinatinio staliuko ir juda kartu su juo.



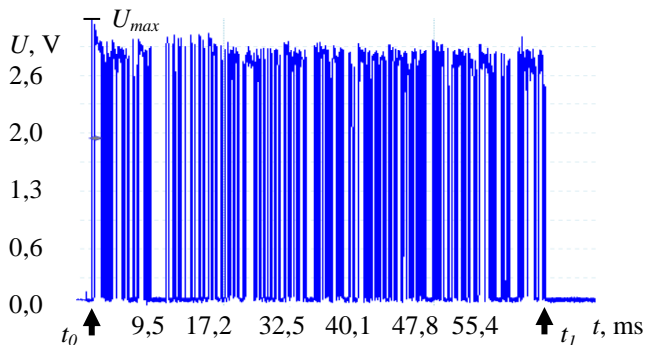
2.13 pav. Griebtuvas: 1 – jėgos keitiklis VULKANO EK9150; 2 – plokštelė; 3 – įvorė; 4 – strypas; 5 – pjezoelektrinis vibratorius (pjezokeramika CTS)-19; 6 – laikiklis

Centravimo trukmei nustatyti naudojama elektrinė schema (2.14 pav.). Maitinimo šaltinio 1 anodas prijungtas prie elektra laidžios plokštelės. Katodas prijungtas prie jungiklio 2, o pastarasis per šviestuką 3 prie griebtuvo. Oscilografu 4

matuojamas įtampos kritimas šviestuke. Kai jungiklis uždaro elektros grandinę, įvyksta įtampos šuolis. Tuo pačiu metu yra paduodamas žadinimo signalas į pjezoelektrinį vibratorių 6. Įvorei slenkant ašių sutapdinimo kryptimi, dėl strypo išilginių virpesių, komponentų mechaninio kontakto elektrinė varža kinta. Oscilografu išmatuotas signalas yra nepastovus. Įvorei ir strypui susicentravus, mechaninis kontaktas tarp jų išnyksta, o įtampos kritimas yra mažiausias. Išmatuotas signalas per USB jungtį perduodamas į kompiuterį ir naudojant programinę įrangą apskaičiuojama centravimo trukmė (2.15 pav.).



2.14 pav. Signalų matavimo grandinė: 1 – 9 V maitinimo šaltinis; 2 – jungiklis; 3 – šviestukas (LED); 4 – oscilografas; 5 – signalų generatorius; 6 – pjezoelektrinis vibratorius; 7 – kompiuteris



2.15 pav. Cetravimo trukmės matavimo oscilograma.

Laiko momentu t_0 žadinimo signalas aktyvuojamas ir pradėdamas centravimo procesas. Įtampos signalo šuolis tuo metu yra didžiausias U_{max} . Įvoriui slenkant, dėl

$$\Delta t = t_1 - t_0. \quad (2.8)$$

stryo išilginių virpesių, elektrinė mechaninio kontakto varža nėra pastovi, o matuojamas signalas irgi nėra tolydus. Kai įvyksta centravimas laiko momentu t_1 , mechaninis kontaktas tarp stryo ir įvorės išnyksta ir signalas lygus 0 V. Centravimo trukmė tuomet apskaičiuojama pagal išraišką.

Eksperimento metu panaudotas cilindro formos pjezoelektrinis vibratorius, identiškas naudotam virpesių tyrimo metu. Vibratoriaus prispaudimo prie stryo nustatyta pastovi 101 N jėga. Harmoninis nustatytos amplitudės ir dažnio žadinimo signalas generuojamas generatoriumi. Bandymai kiekvieną kartą atliekami keturis kartus, o rezultatams imamas jų vidurkis. Buvo tiriama įvorės ir stryo ašių nesutapimo Δ , žadinimo signalo dažnio f ir amplitudės A bei komponentų pradinės prispaudimo jėgos F_1 įtaka centravimo trukmei Δt . Eksperimentuose naudoti plieniniai ir aliuminiai strypai apvalaus ir stačiakampio skerspjūvio bei aliuminės ir plieninės įvorės su apvalios ir stačiakampės formos skylėmis. Centruojant stačiakampes detales, ašių nesutapimas nustatomas lygiagrečiai trumpajai stryo kraštinei. Naudoti strypai tiek su nuožulnomis tiek ir be jų. Eksperimento metu naudotų detalių matmenys, formos ir medžiagos pateiktos **2.2 lentelėje**.

2.2 lentelė. Bandinių specifikacijos

Nr.	Strypas		Įvorė	Tarpelis	Skerspjūvis	Nuožulnos
Plienas S235JR						
	$S_{Skersmuo}$, mm	I_{Ilgis} , mm	$S_{Skersmuo}$, mm	Dydis, mm	Forma	
I	10	99,75	10,1	0,05	Apvali	Nėra
II	10	79,65	10,1	0,05		
III	10	59,8	10,1	0,05		
IV	7,95	99,85	8,05	0,05		
V	5,95	99,6	6	0,025		
Aliuminis SAPA6082-T6						
VI	10	99,95	10,05	0,025	Apvali	Nėra
VII	10	99,95	10,05	0,025		0,55x43°
Plienas S235JR						
	$I_{Ilgis} \times P_{Plotis} \times A_{Aukštis}$, mm		$I_{Ilgis} \times P_{Plotis}$, mm			
VIII	10,1x5,3x99,3		10,4x5,45	0,15x0,075	Stačiakampė	Nėra
IX	10,05x5,1x99,5		10,4x5,45	0,175x0,175		0,33x49°

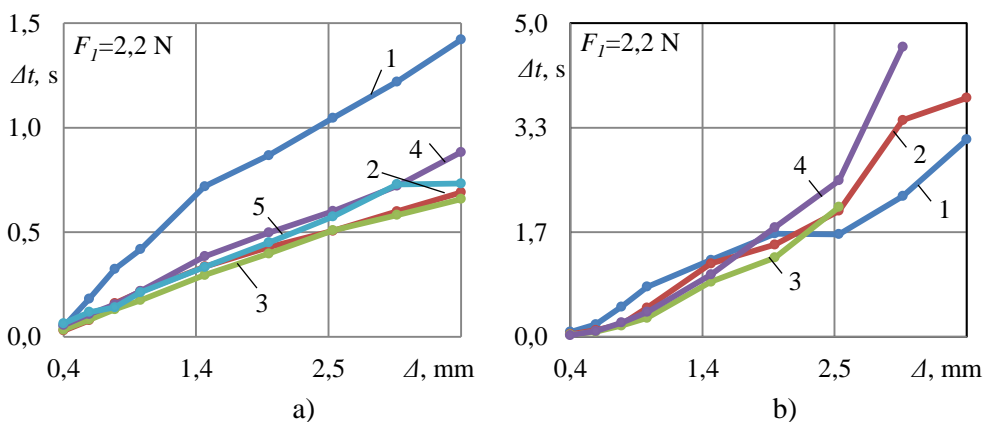
2.3.2. Plieninio apvalaus skerspjūvio stryo ir įvorės centravimo tyrimo rezultatai

Pjezoelektrinis vibratorius žadinamas 142 V įtampos elektriniu signalu, kurio dažnis kinta nuo 7000 Hz iki 7200 Hz, penkiasdešimties hercų intervalais. Žadinimo dažnis nustatomas eksperimentiškai. Griebtuve įtvirtintas strypas prispaudžiamas prie įvorės 2,2 N jėga ir ieškomi dažniai, kuriems esant vyksta detalių centravimas. Tikrinami tik tie dažniai, kurių metu, pagal dažninę amplitudinę charakteristiką yra

didžiausios strypo amplitudės (**2.5 pav.**) Dažnių ruožas yra sąlyginai siauras, nes artimas strypo lenkimo virpesių rezonansiniam dažniui. Jis nesutampa su išmatuotu dažniu gautu holografinės interferometrijos metu, tačiau yra artimiausias trečiajam rezonansiniam dažniui. Susidariusį skirtumą galima paaiškinti tuo, kad hologramos sudarymo metu apkrovų neveikiamas strypas tvirtinamas gembiška, tuo tarpu centravimo metu strypas tvirtinamas griebtuve ir veikiamas jėgų F_1 ir F_2 .

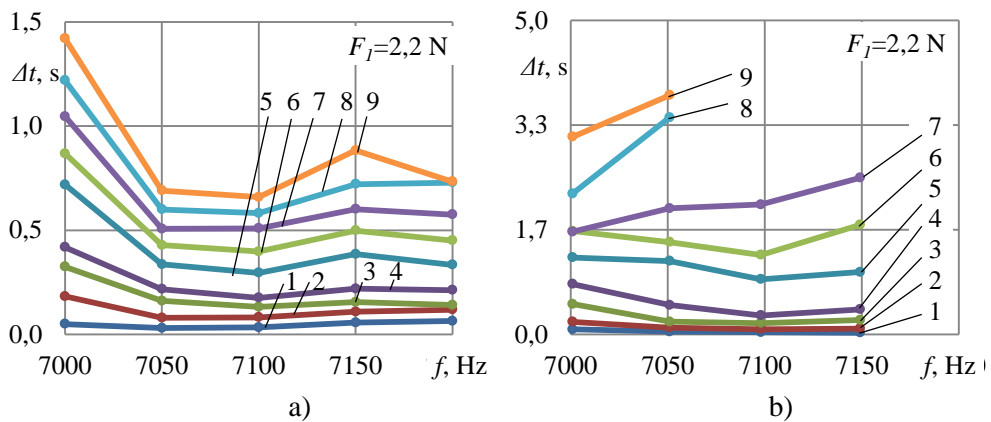
Tyrimo metu panaudoti skirtingų skersmenų ir ilgių plieniniai strypai ir plieninės įvorės be nuožulnų (**2.2 lentelė**). Nustatoma trukmė, kurios metu įvorė susicentruoja virpinamo strypo atžvilgiu, kad detales galima būtų sujungti. Kadangi rezultatai eksperimentų atliktų su skirtingais strypais yra panašūs, šiame skyriuje, jei nenurodyta papildomai, pateikti tik centravimo rezultatai su strypu Nr. I. Atliekant automatinį detalių surinkimą, ašių nesutapimo kryptis kiekvienu atveju gali kisti. Eksperimento metu naudojamos dvi viena kitai priešingos įvorės padėties $+A$ ir $-A$ (**2.3 pav.**). Tyrimo metu buvo pastebėta, jog įvorėi esant pradinėje padėtyje $+A$, ji susicentruoja trumpiausiu keliu, įvorėi slenkant tiesiai strypo centro link. Kai įvorės pradinė padėtis būna $-A$, o ašių nesutapimas didesnis nei 1,5 mm, centravimo proceso pradžioje ji tolsta nuo strypo centro ir tuo pačiu metu sukasi apie tašką sutampantį su įvorės ir strypo lietimosi tašku. Sukimo momentui įvorę nukreipus į padėtį, artimą padėčiai $+A$, pastaroji tiesiaiegiu judesiu susicentruoja su strypu.

Detalių ašių nesutapimo krypties ir ašių nesutapimo dydžio įtaka centravimo trukmei pavaizduota **2.16 paveiksle**. Esant mažoms A vertėms (iki 0,8 mm), ašių nesutapimo kryptis centravimo trukmei įtakos neturi. Tačiau ašių nesutapimui toliau didėjant, centravimo trukmė ženkliai skiriasi priklausomai nuo to, kokia yra detalių ašių nesutapimo kryptis. Procesas vyksta sparčiausiai įvorėi esant padėtyje $+A$. Kai ašių nesutapimas didėja iki 3,5 mm, centravimo trukmė gali skirtis iki keturių kartų. Bet koku atveju, nepriklausomai nuo nesutapimo krypties, didėjant ašių nesutapimui, centravimo laikas tolydžiai didėja, nepriklausomai nuo žadinimo dažnio.

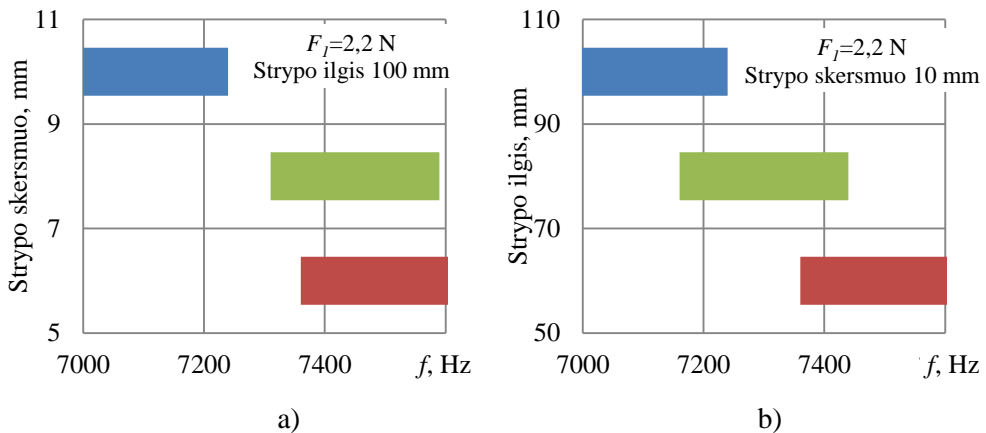


2.16 pav. Detalių centravimo laiko priklausomybė nuo ašių nesutapimo krypties ir dydžio: a) įvorės padėtis $+A$, b) įvorės padėtis $-A$; 1 – $f=7000 \text{ Hz}$; 2 – $f=7050 \text{ Hz}$; 3 – $f=7100 \text{ Hz}$; 4 – $f=7150 \text{ Hz}$; 5 – $f=7200 \text{ Hz}$

Nors žadinimo signalo dažnis ir neturi įtakos centravimo trukmės kitimo pobūdžiui, tačiau centravimo trukmei iš esmės daro didelę įtaką. Pirmiausia įtaka pasireiškia tuo, kad, esant nerezonansiniam žadinimo dažniui detalių centravimas nevyksta. Eksperimentiškai nustatyta, kad detalės centruojamos žadinimo dažniui esant 7000 - 7200 Hz. Tuo atveju, kai įvorė yra padėtyje $-\Delta$, centravimas vyksta 7000 - 7150 Hz diapazone, kai ašių nesutapimas neviršija 2,5 mm. Kai ašių nesutapimas viršija 2,5 mm detalės centruojamos žadinant (7000 – 7050) Hz dažniu (**2.17 pav.**). Žadinimo dažniui tolstant nuo minėtųjų verčių, centravimo laikas didėja, kol galiausia centravimo procesas nebevyksta. Jei ašių nesutapimas nesiekia 1 mm, tuomet centravimo trukmė visame žadinimo diapazone kinta nežymiai ir, kai $\Delta > 1$ mm išryškėja dažniai, kuriems esant, centravimo procesas būna sparčiausias. Įvorei esant bet kurioje iš tirtų padėčių $+\Delta$ ar $-\Delta$ – tai yra 7050 - 7100 Hz dažnių diapazonas.



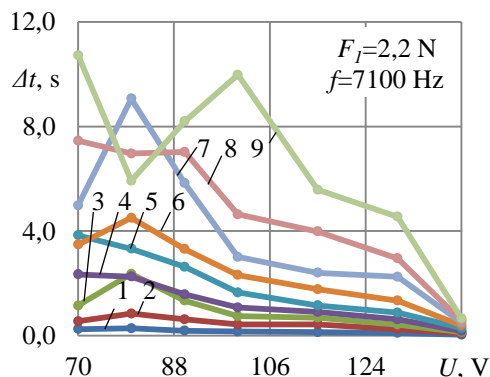
2.17 pav. Detalių centravimo laiko priklausomybė nuo žadinimo dažnio v : a) įvorės padėtis $+\Delta$, b) įvorės padėtis $-\Delta$; 1 – $\Delta=0,4$ mm; 2 – $\Delta=0,6$ mm; 3 – $\Delta=0,8$ mm; 4 – $\Delta=1,0$ mm; 5 – $\Delta=1,5$ mm; 6 – $\Delta=2,0$ mm; 7 – $\Delta=2,5$ mm; 8 – $\Delta=3,0$ mm; 9 – $\Delta=3,5$ mm



2.18 pav. Žadinimo dažnio priklausomybė nuo strypo geometrinė matmenų: a) strypo skersmens, b) strypo ilgio

Žadinimo dažnis, kai centravimas būna sėkmingas, didėja, mažėjant strypo geometriniams matmenims (**2.18 pav.**). Strypo ilgiui trumpėjant, reikia naudoti aukštesnio dažnio virpesius, kad sužadinti reikiamą strypo tikrinę lenkimo virpesių formą ir centravimas būtų stabilus. Mažėjant strypo skerspjūvio plotui, stebime analogišką situaciją, kad žadinimo dažnis turi būti didinamas. Tai galima paaiškinti tuo, kad patikimam strypo žadinimui reikalingas kokybiškas mechaninis kontaktas tarp strypo galinio paviršiaus ir pjezovibratoriaus. Dėl to strypo galas su vibratoriumi turėtų liestis kuo didesniu plotu. Eksperimento metu pastebėta, kad, esant mažesniai strypo skersmeniui sunkiau įgyvendinti kokybišką kontaktą su pjezovibratoriumi. Į tai reikėtų atsižvelgti projektuojant automatinio rinkimo sistemą.

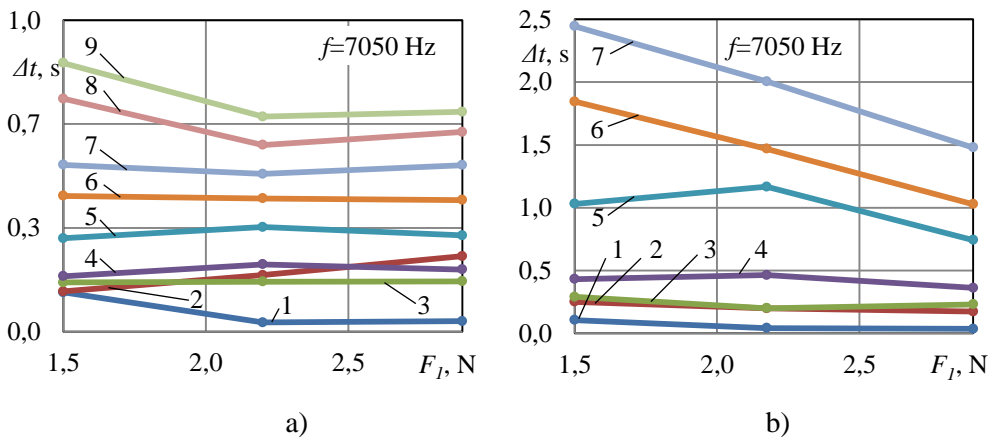
Sparčiam detalių centravimui, be tinkamo žadinimo dažnio reikia ir tinkamo dyžio žadinimo signalo amplitudės. Pjezoelektrinio vibratoriaus deformacija tiesiogiai proporcinga žadinimo signalo įtampai [75]. Įvorei esant pradinėje padėtyje $+A$, žadinimo įtampos amplitudė proceso trukmei daro mažą įtaką, jeigu ašių nesutapimas ne didesnis nei 0,6 mm (**2.19 pav.**). Ašių nesutapimui didėjant iki 2 mm, centravimo trukmė mažėja. Kol žadinimo signalo amplitudė neviršija 100 V mažėjimas yra netolygus, viršijus šią reikšmę, centravimo trukmė mažėja tolydžiai. Kai ašių nesutapimas didesnis nei 2 mm, yra stebima labai nepastovi žadinimo signalo įtaka centravimo trukmei. Stabilus centravimo laiko mažėjimas prasideda nuo 100 V, o nesutapimui esant 3,5 mm tik nuo 115 V. Signalo amplitudei esant 130 V, centravimo laiko mažėjimas suintensyvėja. Sparčiausiai įvorė centruojama žadinant 142 V signalo amplitude, esant bet kuriai ašių nesutapimo vertei.



2.19 pav. Žadinimo signalo amplitudės įtaka centravimo trukmei: 1 – $\Delta=0,4$ mm; 2 – $\Delta=0,6$ mm; 3 – $\Delta=0,8$ mm; 4 – $\Delta=1,0$ mm; 5 – $\Delta=1,5$ mm; 6 – $\Delta=2,0$ mm; 7 – $\Delta=2,5$ mm; 8 – $\Delta=3,0$ mm; 9 – $\Delta=3,5$ mm

Postūmį įvorėi suteikia trinties jėgos, kylančios kontakto vietoje tarp strypo ir įvorės. Dėl to svarbu nustatyti pradinio prispaudimo jėgos tarp komponentų įtaką (**2.20 pav.**). Kai prispaudimo jėga yra nepakankama, trinties jėgos kontakto vietoje nepajėgia nugalėti trinties jėgos tarp įvorės ir pagrindo. Jeigu prispaudimo jėga per didelė, yra nuslopunami strypo išilginiai bei lenkimo virpesiai ir strypo galas nebejuda elipsine trajektorija. Esant tokioms sąlygoms, centravimo procesas nebevyksta. Iš eksperimento nustatyta, kad detalių sutapdinimas vyksta kai

komponentų prispaudimo jėga yra nuo 1,5 N iki 2,9 N. Jei prispaudimo jėga yra už šio ruožo, įvorė necentruojama. Komponentų ašių nesutapimui esant iki 1 mm, centravimo trukmė mažai priklauso nuo prispaudimo jėgos. Ašių nesutapimui didėjant, detalių centravimas vyksta sparčiausiai esant 2,2 N prispaudimo jėgai, kai įvorės pradine padėtis $+\Delta$. Įvorei esant padėtyje $-\Delta$, centravimo laikas mažėja, prispaudimo jėgai didėjant. Tačiau, esant didesniai nei 2,5 mm ašių nesutapimui, įvorė necentruojama. Eksperimentinių tyrimų metu buvo pastebėta, kad, esant nepakankamai prispaudimo jėgai arba jos nesant, detalių centravimas pereina į smūginį centravimo režimą. Jo metu detalės centruojamos tik tiesioginiu būdu, be posūkio. Kadangi detalės centruojamos tik viena kryptimi, tai susiaurina pačio centravimo proceso panaudojimo galimybes ir dėl šios priežasties smūginis centravimo režimas eksperimentiškai tirtas nebuvo.

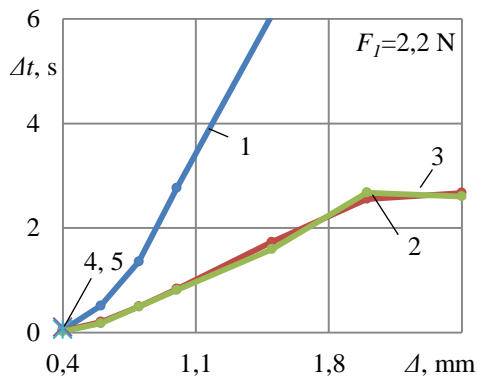


2.20 pav. Komponentų prispaudimo jėgos F_l įtaka centravimo trukmei: a) įvorės padėtis $+\Delta$, b) įvorės padėtis $-\Delta$; 1 – $\Delta=0,4$ mm; 2 – $\Delta=0,6$ mm; 3 – $\Delta=0,8$ mm; 4 – $\Delta=1,0$ mm; 5 – $\Delta=1,5$ mm; 6 – $\Delta=2,0$ mm; 7 – $\Delta=2,5$ mm; 8 – $\Delta=3,0$ mm; 9 – $\Delta=3,5$

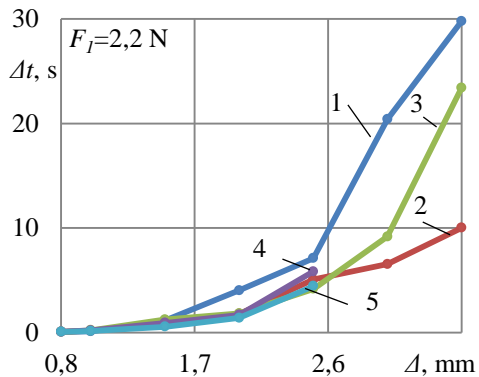
2.3.3. Aliuminio apvalaus skerspjūvio strypo ir įvorės centravimo tyrimo rezultatai

Buvo atlikti bandymai su strypais Nr. VI ir VII pagamintais iš aliuminio (**2.2 lentelė**). Pastebėta, kad aliuminės detalės centruojamos lėčiau nei plieninės. Tai galima paaiškinti metalų mechaninėmis savybėmis. Aliuminis yra plastiškesnis metalas nei plienas, todėl lengviau deformuojasi ir slopina virpesius, o ir sausosios trinties koeficientas didesnis tarp aliuminių detalių nei tarp plieninių. Žadinimo dažnis, reikalingas detalėms centruoti esant 142 V žadinimo įtampai, irgi yra apie 1 kHz didesnis nei plieninių detalių atveju. **2.21 paveiksle** pateiktas centravimo laikų palyginimas naudojant strypą be nuožulnos ir strypą su nuožulna, esant skirtingam ašių nesutapimui ir įvorės pradinei padėčiai $+\Delta$. Didžiausias detalių be nuožulnų ašių nesutapimas, kurį dar galima kompensuoti yra 2,5 mm. Kai bent viena detalė yra su nuožulnomis galima kompensuoti 3,5 mm ašių nesutapimą. Centravimo metu be vibracinio poveikio dar atsiranda sąveika nuožulnomis tarp įvorės ir strypo,

lemianti papildomas kontaktines jėgas, kurios padeda centruoti detales. Kreivių kitimo pobūdis nėra tiesinis. Kai detalės yra su nuožulnom, mažiausias ašių nesutapimas, kuriam esant vis dar tikslinga naudoti tampruosius virpesius detalių centravimui, yra 0,8 mm. Jei ašių nesutapimas mažesnis nei nuožulnos plotis, detales galima sucentruoti ir be vibracinio poveikio, o tik veikiant sąveikos jėgoms tarp įvorės ir strypo nuožulnos.

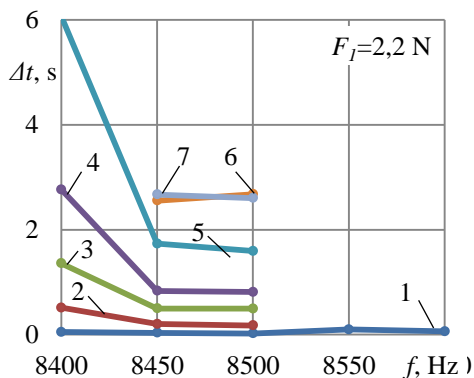


a)

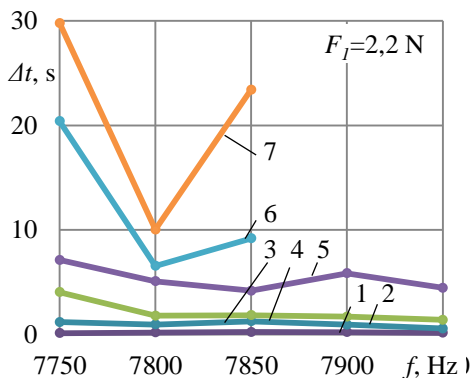


b)

2.21 pav. Detalių centravimo laiko priklausomybė nuo ašių nesutapimo Δ : a) strypas be nuožulnų: 1 – $f=8400$ Hz; 2 – $f=8450$ Hz; 3 – $f=8500$ Hz; 4 – $f=8550$ Hz; 5 – $f=8600$ Hz; b) strypas su nuožulnom: 1 – $f=7750$ Hz; 2 – $f=7800$ Hz; 3 – $f=7850$ Hz; 4 – $f=7900$ Hz; 5 – $f=7950$ Hz



a)



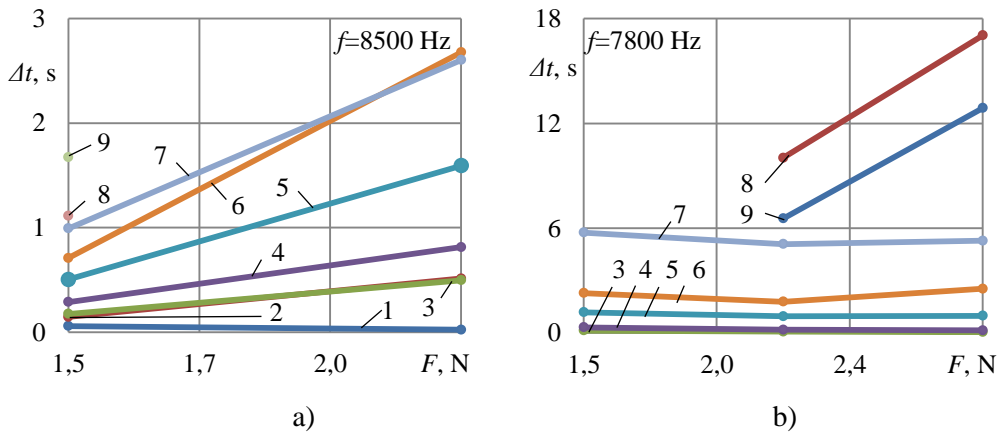
b)

2.22 pav. Centravimo trukmės priklausomybė nuo žadinimo signalo dažnio f : a) strypas be nuožulnos; b) strypas su nuožulna: 1 – $\Delta=0,4$ mm; 2 – $\Delta=0,6$ mm; 3 – $\Delta=0,8$ mm; 4 – $\Delta=1,0$ mm; 5 – $\Delta=1,5$ mm; 6 – $\Delta=2,0$ mm; 7 – $\Delta=2,5$ mm; 8 – $\Delta=3,0$ mm; 9 – $\Delta=3,5$ mm

Detalių be nuožulnos atveju racionaliausias žadinimo dažnis yra intervale tarp 8450 Hz ir 8500 Hz, (**2.22 pav.**). Žadinant šiuo dažniu centravimo trukmė yra trumpiausia ir galima kompensuoti didžiausią ašių nesutapimą. Dažnį didinant centravimas nevyksta, išskyrus atvejį, kai ašių nesutapimas ne didesnis nei 0,4 mm. Jei detalės be nuožulnų, tinkamiausias žadinimo dažnis yra 7800-7850 Hz. Kaip ir

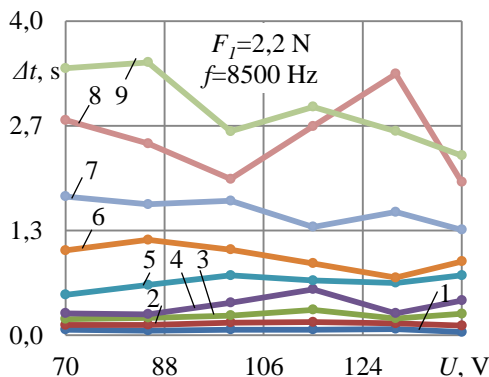
pirmuoju atveju įvorė centruojama sparčiausiai, ir kompensuojamas didžiausias ašių nesutapimas. Esant ašių nesutapimui iki 0,8 mm, dažnio pokyčiai centravimo trukmei daro mažą įtaką.

Sparčiam detalių centravimui reikia naudoti mažesnę komponentų prispaudimo jėgą nei plieninių detalių atveju (**2.23 pav.**). Jeigu prispaudimo jėga didėja, centravimo laikas taip pat sparčiai didėja. Centruojant detales su nuožulna, centravimo laikas trumpiausias, naudojant 2,2 N prispaudimo jėgą.



2.23 pav. Centravimo trukmės priklausomybė nuo komponentų prispaudimo jėgos F_I : a) strypas be nuožulnos; b) strypas su nuožulna: 1 – $\Delta=0,4$ mm; 2 – $\Delta=0,6$ mm; 3 – $\Delta=0,8$ mm; 4 – $\Delta=1,0$ mm; 5 – $\Delta=1,5$ mm; 6 – $\Delta=2,0$ mm; 7 – $\Delta=2,5$ mm; 8 – $\Delta=3,0$ mm; 9 – $\Delta=3,5$ mm

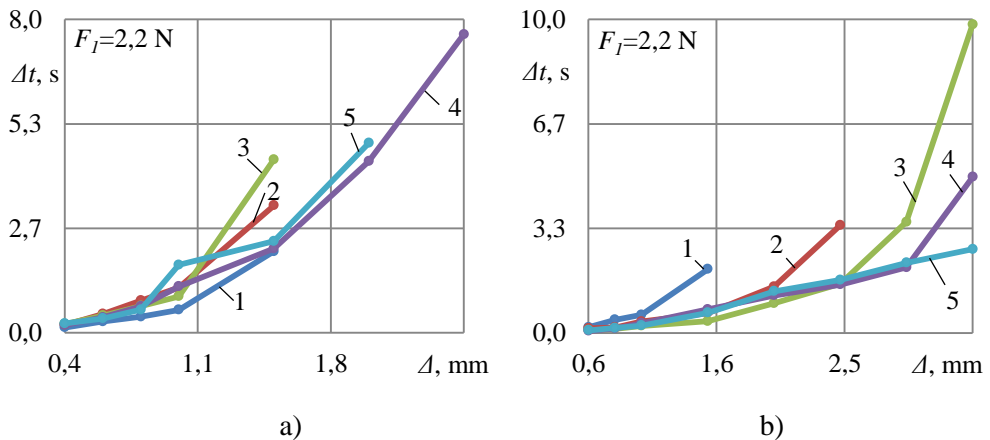
Žadinimo signalo amplitudės įtaka centravimo trukmei minimali (**2.24 pav.**). Amplitudei didėjant, centravimo laikas išlieka pastovus. Tik ašių nesutapimui esant daugiau nei 2 mm, centravimo laikas mažėja, žadinimo amplitudei didėjant.



2.24 pav. Žadinimo signalo amplitudės U įtaka centravimo trukmei: 1 – $\Delta=0,4$ mm; 2 – $\Delta=0,6$ mm; 3 – $\Delta=0,8$ mm; 4 – $\Delta=1,0$ mm; 5 – $\Delta=1,5$ mm; 6 – $\Delta=2,0$ mm; 7 – $\Delta=2,5$ mm; 8 – $\Delta=3,0$ mm; 9 – $\Delta=3,5$ mm

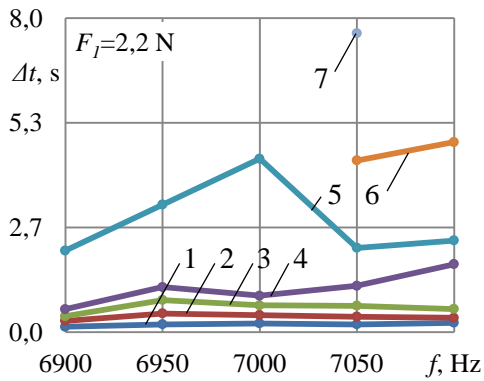
2.3.4. Plieninio stačiakampio skerspjūvio strypo ir įvorės centravimo tyrimo rezultatai

Skirtingai nei apvalaus profilio detalių, kurių standumas visomis skersinėmis kryptimis nepriklauso nuo bandinio formos, stačiakampių detalių standumas skersine kryptimi skiriasi ir priklauso nuo skerspjūvio profilio. Todėl, esant toms pačioms žadinimo sąlygoms, didžiausios amplitudės lenkimo virpesiai susižadina išilgai trumposios strypo skerspjūvio kraštinės [76]. Kaip ir apvalaus skerspjūvio strypų atveju naudojama žadinimo signalo įtampa $U=142$ V. Kai detalės yra be nuožulnų, didžiausias kompensuojamas ašių nesutapimas yra lygus pusei trumposios skerspjūvio kraštinės (**2.25 pav.**, a). Detales su nuožulna patikimai galima centruoti esant ašių nesutapimui iki 3,5 mm (**2.25 pav.**, b). Centravimo trukmės priklausomybės nuo ašių nesutapimo abiem atvejais yra netiesinio pobūdžio. Stačiakampių detalių nuožulnos buvo mažesnės nei aliuminių detalių, dėl to virpesius tikslinga naudoti, kai minimalus ašių nesutapimas yra didesnis nei 0,6 mm. Esant mažesniai ašių nesutapimui detalės susicentruoja panaudojus pradinę prispaudimo jėgą F_I , kai kontakto su nuožulna vietoje atsiradusios reakcijos jėgos nukreipia įvorę reikiama linkme.

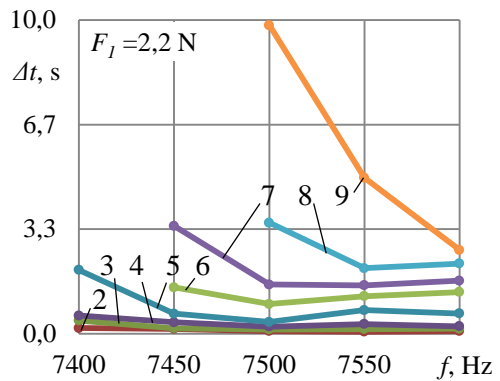


2.25 pav. Detalių centravimo laiko priklausomybė nuo ašių nesutapimo Δ : a) strypas be nuožulnų: 1 – $f=6900$ Hz; 2 – $f=6950$ Hz; 3 – $f=7000$ Hz; 4 – $f=7050$ Hz; 5 – $f=7100$ Hz; b) strypas su nuožulnomis: 1 – $f=7400$ Hz; 2 – $f=7450$ Hz; 3 – $f=7500$ Hz; 4 – $f=7550$ Hz; 5 – $f=7600$ Hz

Centravimo laiko priklausomybės nuo žadinimo signalo dažnio pobūdis toks pat kaip ir apvalaus profilio detalėms. Kai $\Delta < 0,8$ mm, centravimo laikas nežymiai trumpėja, žadinimo dažniui didėjant (**2.26 pav.**, a). Kai ašių nesutapimas $1,0 \leq \Delta \leq 1,5$ mm, centravimo trukmė Δt didėja, dažniui f didėjant. Didžiausią 1,5 mm ašių nesutapimą galima kompensuoti žadinimo dažniui esant tarp 7050-7100 Hz. Naudojant strypą su nuožulnomis, centravimas sparčiausias esant žadinimo dažniui 7500 Hz, o ašių nesutapimui esant iki 2,5 mm. Jeigu ašių nesutapimas didesnis, centruojama greičiau aukštesnių dažnių srityje (**2.26 pav.**, b).



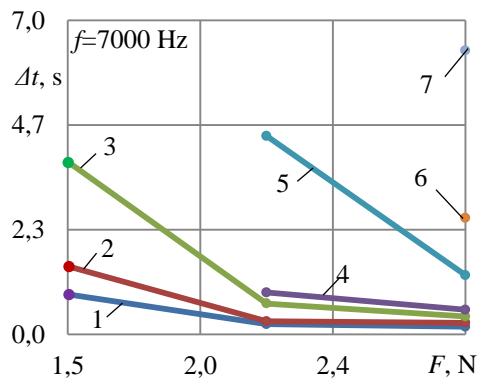
a)



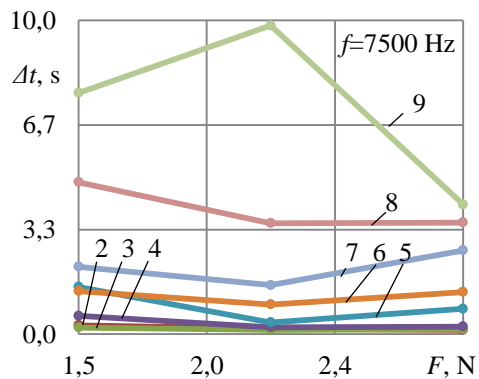
b)

2.26 pav. Centravimo trukmės priklausomybė nuo žadinimo signalo dažnio f : a) strypas be nuožulnos; b) strypas su nuožulna: 1 – $\Delta=0,4$ mm; 2 – $\Delta=0,6$ mm; 3 – $\Delta=0,8$ mm; 4 – $\Delta=1,0$ mm; 5 – $\Delta=1,5$ mm; 6 – $\Delta=2,0$ mm; 7 – $\Delta=2,5$ mm; 8 – $\Delta=3,0$ mm; 9 – $\Delta=3,5$ mm

2.27 pav. pavaizduota pradinės komponentų prispaudimo jėgos įtaka centravimo trukmei. Detalėm be nuožulnų didinant prispaudimo jėgą nuo 1,5 N iki 2,2 N, centravimo laikas sparčiai mažėja. Prispaudimo jėgą toliau didinant, centravimo laikas nežymiai didėja arba išlieka pastovus. Ši tendencija išlieka, kol $\Delta \geq 0,8$ mm. Norint centruoti detales esant didesniai nei 0,8 mm ašių nesutapimui, reikia didinti prispaudimo jėgą. Šiuo atveju centravimo laikas mažėja, prispaudimo jėgai didėjant. Naudojant detales su nuožulnomis, centravimas sparčiausias esant 2,2 N prispaudimo jėgai. Jėgai didėjant ar mažėjant nuo šios vertės, centravimo trukmė didėja. Tik tuo atveju, kai ašių nesutapimas $\Delta=3,5$ mm, centravimo trukmė būna trumpiausia, esant 2,9 N prispaudimo jėgai.



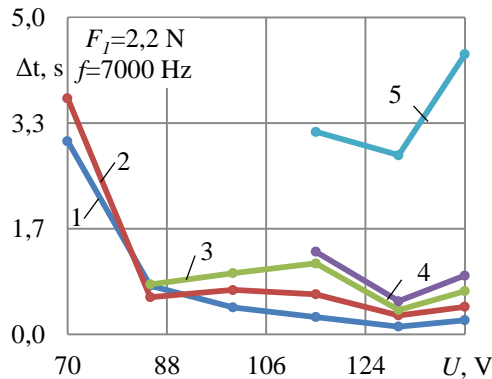
a)



b)

2.27 pav. Centravimo trukmės priklausomybė nuo komponentų prispaudimo jėgos F_1 : a) strypas be nuožulnos; b) strypas su nuožulna: 1 – $\Delta=0,4$ mm; 2 – $\Delta=0,6$ mm; 3 – $\Delta=0,8$ mm; 4 – $\Delta=1,0$ mm; 5 – $\Delta=1,5$ mm; 6 – $\Delta=2,0$ mm; 7 – $\Delta=2,5$ mm; 8 – $\Delta=3,0$ mm; 9 – $\Delta=3,5$ mm

Žadinimo signalo amplitudei didėjant nuo 70 iki 88 V, stebimas staigus centravimo trukmės mažėjimas (**2.28 pav.**). Tolesnis amplitudės didinimas tokios įtakos neturi ir centravimo trukmė mažėja palaipsniui. Norint kompensuoti didesnę ašių nesutapimą, reikia naudoti didesnę žadinimo įtampos amplitudę.



2.28 pav. Žadinimo signalo amplitudės U įtaka centravimo trukmei: 1 – $\Delta=0,4$ mm; 2 – $\Delta=0,6$ mm; 3 – $\Delta=0,8$ mm; 4 – $\Delta=1,0$ mm; 5 – $\Delta=1,5$ mm

2.4. II skyriaus išvados

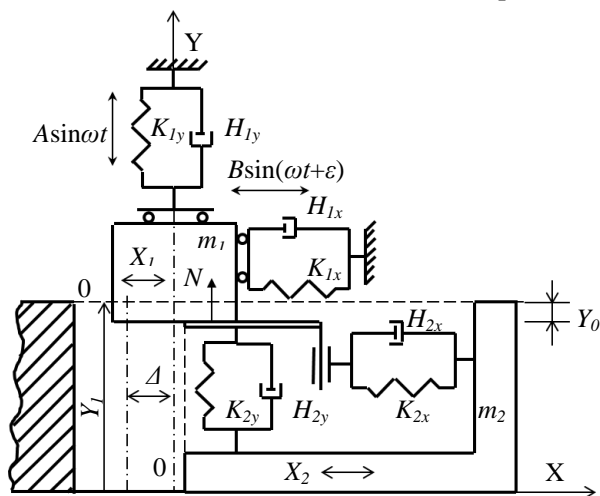
1. Skaitmeninės holografinės interferometrijos metodu užfiksuotos strypo I-VII savosios formos, matavimus atliekant dvejomis statmenomis kryptimis. Priklausomai nuo matavimo krypties, strypo savųjų lenkimo formų sužadavimo dažniai gali skirtis iki 15%.
2. Kuo didesnis strypo galinio paviršiaus plotas kontaktuoja su pjezoelektriniu vibratoriumi, tuo didesnis perduodamas akustinės žadinimo energijos kiekis. Tačiau egzistuoja maksimali prispaudimo tarp strypo ir pjezoelektrinio vibratoriaus jėga, kurią viršijus tolesnis jėgos didinimas neturi įtakos lenkimo virpesių amplitudei.
3. Esant rezonansiniam sistemos žadinimo dažniui strypas virpa išilgine Z ir skersine Y kryptimis, tuo tarpu virpesiai X kryptimi yra nežymūs. Rezonansinis žadinimo dažnis priklauso nuo strypo savųjų virpesių dažnių, griebtuvo konstrukcijos ir jėgos F_2 .
4. Skersiniai strypo virpesiai X kryptimi didėja, didėjant komponentų prispaudimo jėgai F_1 .
5. Keičiantis pradinei įvorės ir strypo padėčiai, keičiasi kontaktinio paviršiaus forma tarp šių detalių. Dėl šios priežasties pasikeičia fazių poslinkis tarp išilginių ir skersinių virpesių, o taip pat ir varančiosios jėgos kryptis.
6. Kai varančioji jėga nukreipta į koordinačių ašių centrą, vyksta tiesioginis detalių centravimas ir įvorė centruojama jai slenkant strypo link be posūkio. Jei varančioji jėga nukreipta nuo koordinačių ašių centro, įvorė centruojama netiesioginiu būdu t. y. be slenkamojo pobūdžio judesio įvorė atlieka posūkį apie strypo ir įvorės lietimosi tašką.

7. Eksperimentiškai nustatyta, kad galima atlikti strypo-įvorės centravimą, naudojant tampriuosus strypo virpesius, kai jis žadinamas pjezoelektriniu vibratoriumi ašine kryptimi. Metodas tinka įvairių matmenų detalėms, pagamintoms iš skirtingų medžiagų.
8. Ašių nesutapimui didėjant, detalių centravimo laikas irgi didėja. Naudojant detales su nuožulnomis, kompensuojamas ašių nesutapimas padidėja per nuožulnos plotį. Stačiakampio profilio detalių atveju maksimalus kompensuojamas ašių nesutapimas lygus pusei trumposios skerspjūvio kraštinės, lygiagrečiai kurios vyksta detalių centravimas.
9. Fiksuotų matmenų strypui egzistuoja žadinimo dažnis, kuriam esant centravimas vyksta sparčiausiai. Žadinimo dažniui tostant nuo šios vertės, centravimo laikas ilgėja, kol procesas visai sustoja. Jei ašių nesutapimas mažesnis nei 0,8 mm žadinimo dažnio poveikis minimalus. Aliuminėms detalėms naudojamas žadinimo dažnis didesnis nei plieninėms.
10. Pradinio prispaudimo jėga turi nedidelę įtaką centravimo laikui, jei ašių nesutapimas mažesnis nei 0,8 mm. Detalių centravimas sparčiausiai vyksta, kai normalinio spaudimo jėgos ir įvorės svorio santykis yra 12-37 intervale. Esant kitom santykio reikšmėm centravimo laikas didėja. Kai pradinio spaudimo jėga lygi nuliui, centravimo procesas pereina į smūginį režimą.
11. Didinant žadinimo amplitudę, centravimo laikas mažėja, tačiau naudojant aliumines detales, žadinimo amplitudė turi įtaką esant didesnei ašių nesutapimo vertei nei plieninių detalių atveju.

3. CENTRAVIMO REŽIMŲ MODELIAVIMAS

3.1. Nesmūginio centravimo proceso dinaminis modelis ir judesio lygtys

Nagrinėjamas įvorės centravimas strypo atžvilgiu, kai įvorė su strypu centruojama tiesioginiu būdu. Strypas nustatyta jėga prispaudžiamas prie įvorės ir žadinamas iš galo pjezoelektriniu vibratoriumi. Bendroju atveju dėl pozicionavimo paklaidų strypo ir įvorės ašys rinkimo pozicijoje būna persislinkusios. Norint strypą įstatyti į įvorės skylę, reikia sutapdinti komponentų ašis. Dėl to įvorė centruojama strypo atžvilgiu. Strypas įtvirtinamas specialiame griebtuve, o įvorė išdėstoma ant plokštumos. Prie viršutinio strypo galo prispaustas pjezoelektrinis vibratorius sužadina tampruosius strypo virpesius. Eksperimentiniais tyrimais nustatyta, kad susižadina išilginiai ir skersiniai (lenkimo) strypo virpesiai. Šių virpesių fazės nesutampa, dėl to su įvore kontaktuojantis strypo galas vertikaloje plokštumoje atlieka elipsinės trajektorijos judesį. Centravimo procesas atvaizduojamas dviemasiu dinaminio modeliu koordinatinių plokštumoje XOY, (3.1 pav.).



3.1 pav. Kontaktinės sąveikos modelis

Strypą vaizduoja tangentine ir normaline kryptimis virpanti masė m_1 , o strypo atžvilgiu centruojamą įvorę – masė m_2 . Centravimas vyksta tik tada, kai strypas prispaudžiamas prie įvorės nustatyta jėga, o strypo galo išilginių ir lenkimo virpesių amplitudės yra pakankamo dydžio. Šių virpesių amplitudės priklauso nuo žadinimo dažnio ir būna didžiausios, kai strypo žadinimo dažnis artimas vienam iš virpančios sistemos rezonansinių dažnių. Rezonansinį dažnį lemia pjezoelektrinio vibratoriaus ir strypo geometriniai matmenys, strypo įtvirtinimo būdas ir jo prispaudimo prie įvorės jėga. Šis dažnis būna nuo kelių iki keliolikos kilohercų, o virpesių amplitudės kelių mikrometrų eilės. Mažos virpesių amplitudės yra bendramatės su sąveikaujančių kūnų mikronelygumais, dėl to reikia įvertinti reologines šių kūnų savybes. Kontaktuojant dviem šiurkštiems paviršiams vyksta mikronelygumų deformacijos normaline ir tangentine kryptimis. Esant aukšto dažnio tampriesiems virpesiams kontakto zonoje gali atsirasti ne tik tampriosios bet ir tampriai plastinės

mikronelygumų deformacijos. Šioms deformacijoms įvertinti naudojamas paslankus kontakto modelis. Dėl to masės m_2 kontakto paviršius normaline ir tangentine kryptimis atvaizduojamas tampriaisiais ir slopinimo elementais K_{2X} , K_{2Y} ir H_{2X} , H_{2Y} , čia naudojamas reologinis Kelvino-Voigto modelis. Dėl kontaktinių deformacijų atsiranda reakcijos jėgos R_X ir R_Y normaline ir tangentine kryptimis:

$$\begin{cases} R_{2X} = K_{2X}(X_2 - X_1) + H_{2X}(X'_2 - X'_1), \\ R_{2Y} = K_{2Y}(Y_1 - Y_0) + H_{2Y}Y'_1. \end{cases} \quad (3.1)$$

čia Y_0 – kontaktinio paviršiaus deformacija dėl pradinio prispaudimo, $(X'_2 - X'_1)$ – santykinis deformacijos greitis X kryptimi, Y'_1 – deformacijos greitis Y kryptimi.

Esant parametriniam strypo žadinimui, jo išilginiai ir lenkimo virpesiai yra susieti, o strypo galas atlieka elipsinės trajektorijos judesį. Modeliuojant strypo ir įvorės sąveiką, mes pasirinkome supaprastintą sistemos modelį, kai strypo žadinimas išilgine ir skersine kryptimis atliekamas nepriklausomai, tačiau strypo virpesiai tarpusavyje yra susieti tuo pačiu kampiniu dažniu ω ir fazės poslikiu ε . Toks supaprastintas modelis pakankamai tiksliai atvaizduoja įvorės centravimo procesą. Masės m_1 strypo galo virpesių amplitudės pažymėtos $A \sin \omega t$ ir $B \sin(\omega t + \varepsilon)$. Šios masės poslinkiams X ir Y kryptimis priešinasi tampriosios ir slopinimo jėgos:

$$\begin{cases} R_{1X} = K_{1X}X_1 + H_{1X}X'_1, \\ R_{1Y} = K_{1Y}Y_1 + H_{1Y}Y'_1. \end{cases} \quad (3.2)$$

Kontaktuojant masėms, jų sąveikos zonoje atsiranda trinties jėga, kuri atvaizduojama sausosios trinties modeliu. Masę m_1 veikia trinties jėga:

$$F_{1fr} = N\mu_1 \text{sign}(X'_1 - X'_2). \quad (3.3)$$

čia μ_1 – trinties koeficientas tarp m_1 ir m_2 , N – normalinio spaudimo jėga.

Masę m_2 veikia trinties jėgos, kurios atsiranda kontaktavimo zonoje ir tarp masės ir atraminio paviršiaus:

$$F_{2fr} = N\mu_1 \text{sign}(X'_2 - X'_1) + N\mu_2 \text{sign}X'_2. \quad (3.4)$$

čia μ_2 – trinties koeficientas tarp m_2 ir atraminio paviršiaus.

Sausosios trinties jėgų išraiškos parašytos darant prielaidą, kad šios jėgos nepriklauso nuo santykinio greičio. Projektuojant mases veikiančias jėgas į koordinatinių ašis X ir Y gaunamos judesio lygtys:

$$\begin{cases} m_1 X_1'' + H_{1X} X_1' + K_{1X} X_1 + N\mu_1 \text{sign}(X'_1 - X'_2) = K_{1X} B \sin(\omega t + \varepsilon), \\ m_1 Y_1'' + (H_{1Y} + H_{2Y}) Y_1' + (K_{1Y} + K_{2Y})(Y_1 - Y_0) = K_{1Y} A \sin \omega t, \\ m_2 X_2'' + H_{2X}(X'_2 - X'_1) + K_{2X}(X_2 - X_1) + N\mu_1 \text{sign}(X'_2 - X'_1) + N\mu_2 \text{sign}X'_2 = 0. \end{cases} \quad (3.5)$$

čia $X' = d/dt$; $X'' = d^2/dt^2$

Kad gauti apibendrintus modeliavimo rezultatus, naudojami bedimensiniai parametrai:

$$\begin{aligned} \tau &= pt; \quad p = \sqrt{\frac{K_{2x}}{m_2}}; \quad x_1 = \frac{X_1}{l}; \quad x_2 = \frac{X_2}{l}; \quad y_1 = \frac{Y_1}{l}; \quad h_{1x} = \frac{H_{1x}}{m_1 p}; \quad h_{2x} = \frac{H_{2x}}{m_2 p}; \quad h_{1y} = \frac{H_{1y}}{m_1 p}; \\ h_{2y} &= \frac{H_{2y}}{m_1 p}; \quad h_y = h_{1y} + h_{2y}; \quad k_{1x} = \frac{K_{1x}}{K_{2x}}; \quad k_{1y} = \frac{K_{1y}}{m_1 p^2}; \quad k_{2y} = \frac{K_{2y}}{m_1 p^2}; \quad k_y = k_{1y} + k_{2y}; \\ \sigma &= \frac{m_1}{m_2}; \quad b = \frac{B}{l}; \quad a = \frac{A}{l}; \quad v = \frac{\omega}{p}; \quad n = \frac{N}{m_2 p^2 l}; \quad y_0 = \frac{Y_0}{l}; \quad \delta = \frac{\Delta}{l}; \quad n = k_y (y_0 + y_1); \\ l &= 1\mu m. \end{aligned}$$

Tuomet gaunamos judesio lygtys, išreikštos bedimensiniais parametrais:

$$\begin{cases} \ddot{x}_1 + h_{1x}\dot{x}_1 + k_{1x}\sigma x_1 + n\mu_1 \text{sign}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = k_{1x}b \sin(v\tau + \varepsilon), \\ \ddot{y}_1 + h_y\dot{y}_1 + k_y y_1 = k_{1y}a \sin v\tau + k_y y_0, \\ \ddot{x}_2 + h_{2x}(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + (x_2 - x_1) + n\mu_1 \text{sign}(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + n\mu_2 \text{sign}\dot{x}_2 = 0. \end{cases} \quad (3.6)$$

čia $\dot{x} = d/dt$; $\ddot{x} = d^2/dt^2$

Lygtys (3.6) naudojamos centravimo proceso modeliavimui.

3.2. Centravimo nesmūginu režimu modeliavimo rezultatai

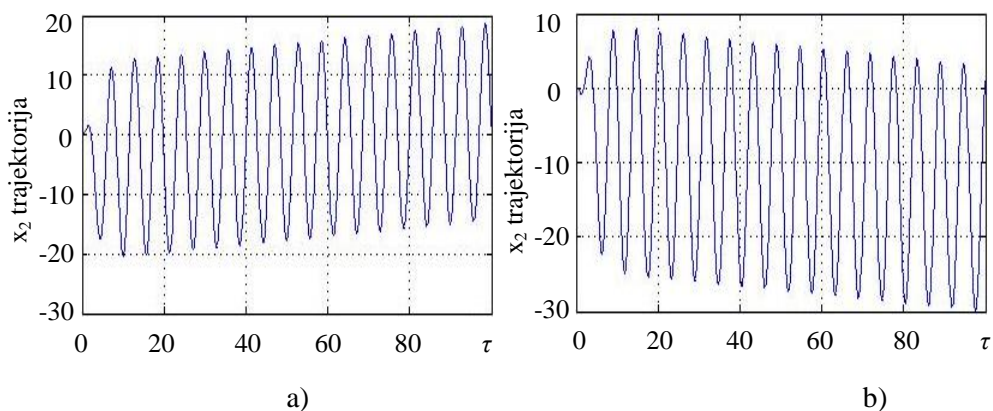
Remiantis detalių centravimo matematiniu modeliu, sudarytas skaitinis algoritmas ir parašyta skaičiuojamoji programa MATLAB terpėje (**priedas 1**). Nestabilių diferencialinių lygčių sprendimui panaudota MATLAB paprogramė *ode15s*. Kadangi mūsų dinaminė sistema aprašyta antros eilės diferencialinėmis lygtimis, skaičiavimuose jos perrašomos į pirmos eilės diferencialines lygtis [77]. Naudojame keitinius: $y_1 = x_1$, $y_2 = \dot{x}_1$, $y_3 = y_1$, $y_4 = \dot{y}_1$, $y_5 = x_2$, $y_6 = \dot{x}_2$. Dinaminė sistema aprašyta pirmos eilės diferencialinėmis lygtimis:

$$\begin{cases} \dot{y}_1 = y_2, \\ \dot{y}_2 = -h_{1x}y_2 + k_{1x}\sigma y_1 + n\mu_1 \text{sign}(y_2 - y_6) + k_{1x}b \sin(v\tau + \varepsilon), \\ \dot{y}_3 = y_4, \\ \dot{y}_4 = -h_y y_4 - k_y y_3 + k_{1y}a \sin v\tau + k_y y_0, \\ \dot{y}_5 = y_6, \\ \dot{y}_6 = -h_{2x}(y_6 - y_2) - (y_5 - y_1) - n\mu_1 \text{sign}(y_6 - y_2) + n\mu_2 \text{sign}y_6. \end{cases} \quad (3.7)$$

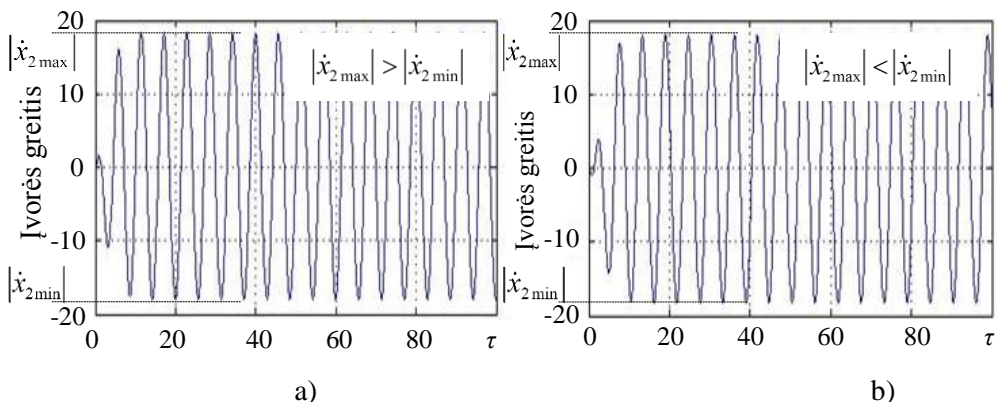
Skaičiavimų metu panaudoti šie pastovūs dydžiai: $b = 3$, $a = 2$, $k_{1x} = 5$, $k_{1y} = 0,3$, $k_{2y} = 0,3$, $h_{1x} = h_{1y} = h_{2x} = h_{2y} = 0,7$, $\varepsilon = 1,3$, $\mu_1 = 0,2$, $\mu_2 = 0,1$, $\sigma = 0,32$, $\delta = 1000$, $v = 0,2$, $y_0 = -3$. Modeliavimo pradinės sąlygos $x_1 = 0$, $\dot{x}_1 = 0$, $y_1 = 0$, $\dot{y}_1 = 0$, $x_2 = 0$, $\dot{x}_2 = 0$. Kai $\tau = 0$ normalinė reakcija lygi pradinei prispaudimo jėgai $n = k_y y_0$. Esant žadinimui n kinta ir priklauso nuo masės m_l koordinatės y_l , t.y.

$n = k_y y_1$. Centravimo sąlyga $x_2 = \delta$. Esant nesmūginiam centravimo režimui $y_1 \leq 0$. Skaitinių eksperimentų metu analizuojame pasirinkto parametro įtaką centravimo procesui, kai kiti parametrai išlieka pastovūs.

Strypas virpa ašine ir skersine kryptimis, o strypo galas juda elipsine trajektorija. Kai procesas yra nusistovėjęs, trinties jėgos atsirandančios kontakto tarp įvorės ir strypo vietoje, nukreipia įvorę ašių sutapdinimo kryptimi vieno žadinimo pusperiodžio metu. Kito pusperiodžio metu įvorė pasislenka atgal. Kadangi normalinio spaudimo jėga kinta dėl strypo išilginių virpesių, trinties jėgos F_{1fr} ir F_{2fr} irgi kinta. Todėl įvorės nueitas kelias ašių sutapdinimo kryptimi pirmo pusperiodžio metu visada didesnis už nueitą kelią nuo ašių sutapdinimo, kito pusperiodžio metu. Tipinė įvorės judesio trajektorija yra kylanti sinusoidė, kai įvorė centruojama su strypu (3.2 pav., a) ir besileidžianti sinusoidė, kai įvorė necentruojama su strypu, o tolsta nuo jo (3.2 pav., b).



3.2 pav. Įvorės judesio dėsnis: a) kai įvorė centruojama; b) kai įvorė necentruojama

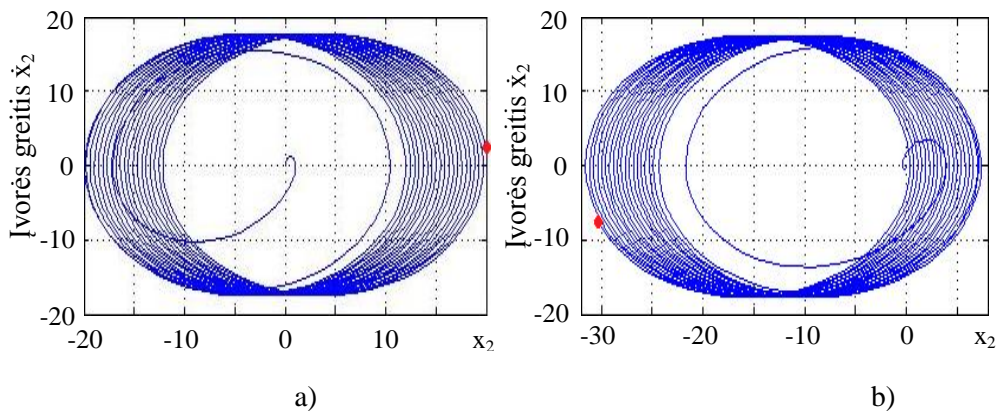


3.3 pav. Įvorės greitis: a) kai įvorė centruojama; b) kai įvorė necentruojama

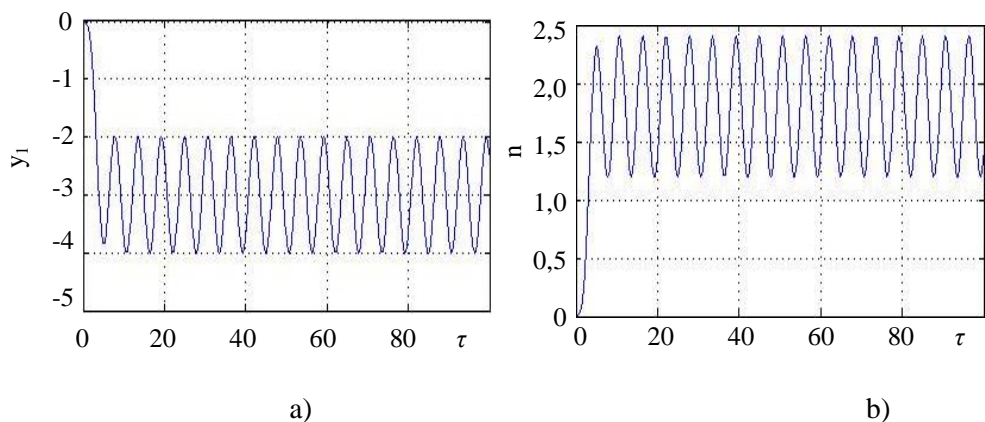
Dėl grįžtamai slenkamojo įvorės judėjimo pobūdžio, jos greitis kinta pagal sinuso dėsnį. Pradiniu laiko momentu įvorės greitis lygus nuliui. Jai pradėjus judėti, greitis pradeda didėti kol pasiekia maksimalų ir tuomet mažėja. Įvorei sustojus jos

greitis lygus nuliui. Tuomet greitis vėl pradeda didėti, bet šį kartą įvorė slenka į priešingą pusę. Kadangi įvorės nueitas kelias viena kryptimi yra didesnis nei kita, tai ir maksimalus greitis pirmo pusperiodžio metu nežymiai skiriasi nuo maksimalaus greičio antro pusperiodžio metu, kai įvorė centruojama su strypu (3.3 pav., a) ir atvirkščiai, kai necentruojama su strypu (3.3 pav., b)

Įvorės dinamiųjų savybių elgsena centravimo metu atvaizduota fazinėje plokštumoje (3.4 pav.). Kai įvorė centruojama su strypu, ji pradiniu laiko momentu iš statinės pusiausvyros padėties pereina į dinaminę padėtį (3.4 pav., a). Greičio priklausomybės nuo įvorės padėties grafikas „suka spiralę“ komponentų ašių sutapdinimo kryptimi iki kitos statinės pusiausvyros padėties (raudonas taškas), kai įvorės ir strypo centrinės ašys sutampa. Kai įvorė necentruojama, „spiralė sukama“ į priešingą pusę, kol įvorė, nutrūkus mechaniniam kontaktui su strypu, sustoja.

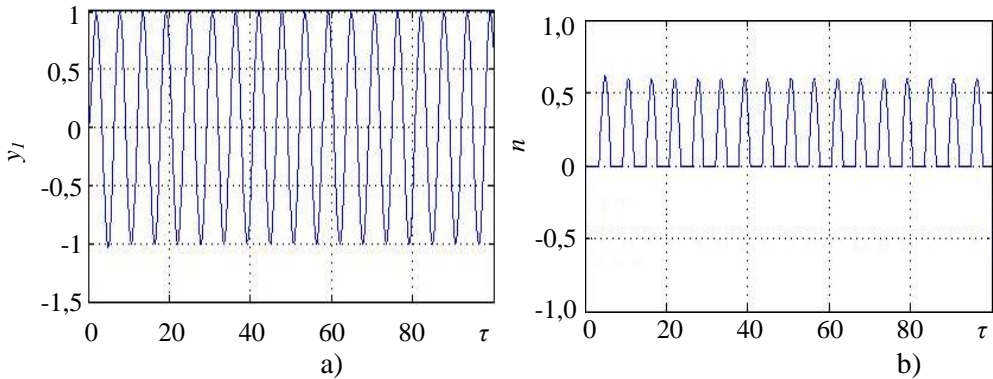


3.4 pav. Greičio priklausomybė nuo įvorės padėties: a) kai įvorė centruojama; b) kai įvorė necentruojama

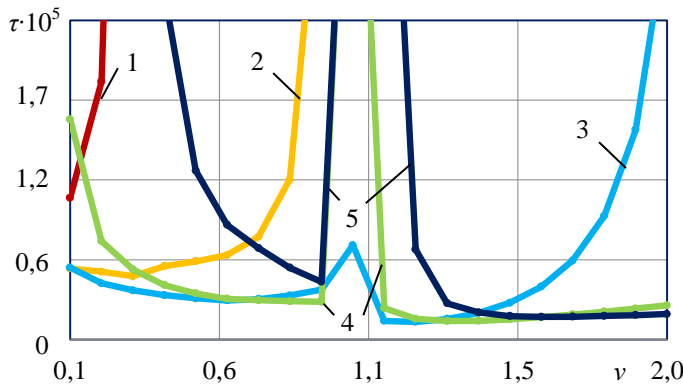


3.5 pav. Nesmūginis centravimo režimas: a) strypo išilginiai virpesiai; b) normalinio spaudimo jėga

Kadangi tiriamas nesmūginio režimo atvejis, normalinė reakcija centravimo metu turi būti didesnė už nulį. Tokio režimo užtikrinimui reikia palaikyti tinkamą santykį tarp pradinės prispaudimo jėgos ir žadinimo amplitudės išilgine kryptimi. **3.5 pav.** a) pavaizduota strypo padėtis Y kryptimi, kai deformacija dėl pradinio prispaudimo $y_0 = -3$, ir kinematinio žadinimo amplitudė $a = 2$. Žadinamas strypas svyruoja apie statinės pusiausvyros padėtį nepereidamas į ordinatės teigiamų reikšmių sritį ir taip išlaikydamas nenutrūkstama kontaktą su įvore. Normalinio spaudimo jėga irgi išlieka teigiama (**3.5 pav.**, b).



3.6 pav. Smūginis centravimo režimas: a) strypo išilginiai virpesiai; b) normalinio spaudimo jėga

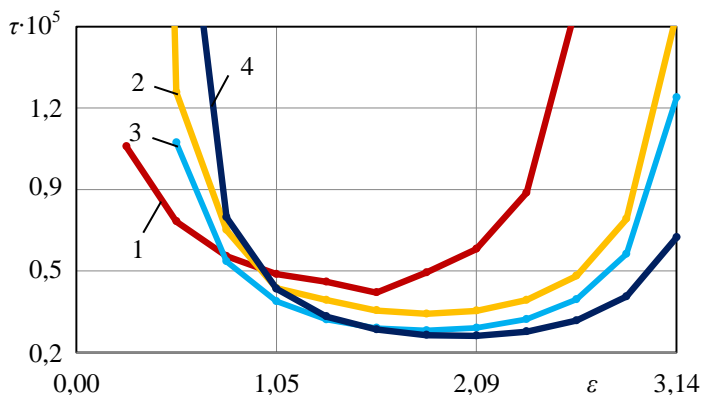


3.7 pav. Centravimo trukmės priklausomybė nuo žadinimo dažnio ν ; 1 – $\varepsilon=0$; 2 – $\varepsilon=0,79$; 3 – $\varepsilon=1,57$; 4 – $\varepsilon=2,36$; 5 – $\varepsilon=3,14$

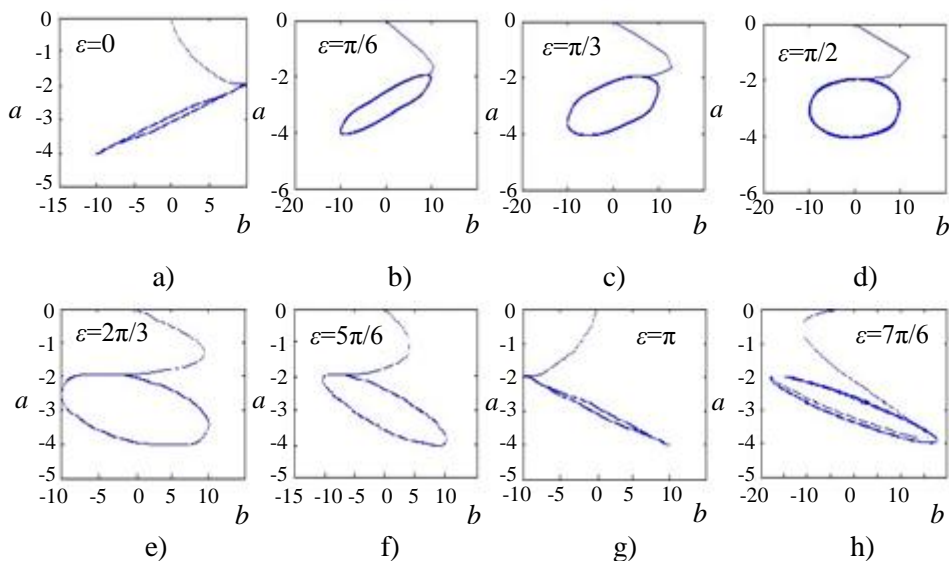
Centravimo proceso perėjimą į smūginį režimą vaizduoja **3.6 paveikslas**. Pradinio laiko momentu $\tau=0$ strypas liečiasi su įvore, bet jos nespaudžia, taigi ir deformacija dėl pradinio prispaudimo $y_0 = 0$. Įjungus žadinimą strypas pusę pusperiodžio būna teigiamoje ordinatės pusėje, o normalinio spaudimo jėga lygi nuliui. Įvorė su strypu nekontaktuoja ir trinties jėgos jos nestumia. Įvorė kurį laiką juda tik dėl inercijos. Kitą pusperiodį, kai strypas spaudžia įvorę, trinties jėgos atsirandančios kontakto vietoje suteikia jai judesį. Sistemai perėjus į smūginį režimą

kompiuterinės simuliacijos nutraukiamos, nes naudojamas modelis sukurtas tik nesmūginiam režimui tirti.

Centravimo laiko priklausomybės nuo žadinimo dažnio, esant skirtingam fazės poslinkiui tarp išilginių ir skersinių virpesių pavaizduotas **3.7 paveiksle**. Centravimo trukmė trumpiausia esant mažesnėms žadinimo dažnio vėrtėms, kai fazės poslinkis yra $0-\pi/2$. Žadinimo dažniui didėjant, centravimo trukmė didėja. Esant didesniam nei $\pi/2$ fazės poslinkiui, centravimo laikas mažėja žadinimo dažniui didėjant. Taip yra todėl, kad pasikeičia elipsinės trajektorijos posvyrio kampas ir sutrumpėja mažoji elipsės ašis. Taip pat galime stebėti staigų centravimo trukmės padidėjimą, kai žadinimo dažnis $\nu=1$. Šis centravimo trukmės padidėjimas nepriklauso nuo fazės poslinkio. Jis pasireiškia tuomet, kai strypo žadinimo dažnis ω sutampa su įvorės cikliniu dažniu p ašies X kryptimi.



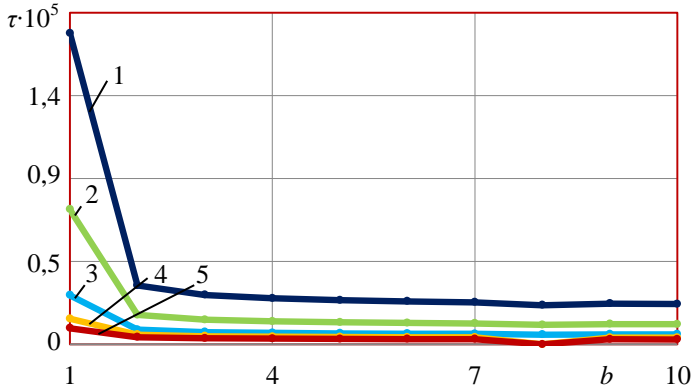
3.8 pav. Centravimo trukmės priklausomybės nuo fazės poslinkio ε ; 1 – $\nu=0,1$; 2 – $\nu=0,3$; 3 – $\nu=0,5$; 6 – $\nu=0,7$



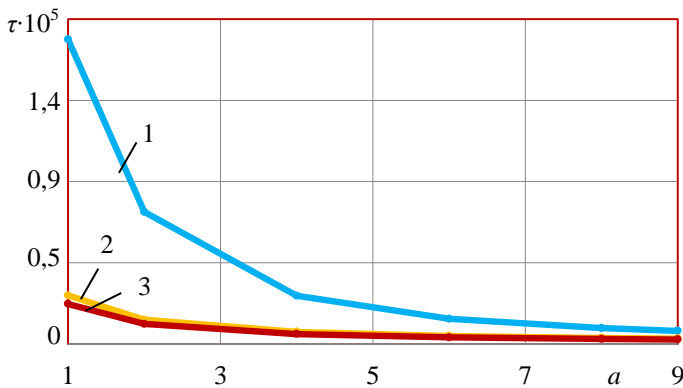
3.9 pav. Strypo judesio trajektorijos priklausomybės nuo fazės poslinkio ε

3.8 paveiksle pavaizduotos centravimo trukmės priklausomybės nuo fazės poslinkio tarp išilginių ir skersinių virpesių, esant skirtingiems žadinimo dažniams. Priklausomybės yra parabolės pobūdžio, o tai reiškia, jog egzistuoja toks parametru derinys, kai centravimo trukmė yra sparčiausia. Bendruoju atveju, žadinimo dažniui didėjant, centravimo laikas ilgėja, kai $\varepsilon < \pi/4$. Kai $\varepsilon > 5\pi/12$ centravimo laikas trumpėja, žadinimo dažniui didėjant. Fazių poslinkio ruože tarp $\pi/4$ ir $5\pi/12$ visos kreivės susikerta, o tai reiškia, kad centravimo laikas yra praktiškai vienodas ir nepriklauso nuo žadinimo dažnio.

Nuo fazės poslinkio priklauso strypo galo judesio trajektorija ir jos kryptis (**3.9 pav.**). Įvorė susicentruoja su strypu tada, kai strypo trajektorijos kryptis priešinga laikrodžio rodyklės sukimosi kryptčiai (**3.9 pav. b-f**). Šiuo atveju fazės poslinkis kinta nuo $\pi/6$ iki $5\pi/6$ radianų. Jei fazės poslinkis didesnis nei π (**3.9 pav. h**) strypo trajektorijos kryptis sutampa su laikrodžio rodyklės kryptimi ir įvorė nebecentruojama su strypu, o tolsta nuo jo. Kai fazės poslinkis lygus 0 arba π radianų (**3.9 pav. a, g**), centravimo procesas tampa labai nestabilus ir dėl žadinimo dažnio pokyčių įvorė gali būti centruojama su strypu arba tolti nuo jo.



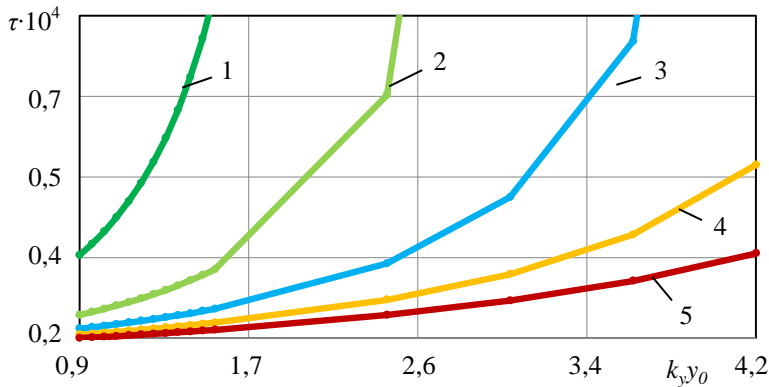
3.10 pav. Centravimo trukmės priklausomybės nuo strypo skersinių virpesių amplitudės b ; 1 – $a=1$; 2 – $a=2$; 3 – $a=4$; 4 – $a=6$; 5 – $a=8$



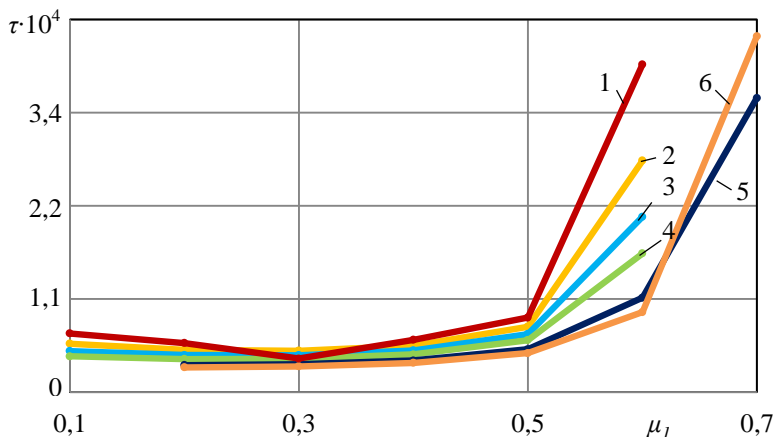
3.11 pav. Centravimo trukmės priklausomybės nuo strypo išilginių virpesių amplitudės a ; 1 – $b=1$; 2 – $b=3$; 3 – $b=9$

Kitas veiksnys, turintis tiesioginę įtaką centravimo trukmei, yra skersinių ir išilginių strypo virpesių amplitudės. Skersinių virpesių amplitudei didėjant, centravimo trukmė sparčiai mažėja, tačiau pasiekus ribinę vertę, kuri mūsų atveju lygi 2, tolesnis amplitudės didėjimas centravimo trukmei praktiškai neturi įtakos (3.10 pav.). Žymiai didesnę įtaką proceso trukmei turi išilginiai virpesiai. Jų amplitudei didėjant, centravimo trukmė tolydžiai mažėja (3.11 pav.).

Kadangi stūmos jėga susidaro dėl trinties jėgų tarp įvorės ir strypo, pradinio spaudimo jėga tarp šių detalių turi lemiamos įtakos jų centravimui (3.12 pav.). Stabiliam centravimo procesui užtikrinti, prispaudimo jėga turi būti reikiamo dydžio, bet ne mažesnė nei 0,9. Jei prispaudimo jėga mažesnė, atsiranda smūginis centravimo režimas ir mūsų matematinis modelis nustoja galiojės. Norint sistemą išvesti iš smūginio režimo, būtina padidinti pradinio prispaudimo jėgą. Tačiau, norint užtikrinti trumpiausią centravimo trukmę, reikia nustatyti kaip galima mažesnę prispaudimo jėgą. Prispaudimo jėgai didėjant, centravimo trukmė didėja ir kuo mažesni skersiniai virpesiai, tuo sparčiau ji didėja.

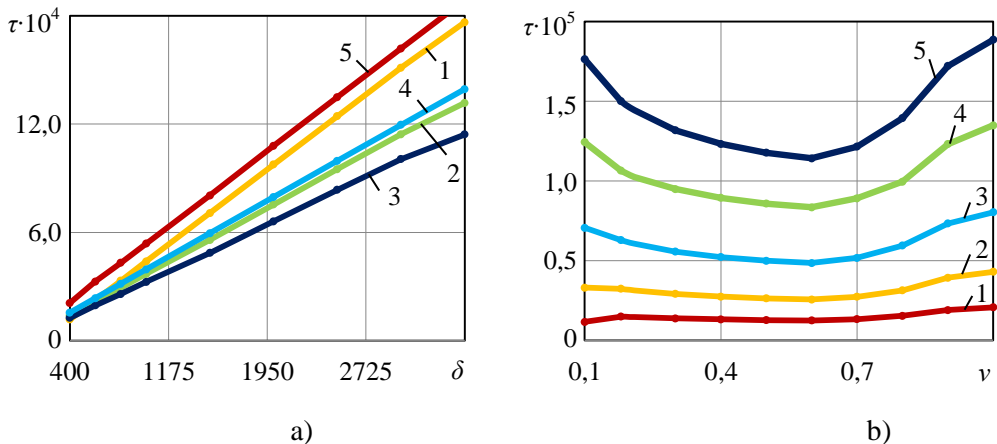


3.12 pav. Centravimo trukmės priklausomybės nuo pradinio prispaudimo $k_y y_0$, kai $a=6$; 1 – $b=1$; 2 – $b=2$; 3 – $b=3$; 4 – $b=4$; 5 – $b=5$



3.13 pav. Centravimo laiko priklausomybė nuo trinties koeficiento μ_1 , kai $a=6$: 1 – $\mu_2=0,06$; 2 – $\mu_2=0,08$; 3 – $\mu_2=0,1$; 4 – $\mu_2=0,12$; 5 – $\mu_2=0,16$; 6 – $\mu_2=0,18$

Centravimo metu įvorė veikia dvi trinties jėgos. Tai trinties jėga tarp strypo ir įvorės, kuri suteikia jai postūmį, bei trinties jėga tarp įvorės ir pagrindo, kuri ją stabdo. Trinties jėgos tiesiogiai priklauso nuo trinties koeficiento tarp besiliečiančių paviršių. Koeficientui μ_1 didėjant centravimo trukmė išlieka stabili, matomas tik nedidelis centravimo proceso greitėjimas ties $\mu_1=0,3$ (3.13 pav.). Kai trinties koeficientas yra didesnis nei 0,5, stebimas staigus centravimo trukmės padidėjimas. Trinties koeficientas μ_2 tarp įvorės ir pagrindo turėtų būti kuo mažesnis. Kai $\mu_2>0,12$, centravimo procesas vyksta, kai $\mu_1>0,2$. Kai $\mu_2>0,19$ centravimo procesas nebevyksta.



3.14 pav. Centravimo trukmės priklausomybės nuo: a) ašių nesutapimo δ ; 1 – $\nu=0,1$; 2 – $\nu=0,3$; 3 – $\nu=0,6$; 4 – $\nu=0,8$; 5 – $\nu=1,0$, b) žadinimo dažnio ν ; 1 – $\delta=400$; 2 – $\delta=800$; 3 – $\delta=1500$; 4 – $\delta=2500$; 5 – $\delta=3500$

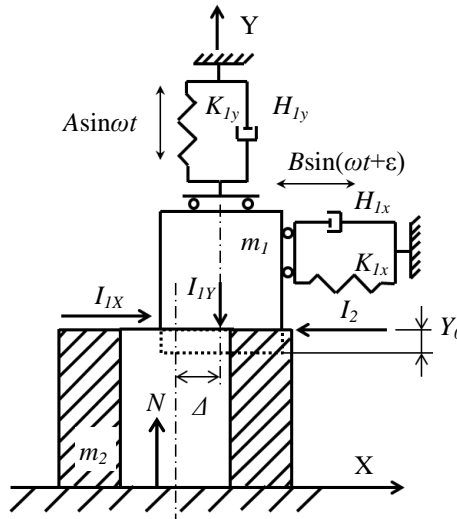
Centravimas vyksta esant skirtingoms ašių nesutapimo vertėms ir skirtingam žadinimo dažniui (3.14 pav.) Proceso trukmė ilgėja ašių nesutapimui didėjant. Kreivių pobūdis tiesinis ir nepriklauso nuo žadinimo dažnio. Esant ašių nesutapimui $\delta<800$, žadinimo dažnio įtaka centravimo trukmei minimali ir tik ašių nesutapimui didėjant, žadinimo dažnio įtaka tampa pastebima. Komponentai sparčiausiai sutapdinami kai masė m_1 virpa rezonansiniu dažniu. Jei žadinimo dažnis tolsta nuo rezonansinio, sutapdinimo trukmė didėja, kol procesas visai sustoja ir detalės nebecentruojamos. Skaitinio modeliavimo metu gautos priklausomybės, kokybine prasme, gerai dera su eksperimentinėmis, kas patvirtina mūsų naudoto matematinio modelio atitikimą realiai sistemai.

3.3. Smūginio centravimo proceso dinaminis modelis ir judesio lygtys

Atliekant strypo ir įvorės centravimo eksperimentus nustatyta, kad tam tikrais momentais gali atsirasti smūginis centravimo režimas, kai išnyksta kontaktinė sąveika tarp žadinamo strypo galo ir įvorės. Tuomet strypas atitrūksta nuo įvorės paviršiaus ir po kurio laiko tam tikru greičiu smūgiuoja į įvorę. Toks režimas atsiranda esant didesnėms strypo galo virpesių ašine kryptimi amplitudėms arba, kai strypas prispaudžiamas prie įvorės mažesne jėga. Centravimo metu vyksta

pasikartojanti strypo ir įvorės smūginė sąveika. Strypas nuo įvorės atitrūksta tada, kai normalinė žadinimo jėgos dedamoji būna didesnė už pradinę detalių prispaudimo jėgą.

Norint atlikti smūginio centravimo modeliavimą reikia sudaryti smūgiuojančio kūno judėjimo virš atramos ir smūginės sąveikos lygtis. Strypą atvaizduojantis kūnas virpa normaline ir tangentine kryptimis. Atstojamoji kūno judėjimo trajektorija priklauso nuo žadinimo dedamųjų amplitudžių ir jų fazės poslinkio. Priklausomai nuo šių parametru, judėjimo trajektorija vertikaloje plokštumoje gali būti apskritiminė, elipsinė ir tiesinė nukreipta kampų į horizontalę. Dėl to centravimo metu vyksta ne tiesinis, o įstrižas smūgis.



3.15 pav. Kontakcinės sąveikos modelis

Kūno m_1 judėjimą (3.15 pav.), kai jis atitrūksta nuo įvorę vaizduojančio kūno m_2 , apibrėžia lygtys

$$\begin{cases} m_1 X_1'' + H_{1x} X_1' + K_{1x} X_1 = K_{1x} B \sin(\omega t + \epsilon), \\ m_1 Y_1'' + H_{1y} Y_1' + K_{1y} (Y_1 - Y_0) = K_{1y} A \sin \omega t. \end{cases} \quad (3.8)$$

Kūno m_1 įstriži smūgiai sukelia kūno m_2 judėjimą, kurį apibrėžia lygtis:

$$m_2 X_2'' + N \mu_2 \text{sign} X_2' = 0 \quad (3.9)$$

Naudojami bedimensiniai dydžiai:

$$\tau = pt; \quad p = \sqrt{\frac{K_{1x}}{m_1}}; \quad x_1 = \frac{X_1}{l}; \quad x_2 = \frac{X_2}{l}; \quad y_1 = \frac{Y_1}{l}; \quad h_{1x} = \frac{H_{1x}}{m_1 p}; \quad h_{1y} = \frac{H_{1y}}{m_1 p};$$

$$k_{1x} = \frac{K_{1x}}{K_{2x}}; \quad k_{1y} = \frac{K_{1y}}{m_1 p^2}; \quad \sigma = \frac{m_1}{m_2}; \quad b = \frac{B}{l}; \quad a = \frac{A}{l};$$

$$v = \frac{\omega}{p}; \quad n = \frac{N}{m_2 p^2 l}; \quad N = m_2 g; \quad d = \frac{g}{p^2 l}; \quad y_0 = \frac{Y_0}{l}; \quad \partial = \frac{\Delta}{l}; \quad l = 1 \mu m.$$

Atšokusio kūno m_1 judėjimo lygtys bedimensinėje formoje:

$$\begin{cases} \ddot{x}_1 + h_{1x} \dot{x}_1 + x_1 = k_{1x} b \sin(v\tau + \varepsilon), \\ \ddot{y}_1 + h_{1y} \dot{y}_1 + k_{1y} y_1 = k_{1y} a \sin v\tau + k_{1y} y_0. \end{cases} \quad (3.10)$$

Bedimensinė kūno m_2 judėjimo lygtis:

$$\ddot{x}_2 + \sigma d \mu_2 \operatorname{sign} \dot{x}_2 = 0. \quad (3.11)$$

Abiejų kūnų sąveiką įstrižoju smūgio metu apibrėžia smūgio lygtys. Aprašant įstrižąjį smūgį tarsime, kad normalinio smūgio greičio dedamosios kinta pagal tiesaus smūgio dėsnį ir nepriklauso nuo tangentinių greičio dedamųjų. Esant tiesiam smūgiui, kūno m_1 normalinis greitis po smūgio išreiškiamas priklausomybe [78]:

$$\dot{y}_1^+ = -R \dot{y}_1^-. \quad (3.12)$$

čia \dot{y}_1^- - kūno m_1 greitis prieš smūgį, R - greičio atstatymo koeficientas.

Smūginei sąveikai apibrėžti naudosime sausosios trinties hipotezę, kuri nustato tangentinių ir normalinių smūgio impulsų ryšį

$$I_{1x} = \mu I_{1y}. \quad (3.13)$$

čia I_{1x}, I_{1y} - smūgio impulsai, μ - sausosios trinties koeficientas

Nagrinėdami įstrižą smūgį tarsime, kad kūnų praslydimo greitis smūgio intervale visada teigiamas. Toks smūgis vadinamas slystamuuju. Tik esant slystamajam smūgiui galioja normalinio greičio atstatymo lygtis (3.12). Slystamojo smūgio atveju išskiriamos dvi smūgio fazės. Pirmoji - apkrovos fazė, nuo susilietimo momento iki maksimalios paviršių deformacijos ir antroji - apkrovos mažėjimo fazė, nuo deformacijos pabaigos momento iki kūnų sąlyčio nutrūkimo momento.

Kūnui m_1 smūgiuojant į kūną m_2 pirmoje (apkrovos) fazėje pagal impulsų teoremą galima parašyti:

$$I_{1y}^{(i)} = -m_1 \dot{y}_1^-. \quad (3.14)$$

$$I_{1x}^{(i)} = m_1 (\dot{x}_0 - \dot{x}_1^-) \quad (3.15)$$

čia $-\dot{x}_1^-$, \dot{y}_1^- - kūno m_1 greičiai prieš smūgį, \dot{x}_0 - absoliutus slydimo greitis pirmosios smūgio fazės pabaigos momentu.

Įrašius (3.14) ir (3.15) į (3.13) išraišką, gauname:

$$\dot{x}_0 = \dot{x}_1^- - \mu \dot{y}_1^- \quad (3.16)$$

Smūgio momentu tangentinio greičio kryptis negali keistis, dėl to $\dot{x}_0 \geq 0$. Iš (3.16) gaunama:

$$\dot{x}_1^- / \dot{y}_1^- \geq \mu.$$

Tai kūno m_1 savistabdos išvengimo sąlyga. Kai ši sąlyga netenkinama, tangentinis kūno m_1 poslinkis nutrūksta jau pirmosios smūgio fazės metu ir jis turėtų atšokti nuo kūno m_2 normalės kryptimi. Kadangi nagrinėjamas slystamojo smūgio atvejis, dėl to pirmosios smūgio fazės pabaigoje kūnas m_1 neatšoka ir smūgio procesas tęsiasi. Tuomet antrosios smūgio fazės pabaigoje galima parašyti šias išraiškas:

$$I_{1y}^{(2)} = m_1 \dot{y}_1^+ \quad (3.17)$$

$$I_{1x}^{(2)} = m_1 (\dot{x}_1^+ - \dot{x}_0) \quad (3.18)$$

čia \dot{x}_1^+ , \dot{y}_1^+ - kūno m_1 greičiai po smūgio.

Išraiškos (3.17) ir (3.18) susiejus priklausomybe (3.13) ir atsižvelgiant į (3.12) ir (3.16) išraiškas, apskaičiuojamas tangentinis kūno m_1 greitis po smūgio:

$$\dot{x}_1^+ = \dot{x}_1^- - \mu \dot{y}_1^- (1 + R) \quad (3.19)$$

Kūno m_1 tangentiniai smūgio impulsai priverčia kūną m_2 slinkti ašiu sutapdinimo kryptimi. Kūnų smūgio impulsų išraiškos pagal impulsų teoremą:

$$\begin{cases} I_{1x} = m_1 (\dot{x}_1^- - \dot{x}_1^+) \\ I_{2x} = m_2 (\dot{x}_2^- - \dot{x}_2^+) \end{cases} \quad (3.20)$$

Kūno m_1 smūgio impulsai kūnui m_2 perduodami trintimi, dėl to galima parašyti:

$$I_{2x} = -\mu I_{1x} \quad (3.21)$$

Įrašius į (3.21) impulsų išraiškas (3.20) ir atsižvelgus į (3.19) gauname kūno m_2 greičio po slystamojo smūgio apskaičiavimo išraišką:

$$\dot{x}_2^+ = \dot{x}_2^- + \frac{1}{\sigma} \mu^2 (1 + R) \dot{y}_1^- \quad (3.22)$$

Modeliavimo metu išraiškos (3.12), (3.19) ir (3.22) naudojamos kūnų m_1 ir m_2 greičiams po smūgio apskaičiuoti.

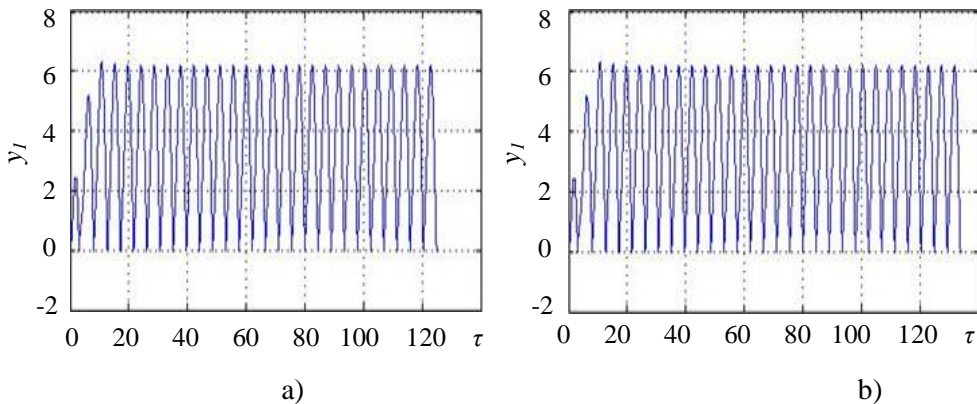
3.4. Centravimo smūginio režimo modeliavimo rezultatai

Smūginiam centravimo procesui modeliuoti sudaryta programa (**priedas 2**) Matlab aplinkoje. Kaip ir nesmūginio centravimo atveju, dinaminės sistemos judesio lygtys, panaudojus keitinius $y_1 = x_1$, $y_2 = \dot{x}_1$, $y_3 = y_1$, $y_4 = \dot{y}_1$, $y_5 = x_2$, $y_6 = \dot{x}_2$, perrašomos pirmos eilės diferencialinėmis lygtimis:

$$\begin{cases} \dot{y}_1 = y_2, \\ \dot{y}_2 = -h_{1x}y_2 - y_1 + k_{1x}b\sin(\nu\tau + \varepsilon), \\ \dot{y}_3 = y_4, \\ \dot{y}_4 = -h_{1y}y_4 - k_{1y}y_3 + k_{1y}a\sin\nu\tau + k_{1y}y_0, \\ \dot{y}_5 = y_6, \\ \dot{y}_6 = -\sigma d\mu_2 \operatorname{sign}y_6. \end{cases} \quad (3.23)$$

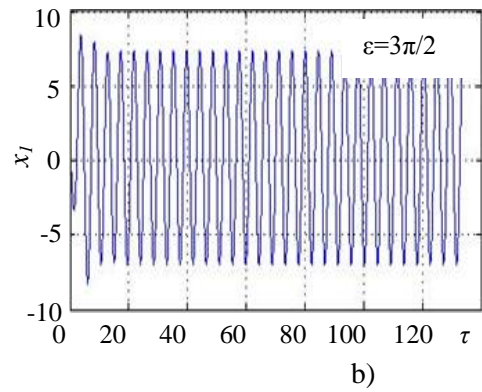
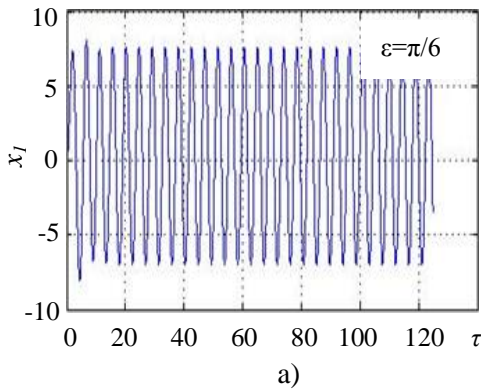
Skaitinių eksperimentų metu naudoti šie pastovūs dydžiai: $b = 3$, $a = 2$, $k_{1x} = 5$, $k_{1y} = 0,3$, $h_{1x} = h_{1y} = 0,7$, $\varepsilon = 1,57$, $\mu_1 = 0,2$, $\mu_2 = 0,1$, $\sigma = 0,32$, $\delta = -1000$, $\nu = 1,4$, $y_0 = -1$, $n = 1$, $R = 0,7$ bei pradinės sąlygos $x_1 = 0$, $\dot{x}_1 = 0$, $y_1 = 0$, $\dot{y}_1 = 0$, $x_2 = 1000$, $\dot{x}_2 = 0$. Centravimo sąlyga $x_2 = 0$.

Žadinamas strypas virpa išilgine bei skersine kryptimis ir smūgiuoja į įvorę. Įvorės deformacija įvertinama smūgio atstatymo koeficientu R . Smūgio metu perduodama smūgio energija įvorėi ir suteikiamas poslinkis ašių sutapdinimo kryptimi. Po energijos perdavimo strypas atitrūksta nuo įvorės, o pastaroji dėl inercijos juda toliau iki sekančio smūgio. Centravimo atveju, kai įvorė juda ašių sutapdinimo kryptimi, ar tolsta nuo jo, kai įvorė necentruojama su strypu, strypo galas niekada nepereina į neigiamą ordinatės pusę (**3.16 pav.**). Abiem atvejais strypo išilginiai virpesiai yra identiški. Tuo momentu, kai $y_1 = 0$ įvyksta smūgis tarp detalių.

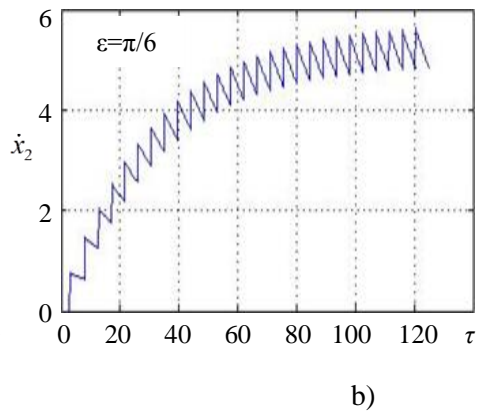
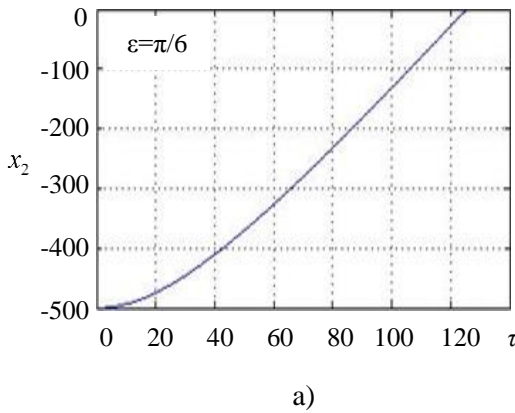


3.16 pav. Strypo galo išilginiai virpesiai: a) kai įvorė centruojama; b) kai įvorė necentruojama

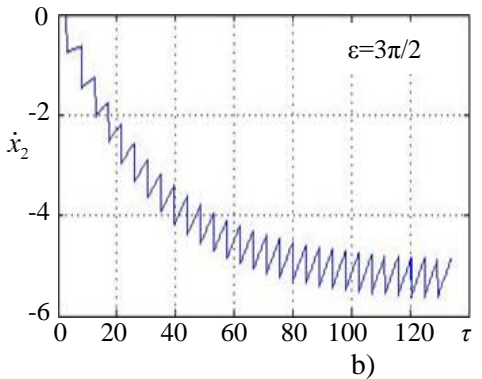
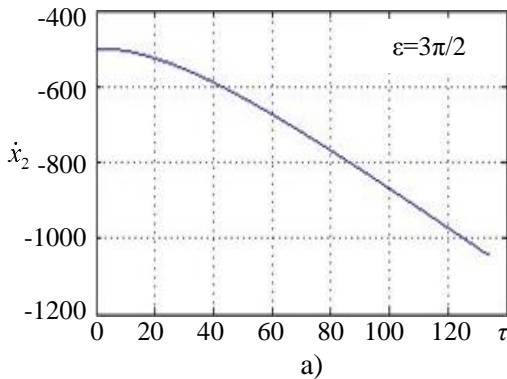
Įvorės judėjimo kryptis priklauso nuo fazės poslinkio tarp išilginių ir skersinių strypo galo virpesių. **3.17 paveiksle** parodyta skersinių strypo virpesių grafikai, esant skirtingiems fazės poslinkiams tarp virpesių dedamųjų, kai įvorė centruojama ir kai necentruojama. Pirmuoju atveju, sužadintų skersinių virpesių, amplitudė didėja teigiama ordinatės kryptimi, antruoju atveju neigiama.



3.17 pav. Strypo galo skersiniai virpesiai: a) kai įvorė centruojama; b) kai įvorė necentruojama



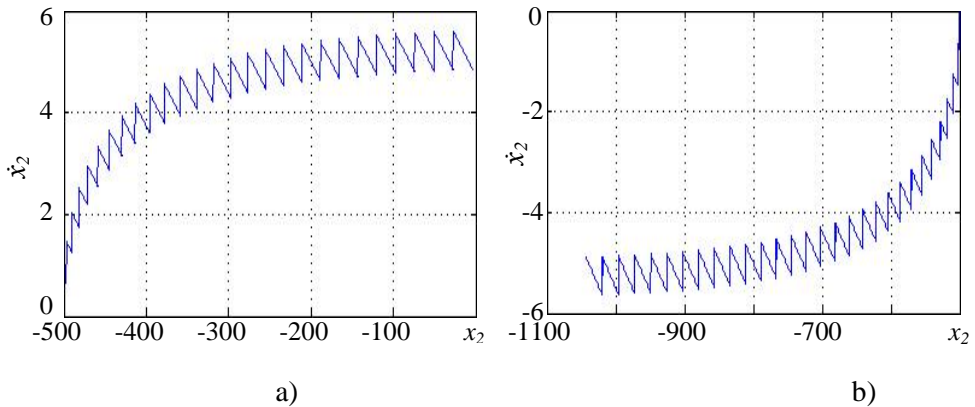
3.18 pav. Centruojamos įvorės judesio dėsnis a) judėjimo trajektorija; b) įvorės greičio grafikas



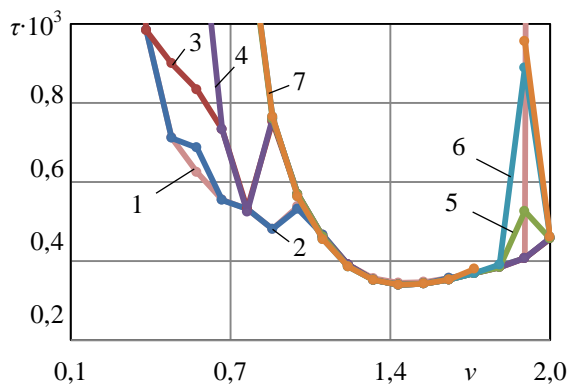
3.19 pav. Necentruojamos įvorės judesio dėsnis a) judėjimo trajektorija; b) įvorės greičio grafikas

Skirtingai nuo nesmūginio centravimo režimo, smūginio režimo metu įvorė nesustoja ir nekeičia judėjimo krypties. Smūgio metu impulso veikiamą įvorę pradeda judėti maksimaliu greičiu ir dėl trinties į atramos paviršiu jos greitis lėtėja, kol strypas vėl smūgiuoja į ją (3.18, 3.19 pav.). Skirtumas tarp maksimalaus ir minimalaus įvorės greičio priklauso nuo žadinimo dažnio. Kuo dažnesni smūgiai į įvorę, tuo įvorės slinkimo greitis pastovesnis. Tuo atveju, kai įvorė centruojama su strypu, jos greitis teigiamas. Jei įvorės greitis neigiamas, ji tolsta nuo strypo.

Smūginio centravimo režimo metu, įvorės judėjimas yra vienpusis, o ne grįžtamo slenkamojo pobūdžio, kaip nesmūginio režimo atveju. Kai įvorė centruojama, jos greitis didėja eksponentiškai. Centravimas vyksta kol įvorės ir strypo ašys sutampa (3.20 pav., a). Greičio ženklas viso centravimo metu išlieka teigiamas. Kai įvorė necentruojama, jos greitis nuo nulinės vertės irgi didėja eksponentiškai, tačiau šiuo atveju įvorė tolsta nuo strypo tol kol išlieka smūginė sąveika tarp jų (3.20 pav., b). Kadangi įvorės judėjimo kryptis nukreipta nuo strypo centro, jos greitis laikomas neigiamu.

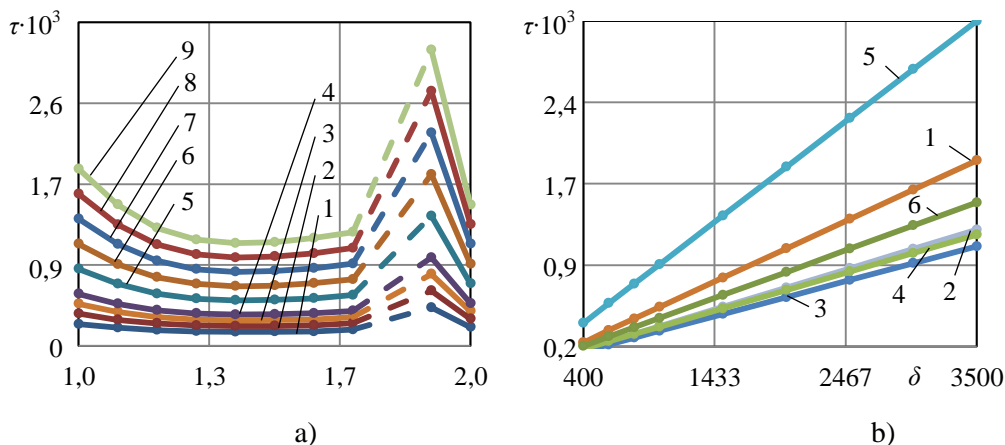


3.20 pav. Greičio priklausomybė nuo įvorės padėties: a) kai įvorė centruojama; b) kai įvorė necentruojama

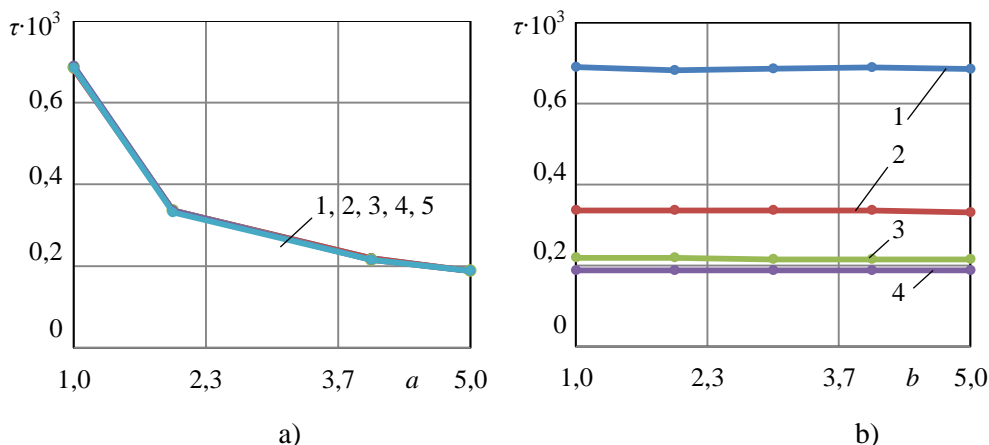


3.21 pav. Centravimo laiko priklausomybė nuo žadinimo dažnio: 1 - $\epsilon=0$; 2 - $\epsilon=0,26$; 3 - $\epsilon=0,52$; 4 - $\epsilon=0,79$; 5 - $\epsilon=1,05$; 6 - $\epsilon=1,31$; 7 - $\epsilon=1,57$

Kaip ir nesmūginio centravimo metu, sparčiam ir patikimam centravimo procesui užtikrinti smūginio režimo metu reikia suderinti žadinimo ir mechaninės sistemos parametrus. Įvorė patikimai centruojama, kai strypo žadinimo dažnis ω sutampa arba yra didesnis nei jo ciklinis dažnis p , t.y. $\nu=1 - 1,7$ (**3.21 pav.**). Šiame dažnių ruože centravimo trukmė priklausomai nuo fazių poslinkio tarp išilginių ir skersinių virpesių gali skirtis iki 7 %. Žadinimo dažniui didėjant, centravimo trukmė mažėja ir pasiekia minimalią reikšmę, kai $\nu=1,4$. Toliau dažniui didėjant, sutapdinimo trukmė didėja. Kai $\nu<1$ arba $\nu>1,4$ centravimo trukmė sunkiai nuspėjama ir esant mažiem dažnio pokyčiams, smarkiai kinta.



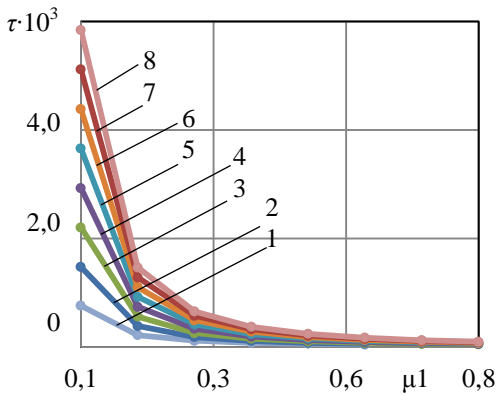
3.22 pav. Centravimo laiko priklausomybė nuo: a) žadinimo dažnio: 1 - $\delta=400$; 2 - $\delta=600$; 3 - $\delta=800$; 4 - $\delta=1000$; 5 - $\delta=1500$; 6 - $\delta=2000$; 7 - $\delta=2500$; 8 - $\delta=3000$; 9 - $\delta=3500$; b) ašių nesutapimo: 1 - $\nu=1$; 2 - $\nu=1,2$; 3 - $\nu=1,5$; 4 - $\nu=1,7$; 5 - $\nu=1,9$; 6 - $\nu=2$;



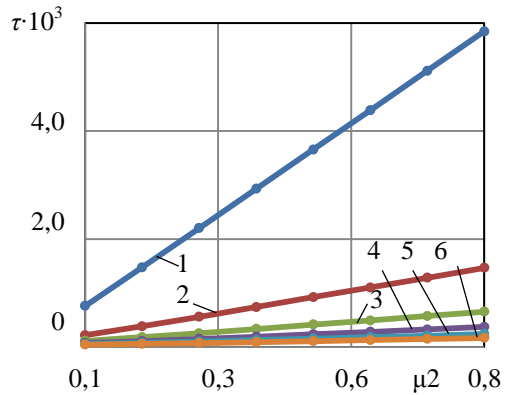
3.23 pav. Centravimo laiko priklausomybė nuo: a) išilginių virpesių amplitudės: 1 - $b=1$; 2 - $b=2$; 3 - $b=3$; 4 - $b=4$; 5 - $b=5$; b) skersinių virpesių amplitudės: 1 - $a=1$; 2 - $a=2$; 3 - $a=4$; 4 - $a=5$;

Ašių nesutapimui didėjant, centravimo trukmė didėja tiesiškai ir kreivės kitimo pobūdis nepriklauso nuo žadinimo dažnio (3.22 pav., b). Žadinimo dažnio įtaka centravimo trukmei, kai ašių nesutapimas $\delta > 800$, yra minimali (3.22 pav., a). Tik ašių nesutapimui didėjant, išryškėja dažnis, kuriam esant centravimas yra sparčiausias. Jei žadinimo dažnis yra daugiau nei 1,7, sutapdinimas visai nevyksta. Kai $\nu \geq 1,9$ sutapdinimo procesas atsinaujina, tačiau esant mažiems žadinimo dažnio pokyčiams, centravimo trukmė staigiai sumažėja.

Didėjant išilginių virpesių amplitudei, sutapdinimo trukmė mažėja eksponentiškai (3.23 pav., a). Tuo tarpu skersinių virpesių amplitudė, jeigu tik ji nėra lygi nuliui, visiškai neįtakoja centravimo trukmės (3.23 pav., b).

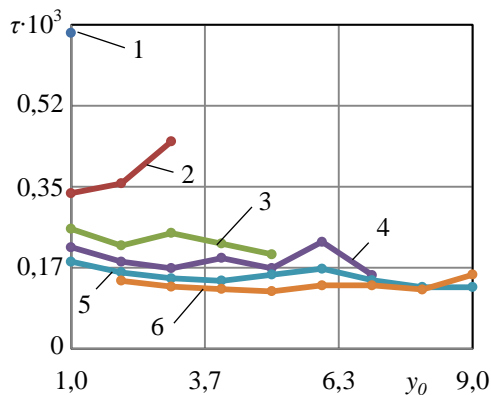


a)

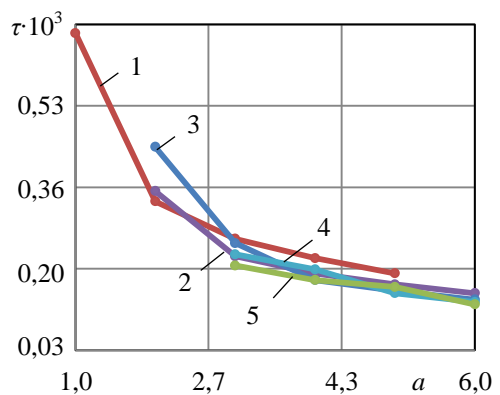


b)

3.24 pav. Centravimo laiko priklausomybė nuo: a) trinties koeficiento μ_1 : 1 – $\mu_2=0,1$; 2 – $\mu_2=0,2$; 3 – $\mu_2=0,3$; 4 – $\mu_2=0,4$; 5 – $\mu_2=0,5$; 6 – $\mu_2=0,6$; 7 – $\mu_2=0,7$; 8 – $\mu_2=0,8$; b) trinties koeficiento μ_2 : 1 – $\mu_1=0,1$; 2 – $\mu_1=0,2$; 3 – $\mu_1=0,3$; 4 – $\mu_1=0,4$; 5 – $\mu_1=0,5$; 6 – $\mu_1=0,6$;



a)

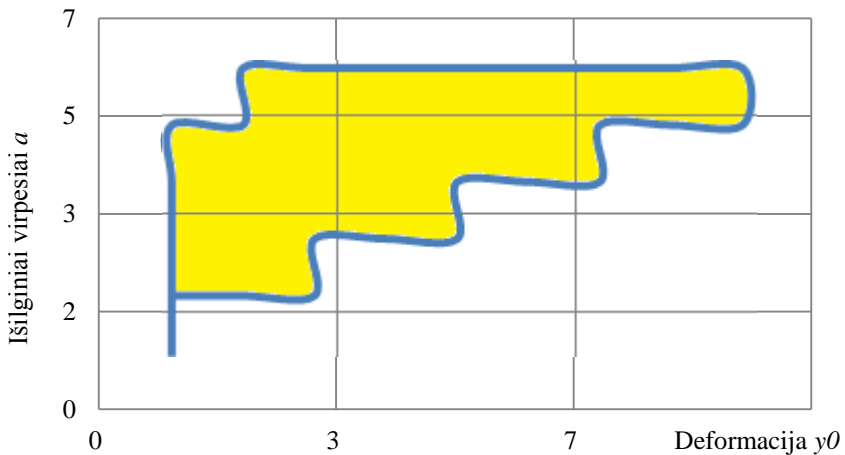


b)

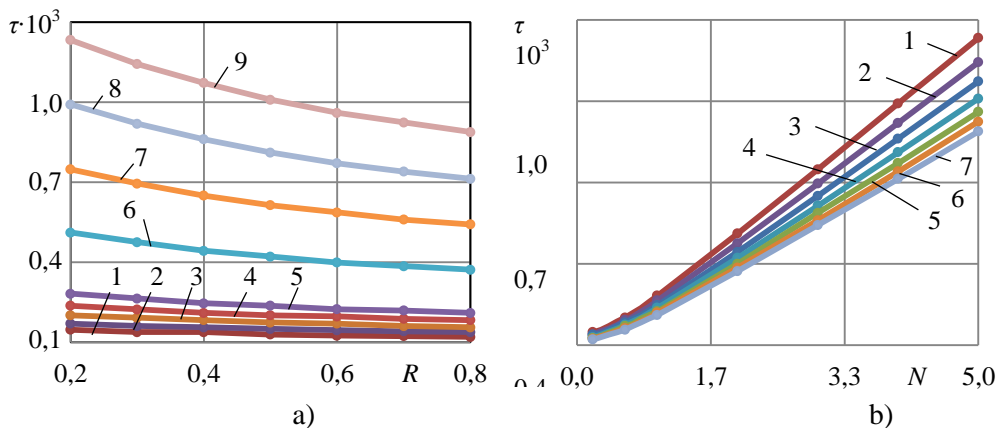
3.25 pav. Centravimo laiko priklausomybė nuo: a) deformacijos y_0 : 1 – $a=1$; 2 – $a=2$; 3 – $a=3$; 4 – $a=4$; 5 – $a=5$; 6 – $a=6$; b) strypo išilginių virpesių amplitudės: 1 – $y_0=1$; 2 – $y_0=2$; 3 – $y_0=3$; 4 – $y_0=4$; 5 – $y_0=5$

Trinties jėgų tarp įvorės ir strypo bei įvorės ir pagrindo įtaka proceso trukmei įvertinta trinties koeficientais μ_1 ir μ_2 . Didėjant trinties jėgai tarp įvorės ir strypo, centravimo trukmė mažėja eksponentiškai (3.24 pav., a). Tuo tarpu trinties jėgai didėjant tarp įvorės ir pagrindo, centravimo trukmė didėja tiesiškai (3.24 pav., b).

Deformacija dėl pradinio prispaudimo y_0 ir strypo išilginių virpesių amplitudė yra glaudžiai tarpusavyje susiję parametrai turintys įtakos centravimo trukmei. Deformacijai y_0 didėjant centravimo trukmė nežymiai mažėja, tačiau centravimas nutrūksta, kai išilginių virpesių amplitudė tampa nepakankama ir strypas nebesmūgiuoja į įvorę (3.25 pav., a). Išilginiam strypo virpesiam didėjant, centravimo laikas mažėja eksponentiškai. Tačiau centravimas vyksta tik tuomet, kai išilginių virpesių amplitudė didesnė už pradinę deformaciją (3.25 pav., b).



3.26 pav. Patikimo centravimo sritis priklausomai nuo virpesių amplitudės a ir deformacijos y_0

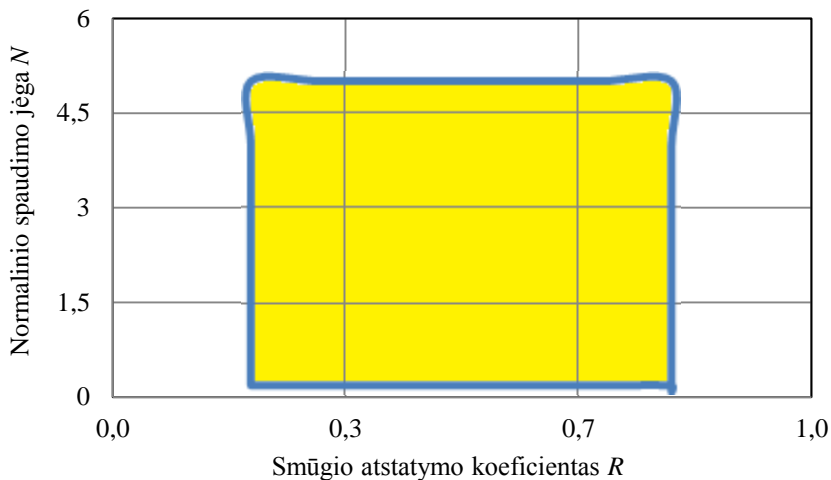


3.27 pav. Centravimo laiko priklausomybė nuo: a) smūgio atstatymo koeficiento R : 1 - $N=0,2$; 2 - $N=0,4$; 3 - $N=0,6$; 4 - $N=0,8$; 5 - $N=1$; 6 - $N=2$; 7 - $N=3$; 8 - $N=4$; 9 - $N=5$; b) normalinio spaudimo jėgos N : 1 - $R=0,2$; 2 - $R=0,3$; 3 - $R=0,4$; 4 - $R=0,5$; 5 - $R=0,6$; 6 - $R=0,7$; 7 - $R=0,8$

Pagal **3.25 pav.** duomenis sudaryta patikimo centravimo zona (nuspalvinta) priklausomai nuo virpesių amplitudės a ir deformacijos y_0 (**3.26 pav.**). Jeigu pasirinktas parametru derinys patenka į nuspalvintą sritį, tuomet centravimas vyksta patikimai. Kai parametru derinys yra už nuspalvintos srities ribų, centravimas nevyksta.

Didėjant smūgio atstatymo koeficientui, centravimo laikas palaipsniui mažėja, nes didėja energijos kiekis, kurį įvorė gauna smūgio metu. Teorinio absoliučiai tamprus smūgio atveju, kai $R=1$, centravimo laikas būtų trumpiausias (**3.27 pav., a**). Trinties jėga tarp įvorės ir pagrindo stabdo įvorės judėjimą. Todėl didėjant normalinio spaudimo jėgai tarp įvorės ir atraminio paviršiaus, centravimo laikas didėja (**3.27 pav., b**). Jei smūgio jėga yra mažesnė už trinties jėgą, centravimas nevyksta.

Pagal **3.27 pav.** duomenis sudaryta patikimo centravimo zona (nuspalvinta) priklausomai nuo normalinio spaudimo jėgos N ir smūgio atstatymo koeficiento R (**3.28 pav.**).



3.28 pav. Patikimo centravimo sritis priklausomai nuo normalinio spaudimo jėgos N ir smūgio atstatymo koeficiento R

3.5. III skyriaus išvados

1. Sudaryti centravimo dinaminiai modeliai, atsižvelgiant į komponentų tarpusavio sąveiką smūginio ir nesmūginio centravimo metu. Įvorės ir dviem statmenomis kryptimis virpančio strypo judėjimas apibrėžtas diferencialinėmis lygtimis. Atlikti centravimo skaitiniai eksperimentai, keičiant dinaminės sistemos ir žadinimo parametrus, išaiškinti centravimo ypatumai ir parametru įtaka centravimo trukmei ir patikimumui.
2. Tiek smūginio tiek nesmūginio detalių centravimo metu, ašių nesutapimui didėjant, centravimo laikas didėja tiesine priklausomybe.
3. Strypo ir įvorės centravimas nesmūginiu režimu, kai įvorė slenka ašių sutapdinimo kryptimi arba centravimas nevyksta ir įvorė tolsta nuo strypo priklauso nuo fazės poslinkio tarp išilginių ir skersinių strypo virpesių. Įvorė

sparčiausiai centruojama, kai fazių poslinkis $\varepsilon=\pi/2$. Fazių poslinkiui didėjant ar mažėjant nuo šios vertės, centravimo laikas ilgėja.

4. Nesmūginio centravimo patikimumui užtikrinti reikia parinkti tinkamą žadinimo virpesių amplitudės ir pradinio prispaudimo jėgos santykį, kad centravimas nepereitų į smūginį režimą. Išilginių virpesių amplitudei a didėjant, centravimo laikas mažėja. Pradinio prispaudimo jėgai didėjant, centravimo laikas didėja.
5. Nustatomas žadinimo dažnis turėtų sutapti su strypo vienu iš savųjų dažnių, tuomet nesmūginio centravimo trukmė yra mažiausia. Tačiau reikia vengti dažnio sutampančio su įvorės savuoju dažniu, nes tada centravimo trukmė staigiai padidėja. Bendruoju atveju, kai fazės poslinkis yra $0-\pi/2$, žadinimo dažniui didėjant, centravimo trukmė didėja. Fazės poslinkiui esant didesniai nei $\pi/2$, centravimo laikas mažėja, žadinimo dažniui didėjant.
6. Nesmūginis centravimas yra stabilus, kai trinties jėga tarp įvorės ir strypo didesnė nei tarp įvorės ir pagrindo. Trinties koeficientui tarp įvorės ir strypo esant $\mu_1 < 0,5$, centravimo laikas išlieka stabilus, kai $\mu_1 > 0,5$ centravimo laikas sparčiai didėja.
7. Skaitiniu modeliavimu nustatyta, kad smūginio centravimo procesas vyksta stabiliai, kai žadinimo dažnis sutampa arba yra didesnis už strypo lenkimo virpesių pirmąjį rezonansinį dažnį. Fazių skirtumas tarp išilginių ir skersinių strypo virpesių turi mažai įtakos centravimo trukmei, kai žadinimas vyksta vienu iš šių dažnių.
8. Smūginio centravimo trukmei skersiniai masės m_1 virpesiai įtakos neturi, o išilginių virpesių amplitudei didėjant, centravimo laikas mažėja. Didėjant deformacijai y_0 dėl pradinio spaudimo, masės m_1 išilginiai virpesiai irgi turi didėti, kad centravimo procesas vyktų stabiliai.
9. Didėjant trinties koeficientui μ_1 tarp strypo ir strypo, smūginio centravimo trukmė sparčiai mažėja iki $\mu_1=0,2$. Vėliau centravimo laikas mažėja palaipsniui. Didėjant trinties koeficientui μ_2 (įvorė-pagrindas), centravimo laikas didėja tiesiškai.

4. DISERTACIJOS IŠVADOS

1. Pasiūlytas ir išnagrinėtas automatiškai renkamų komponentų vibracinio centravimo metodas, kai sužadinami strypo tamprieji virpesiai. Tai yra technologiškai paprastesnis kryptingo centravimo metodas, nes nenaudojamos servo sistemos ir grįžtamo ryšio signalai. Tokiu metodu galima patikimai kompensuoti iki 1–1,5 mm linijines paklaidas apvalaus ir stačiakampio skerspjuvio detalėms su nuožulnomis ir be jų bei greičiau ir patikimiau atlikti įvairias technologines operacijas: įstatyti ašį į guolį, krumpliaratį ar elektros variklio inkarą, sujungti varžtą ar smeigę su veržle ir t.t.

2. Eksperimentiniai tyrimai pavirtino, kad išilgine kryptimi žadinamo strypo laisvasis galas erdvėje juda elipsine trajektorija. Sąlyčio grandis prispaudus viena prie kitos išorine jėga, virpesių sukeltos trinties jėgos ir momentai suteikia įvorei judesį ašių sutapdinimo kryptimi. Centruojama įvorė atlieka ne tik tiesiaieigį poslinkį, bet ir posūkį apie kontakto su strypu tašką.

3. Centravimo sparta ir patikimumas priklauso nuo žadinimo signalo parametrų. Procesas vyksta sparčiausiai, kai žadinimo dažnis artimas trečiajam strypo lenkimo virpesių rezonansiniam dažniui. Žadinimo dažniui tolstant nuo rezonansinio, centravimo trukmė didėja. Plieninių strypų I, II, III, IV, V, VIII, IX atveju centravimas sparčiausiai vyksta žadinimo dažniams atitinkamai esant 7100 Hz, 7300 Hz, 7500 Hz, 7450 Hz, 7500 Hz, 7000 Hz, 7500 Hz. Aliuminių strypų VI ir VII žadinimo dažniai atitinkamai 7800 Hz ir 8500 Hz. Kuo išilginių strypo virpesių amplitudė didesnė tuo centravimo procesas spartesnis, todėl didėjant žadinimo signalo amplitudei, centravimo trukmė trumpėja ir yra mažiausia, kai žadinimo signalo įtampa lygi 142 V.

Centravimo režimas priklauso nuo išilginių strypo virpesių ir komponentų tarpusavio prispaudimo jėgos. Smūginis centravimo režimas atsiranda esant didesnėms strypo galo virpesių ašine kryptimi amplitudėms ir, kai strypas prispaudžiamas prie įvorės mažesne jėga. Tačiau praktiniam panaudojimui tinkamesnis yra nesmūginio centravimo režimas, nes jis stabilesnis, ypač netiesioginio įvorės centravimo metu, kai be tiesiaieigio judesio įvorė atlieka ir posūkį. Patikimam ir stabiliam centravimui užtikrinti pradinio prispaudimo jėga tarp strypo ir įvorės turi būti nuo 1,5 N iki 2,9 N. Kai jėga mažesnė už 1,5 N centravimas pereina į smūginį režimą. Kai jėga didesnė nei 2,9 N, yra nuslopunami strypo galo lenkimo virpesiai ir centravimo procesas nevyksta.

4. Atlikus smūginio ir nesmūginio centravimo proceso modeliavimus išaiškinta, kad centravimo trukmę lemia komponentų prispaudimo jėga, vibracinio žadinimo dažnis ir amplitudė, fazių poslinkis tarp išilginių ir skersinių virpesių. Skaitinių modeliavimų metu gautų centravimo trukmės priklausomybių nuo detalių ašių nesutapimo, žadinimo dažnio ir amplitudės, komponentų prispaudimo jėgos kitimo pobūdis sutampa su eksperimentiniais detalių centravimo rezultatais.

Nesmūginio centravimo trukmė yra mažiausia, kai fazių poslinkis tarp virpesių dedamųjų lygus $\pi/2$ ir strypo judančio elipsine trajektorija greičio tangentinė dedamoji lietimosi su įvore taške sutampa su centravimo kryptimi. Kai žadinimo dažnis sutampa su įvorės savuoju dažniu, centravimo trukmė smarkiai išauga. Stabilus smūginis detalių centravimas vyksta, kai žadinimo dažnis yra nuo 1 iki 1,7 strypo lenkimo virpesių rezonansinio dažnio, o centravimo trukmė priklausomai nuo fazių poslinkio tarp virpesių dedamųjų gali skirtis iki 7 %.

5. LITERATŪRA

1. The IFR Statistical department. *World Robotics – Industrial Robots 2013* [interaktyvusis] [žiūrėta 2014-08-24], p. 8-18, prieiga per internetą http://worldrobotics.org/uploads/media/Executive_Summary_WR_2013.pdf
2. Rossia, A.; et. al. Flexible Assembly Systems for Heat Exchanger Coils: *2011 IEEE 16th Conference on Emerging Technologies & Factory Automation (ETFA)*, September 5-9, 2011, Toulouse, Italy, 2011.
3. Boothroyd, G. *Assembly Automation and Product Design*. Taylor and Francis, 2005, p. 512.
4. Samuel, H. D.; Simunovic, N. *Compliant Assembly System Device*. Applicant: The Charles Stark Draper Laboratory Inc. TPK ind: G01B5/25. 33/169C, 33/185R. 1979-05-22.
5. Edmondson, N. F; Redford, A. H. A Compliance Device for Flexible Close Tolerance Assembly. *Industrial Robot: An International Journal*, 2001, 28(1), p. 54-62.
6. Nevins, J. L.; Whitney, D. E. Research on Advance Assembly Automation. *Computer*, 1977, p.24-37
7. Козырев, Ю. Г. *Программно управляемые системы автоматизированной сборки*. Москва, Академия, 2008, p. 304.
8. Baksys, B.; Ramanauskite, K.; Povilionis, A. B. Vibratory Manipulation of Elastically Unconstrained Part on Horizontal Plane. *Mechanika*, 2009, 75(1), p. 36-41.
9. Baksys, B.; Ramanauskite, K. Motion of Elastically and Damping Constrained Part on a Horizontally Vibrating Plane. *Mechanika*, 2006, 62(2), p. 11-16.
10. Matsuno, T.; Fukuda, T.; Hasegawa, Y. Insertion of Long Peg Into Tandem Shallow Hole Using Search Trajectory Generation Without Force Feedback. *Proceedings of the 2004 IEEE International Conference on Robotics & Automation*, April, 2004, New Orleans, USA, 2004, p. 1123-1128.
11. Baksys, B.; Liutkauskaitė, K. Manipulation of a Part on a Vibrating Plane Under Controlled Dry Friction. *Mechanika*, 2010, 83(3), p.28-33.
12. Baksys, B.; Sokolova, T. Mutual Positioning of Automatically Assembled Noncylindrical Parts. *Mechanika*, 2009, 76(2), p. 38-45.
13. Baksys, B.; Sokolova, T. Mutual Positioning of the Being Assembled Parts Under Controlled Dry Friction. *Journal of Vibroengineering*, 2009, 11(1), p. 206-214.
14. Bucharov, S.; Klochkov, L.; Neshkov, T. Theoretical Aspects of Automated Assembly of Cylindrical and Threaded Joints Using the Pneumwhirl Method. *Problems of Engineering Cybernetics and Robotics*. Bulgarian Academy of Sciences, Sofia, 2008, 59, p. 87-97.
15. Klotchkov, L. Determination of the Basic Parameters for Designing a Pneumatic Driven Swirling Assembling Head. *Proceedings of International Conference XIX HHTK with International Participation of „ADP-2010“*, July, 2010, Sozopol, Bulgaria, 2010, p. 347-355.
16. Baksys, B.; Ramonas, A. Dynamics of a Body Vibrating According to the Law of Harmonics on an Air-cushion. *Mechanika*, 2006, 60(4), p. 32-39.
17. Katz, Z.; van Wyk, R. S. J. Analysis of Peg – Hole Automated Pre – assembly Engagement. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 1997, 13, p. 426-433.
18. Chhatar, S. R.; Branicky, M. S. Search Strategies for Peg – in – Hole Assemblies with Position Uncertainty. *Proceedings of the 2001 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*, October 29 – November 03, 2001, Maui, USA, 2001, p. 1465-1470.

19. Badano, F.; Jutard, A.; Betemps, M. Chamferless Robotic Assembly Using Random Search. *Advanced Robotics, ICAR Fifth International Conference on Advanced Robotics: Robots in Unstructured Environments*, June 19-22, 1991, 2, p. 1598-1601.
20. *Chaotic and Stochastic Behaviour in Automatic Production Lines*: monografija. Sudarytojas Hongler, M. O. Berlin: Springer-Verlag, 1994, p. 90.
21. Gravel, O. P.; Newman, W. S. Flexible Robotic Assembly Efforts of Ford Motor Company. *Proceedings of the 2001 IEEE International Symposium on Intelligent Control*, September 5-7, 2001, Mexico City, Mexico, 2001, p.173-181.
22. Newman, S. W.; Zhao, Y.; Pao, Y-H. Interpretation of Force and Momentum Signals for Compliant Peg-in-Hole Assembly. *Proceedings of the 2001 IEEE International Conference On Robotics & Automation*, May 21-26, 2001, Seoul, Korea, 2001, p. 571-576.
23. Nguyen, P.; Naghdy, F. Fuzzy Control of Automatic Peg-in-Hole Insertion. *Proceedings of the Third Australian and New Zealand Conference on Intelligent Information Systems ANZIS-95*, November 27, 1995, Perth, Australia, 1995, p. 134-139.
24. Gullapalli, V.; Franklin, J. A.; Benbrahim, H. Acquiring Robot Skills via Reinforcement Learning. *Control Systems, IEEE*, 1994, 14(1), p. 13-24.
25. Naghdy, F.; Lukasiaks, J. Neuro-Fuzzy Control of Robotics Peg-in-Hole Insertion. *Proceedings of the Third Australian and New Zealand Conference on Intelligent Information Systems ANZIS-95*, November 27, 1995, Perth, Australia, 1995, p. 234-239.
26. Bruzzone, L. E.; Molfino, R. M; Loppi, M. Modelling and Control of Peg-in-Hole Assembly Performed by a Translational Robot. *Proceedings of the IASTED International Conference on Modelling: Identification and Control*, February 18-21, 2002, Innsbruck, Austria, 2002, p. 350-355.
27. Broenik, J. K.; Tiernego, M. L. J. Peg-in-Hole Assembly Using Impedance Control with 6 DOF Robot. *Proceedings 8th European Simulation Symposium*, October 24-26, 1996, Genoa, Italy, 1996, p. 504-508.
28. Lopes, A.; Almeida, F. A Force-Impedance Controlled Industrial Robot Using an Active Robot Auxiliary Device. *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, 2008, 24, p. 299-309.
29. Bright, G., Deubler, C. Design and Implementation of an Intelligent Remote Centre Compliance (IRCC) as a Means of Intelligent Position Feedback for a Construction Robot. *ISIE '99. Proceedings of the IEEE International Symposium on Industrial Electronics*, July 12-16, 1999, Bled, 1999, p. 929 – 933.
30. Kim, H. S. Position/Force Control Using a 6-axis Compliance Device with Force/Torque Sensing Capability. *Journal of Automation and Control Engineering*, 2015, 3(1), p. 35-39.
31. Paulos, E.; Canny, J. Informed Peg-in-Hole Insertion Using Optical Sensors. *Proceedings of SPIE Sensor Fusion VI*, August 20, 1993, 2059, p. 346.
32. Giordano, P. R. *et. al.* Robotic Assembly of Complex Planar Parts : An Experimental Evaluation. *IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*, September 22-26, 2008, Nice, France, 2008, p. 3775-3782.
33. Pauli, J.; Schmidt, A.; Sommer, G. Vision-Based Integrated Systems for Object Inspection and Handling. *Robotics and Autonomous Systems*, 2001, 37(4), p. 297-309.
34. Chhaptar, S. R.; Branicky, M. S. Localization for Robotic Assemblies with Position Uncertainty. *Proceedings of the 2003 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*. October, 2003, Las Vegas, USA, 2003, p. 2534-2540.

35. Vibracinės Automatinio Manipuliavimo Sistemos ir Mechanizmai: monografija. Sudarytojai Bakšys, B.; Fedaravičius, A. Kaunas, Technologija, 2005, 374 p.
36. Bakšys, B.; Puodziuniene, N. Alignment of Parts in Automatic Assembly Using Vibrations. *Assembly Automation*, 2007, 27(1), p. 38-43.
37. Bakšys, B.; Baskutiene, J.; Povilonis, A. B. Experimental Investigation of Parts Vibratory Alignment Exciting Immovably Based Part. *Mechanika*, 2006, 59(3), p. 42-48.
38. Blekhman, I. I. *Vibrational Mechanics*. World Scientific, Singapore, 2000, p. 500.
39. Bakšys, B.; Puodziuniene, N. Modeling of Vibrational Non-Impact Motion of Mobile-Based Body. *International Journal of Non-Linear Mechanics*, 2005, 40(6), p. 861-873.
40. Bakšys, B.; Puodziuniene, N. Modelling of Vibrational Impact Motion of Mobile-Based Body. *International Journal of Non-Linear Mechanics*, 2007, 42, p. 1092-1101.
41. Bakšys, B.; Baskutiene, J. Numerical Simulation of Parts Alignment Under Kinematical Excitation. *Mechanika*, 2007, 66(4), p. 36-43.
42. Bakšys, B.; Baskutiene, J. Simulation of the Part-to-Part Vibratory Alignment Under Impact Mode Displacement. *Mechanika*, 2010, 81(1), p. 47-52.
43. Bakšys, B.; Kilikevicius, S.; Chadarovicius, A. Experimental Investigation of Vibratory Assembly with Passive Compliance. *Mechanika*, 2011, 17(6), p. 608-614.
44. Bakšys, B. *et. al.* Experimental Analysis of the Robotized Assembly Applying Vibrations. *Journal of Vibroengineering*, 2010, 12(4), p. 572-581.
45. Bakšys, B.; Baskutiene, J. The Directional Motion of the Compliant Body Under Vibratory Excitation. *International Journal of Non-Linear Mechanics*, 2012, 47, p. 129-136.
46. Kilikevicius, S.; Bakšys, B. Dynamic Analysis of Vibratory Insertion Process. *Assembly Automation*, 2011, 31(3), p. 275-283.
47. Bakšys, B.; Kilikevicius, S. Insertion Simulation Cylindrical Parts Under Kinematical Excitation of Mobile Based Part. *Mechanika*, 2007, 63(1), p. 38-43.
48. Bakšys, B.; Ramanauskyste, K. Motion of a Part on a Horizontally Vibrating Plane. *Mechanika*, 2005, 55(5), p.20-26.
49. Bansevicius, R.; Ragulskis, K. *Vibrovarikliai*, Vilnius, Mokslas, 1981, p. 193.
50. Архангелский, М. Е. О Превращение ультразвуковых колебаний поверхности во вращательное и поступательное движение тела. *Акустический журнал*, 1963, 9(3), p. 275-278.
51. Mohri, N.; Saito, N. Some Effects of Ultrasonic Vibration on the Inserting Operation. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 1994, 9(4), p. 225-230.
52. Jonsson, M. *et. al.* Force Feedback for Assembly of Aircraft Structures. *SAE 2010 Aerospace Manufacturing and Automated Fastening Conference*, 2010
53. Whitney, D. E. Quasi-Static Assembly of Compliant Supported Rigid Parts. *ASME Journal of Dynamic Systems Measurements and Control*, 1982, 104(1), p. 65-77.
54. Loiano-Perer, T.; Winston, P. LAMA: a Language for Automatic Mechanical Assembly. *5th International Joint Conference on Artificial Intelligence*, 1987, p. 710-716.
55. Yamamoto, Y. *et. al.* Sensor – Based Analysis of High Precision Insertion Tasks. *Proceedings of The 2002 IEEE/RSJ Conference on Intelligent Robots and Systems*, 2002, p. 1892-1897.
56. Yao, Y. L.; Cheng, W. Y. Model-Based Motion Planning for Robotic Assembly of Non-Cylindrical Parts. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 1999, 15(9), p. 683-691.

57. Zhang, W.; Mao, T.; Yang, R. A New Robotic Assembly Modeling and Trajectory Planning Method Using Synchronized Petri Nets. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2005, 26(4), p. 420-426.
58. Shirinzadeh, B. et. al. A Hybrid Contact State Analysis Methodology for Robotic-Based Adjustment of Cylindrical Pair. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2010, 52(4), p. 329-342.
59. Tangjitsichoroen, S. et. al. Intelligent Control of Microassembly Process Based on In – Process Monitoring Of Pressing Force. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2009, 45(1-2), p. 148-155.
60. Su, J. et. al. A New Insertion Strategy For a Peg in an Unfixed Hole of the Piston Rod Assembly. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2012, 59(9-12), p. 1211-1225.
61. Su, J. et. al. Sensorless Insertion Strategy for an Eccentric Peg in a Hole of the Crankshaft and Bearing Assembly. *Assembly Automation*, 2012, 32(1), p. 86-99.
62. Asada, H.; Kakumoto, Y. The dynamic RCC Hand for High-Speed Assembly. *Proceedings of 1988 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, April 24-29, 1988, Philadelphia, USA, 1988, p. 120-125.
63. Ivanov, R. V. Scanning Assembly. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 1989, 4(1), p. 95-102.
64. Lee, S. Development of a New Variable Remote Center Compliance (VRCC) with Modified Elastomer Shear Pad (ESP) for Robot Assembly. *Automation Science and Engineering*, 2005, 2(2), p. 193-197.
65. Caine, M. E.; Lozano-Perez, T.; Seering, W. P. Assembly Strategies for Chamferless Parts. *Proceedings of 1989 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, May 14-19, 1989, Scottsdale, USA, 1989, p. 472-477.
66. Huston, R. L. Multibody Dynamics Since 1990. *Applied Mechanics Review*, 1990, 49(10), p. 35-40.
67. Stewart, D. Rigid-Body Dynamics with Friction and Impact. *SIAM Review*, 2000, 42, p. 3-39.
68. Lötstedt, P. Coulomb Friction in Two-Dimensional Rigid Body Systems. *ZAMM - Journal of Applied Mathematics and Mechanics*. 1981, 61(12), p. 605-615.
69. Pang, J-S.; Trinkle, J. C. Complementary Formulations and Existence of Solutions of Dynamic Multi-Rigid-Body Contact Problems with Coulomb Friction. *Mathematical Programming*, 1996, 73, P. 199-226.
70. Trinkle, J. et. al. On Dynamic Multi-Rigid-Body Contact Problems with Coulomb Friction. *Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik*, 1997, 77(4), p. 267-280.
71. Kraus, P. R.; Fredriksson, A.; Kumar, V. Modelling of Frictional Contacts for Dynamic Simulation. *Proceedings of IROS 1997 Workshop on Dynamic Simulation: Methods and Applications*, September, 1997.
72. Rezig, A., Ouali, M. Suppressing Boring Bar Vibrations by Parametric Excitation. *Advances in Production Engineering and Management*, 2012, 7 (4), p. 237-244.
73. Wong, W. O. Vibration – Mode Shape Visualization with a Time Average TV Holography System. *Int. J. Engng Ed.*, 1998, 14 (4), p. 241-247.
74. Hernandez, D. A. G. Optical Characterization of a Semisolid Membrane by High Speed Interferometry. *Optoelectronics and Advanced Materials – Rapid Communications*, 2014, 8 (5-6), p. 382-386.
75. Ueda, J. et. al. Large Effective-Strain Piezoelectric Actuators Using Nested Cellular Architecture With Exponential Strain Amplification Mechanisms. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 2010, 15 (5), p. 770 – 782.

76. Žiliukas, P.; Barauskas, R. *Mechaniniai Virpesiai*, Vilniaus Pedagoginio Universiteto, Leidykla, Vilnius, 2008, p. 412.
77. Esfandiary, R. S. *Numerical Methods for Engineers and Scientists using MATLAB*, Taylor & Francis, 2013, p. 550.
78. Babitsky, V. *Theory of Vibro-Impact Systems and Applications*, Springer, Berlin, 1998, p. 318.

MOKSLINIŲ PUBLIKACIJŲ DISERTACIJOS TEMA SĄRAŠAS

STRIPSIAI

Mokslinės informacijos instituto (ISI) pagrindinio sąrašo leidiniuose

1. Sadauskas, Edvardas; Bakšys, Bronius. Alignment of the parts using high frequency vibrations // *Mechanika / Kauno technologijos universitetas, Lietuvos mokslų akademija, Vilniaus Gedimino technikos universitetas*. Kaunas : KTU. ISSN 1392-1207. 2013, T. 19, nr. 2, p. 184-190. DOI: org/10.5755/j01.mech.19.2.4164. [Science Citation Index Expanded (Web of Science); INSPEC; Compendex; Academic Search Complete; FLUIDEX; Scopus]. [0,500]. [IF (E): 0,336 (2013)]
2. Sadauskas, Edvardas; Bakšys, Bronius; Jūrėnas, Vytautas. Elastic vibrations of the peg during part alignment // *Mechanika / Kauno technologijos universitetas, Lietuvos mokslų akademija, Vilniaus Gedimino technikos universitetas*. Kaunas : KTU. ISSN 1392-1207. 2013, T. 19, nr. 6, p. 676-680. DOI: 10.5755/j01.mech.19.6.6014. [Science Citation Index Expanded (Web of Science); INSPEC; Compendex; Academic Search Complete; FLUIDEX; Scopus]. [0,333]. [IF (E): 0,336 (2013)]
3. Sadauskas, Edvardas; Bakšys, Bronius. Peg-bush alignment under elastic vibrations // *Assembly Automation*. Bradford : Emerald. ISSN 0144-5154. 2014, Vol 34, no. 4, p. 349-356. DOI: 10.1108/AA-05-2014-031. [Science Citation Index Expanded (Web of Science); EMERALD; Compendex]. [0,500]. [IF (E): 0,711 (2013)]

Kituose recenzuojamuose mokslo leidiniuose Konferencijų pranešimų medžiagoje

1. Sadauskas, Edvardas; Bakšys, Bronius. Alignment of cylindrical parts using elastic vibrations // *Mechanika 2012 : proceedings of the 17th international conference, 12, 13 April 2012, Kaunas University of Technology, Lithuania / Kaunas University of Technology, Lithuanian Academy of Science, IFTOMM National Committee of Lithuania, Baltic Association of Mechanical Engineering*. Kaunas : Technologija. ISSN 1822-2951. 2012, p. 267-270. [Conference Proceedings Citation Index]. [0,500]

Priedas 1

Centravimo nesmūginio režimu modeliavimo programų kodai

Diferencialinių lygčių sprendimo stabdymo programa ”**event.m**”. Sustabdo skaičiavimus įvykus detalių centravimui.

```
function [value, isterminal, direction]=event(t,y)
delta=100; %asiu nesutapimas
value=y(5)-delta; % centravimo salyga X2-delta=0
isterminal=1; % '1' integravimas stabdomas, '0' integravimas tesiamas
direction=0;
```

Programa ”**dif_lygtys.m**” aprašo modeliuojamą mechaninę sistemą antro laipsnio diferencialinėmis lygtimis bematėje formoje.

```
function dy=dif_lygtys(t, y)
dy=zeros(6,1);

global a;
global b;
global ky;
global k1y;
global k1x;
global niu;
global epsilon;
global n;
global y0;
global miu1;
global miu2;
global F1;
global F2;
%===== pradiniai duomenys =====
b=3;
a=2;
k1x=5;
k1y=0.3;
k2y=0.3;
ky=k1y+k2y;
h1x=0.7;
h2x=0.7;
h1y=0.7;
h2y=0.7;
hy=h1y+h2y;
niu=1.1;
epsilon=((pi*60)/180);
sigma=0.32;
miu1=0.2;
miu2=0.1;
```

```

%====zenklo keitimo, priklausomai nuo ivores judejimo krypties, salyga=====
if (y(4)-y(6)) == 0 % X1'-X2'=0
    sign1=0;
elseif (y(4)-y(6)) > 0 % X1'-X2'>0
    sign1=-1;
else
    sign1=1;
end
%-----
if (y(6)-y(4)) == 0 % X2'-X1'=0
    sign2=0;
elseif (y(6)-y(4)) > 0 % X2'-X1'>0
    sign2=-1;
else
    sign2=1;
end
%-----
if y(6) == 0 % X2'=0
    sign3=0;
elseif y(6) > 0 % X2'>0
    sign3=-1;
else
    sign3=1;
end

%===== Y1', Y1, X1', X1, X2', X2 apskaiciavimas=====

dy(1)=y(2); %y1 isvestine
dy(2)=-hy*y(2)-ky*y(1)+ky*y0+(k1y*a*sin(niu*t))+(h1y*a*niu*cos(niu*t)); % y1
n=(ky*y(1)); % normalinio spaudimo jega,tikrinama ar vyksta besmugis rezimas
if n>0
    nn=0;
    y(6)=0;
    warning('SMUGINIS REZIMAS')
else
    nn=abs(n);
end;
nn;

dy(3)=y(4) %x1 isvestine
dy(4)=-h1x*y(4)-k1x*sigma*y(3)-
nn*miu1*sign1+(k1x*b*sin(niu*t+epsylon))+(h1x*b*niu*cos(niu*t+epsylon)); %x1
dy(5)=y(6); %x2 isvestine
dy(6)=-h2x*(y(6)-y(4))-(y(5)-y(3))+nn*miu1*sign2-
nn*miu2*sign3; %x2

```

Diferencialinių lygčių sprendimo programa ”**sprendimas.m**”

close all

```

clc
clear all
format short
format compact

global ky;
global k1y;
global k2y;
global n;
global y0;
global tspan;
global x2;
global n;
global y1;
k1y=0.3;
k2y=0.3;
ky=k1y+k2y;

% ivore ir velenas nesusicentrave, kai laiko mom. t=0 ivores ir veleno
% koordinates:
y0=-3; % ivores-veleno deformacija del pradinio prispaudimo
x1=0; % veleno galo pradine x padetis
x2=0; % ivores pradine x padetis
y1=0; % veleno galo pradine y padetis

tend=100; % integravimo laikas
tspan=0:0.1:tend; % integravimo zingsnis

k_salygos=[y1 0 x1 0 x2 0]; %krastiniu salygu vektorius
% parinktys ODE funkcijai
% Skaiciavimo stabdymas ivykus ivykiui 'Events'
% Tikslumas Tikslumas
options=odeset('Events',@event,'RelTol', 1e-7, 'AbsTol', 1e-8);
[t, y, Susicentravimo_laikas, y_dy_x1_dx1_x2_dx2]=ode15s(@dif_lygtys, tspan,
k_salygos, options);
warning('CENTRAVIMO SALYGA X2-delta IVYKDYTA')
Susicentravimo_laikas
y_dy_x1_dx1_x2_dx2

%===== rezultatu braizymas =====

figure(1)
grid on;

subplot(3,3,1)
plot(t,y(:,1))
title('y1');
grid on;

subplot(3,3,2)

```

```
plot(t,y(:,2))  
title('dy1');  
grid on;
```

```
subplot(3,3,3)  
plot(t,y(:,3))  
title('x1');  
grid on;
```

```
subplot(3,3,4)  
plot(t,y(:,4))  
title('dx1');  
grid on;
```

```
subplot(3,3,5)  
plot(t,y(:,5))  
title('x2');  
grid on;
```

```
subplot(3,3,6)  
plot(t,y(:,6))  
title('dx2');  
grid on;
```

```
n=-1*(ky*y(:,1));  
subplot(3,3,7)  
plot(t,n)  
title('n(t)');  
grid on;
```

```
subplot(3,3,8)  
plot(y(:,3),y(:,1))  
title('y1(x1)');  
grid on;
```

```
subplot(3,3,9)  
plot(y(:,5),y(:,6))  
title('x2(dx2)');  
grid on;
```

Priedas 2

Centravimo nesmūginio režimu modeliavimo programų kodai

Diferencialinių lygčių sprendimo stabdymo programa ”**event.m**”. Sustabdo skaičiavimus įvykus smūgiui.

```
function [value,isterminal,direction] = event(t,y)
value = y(1);           % ivykis-kuomet velenas paliecia ivore y1 = 0;
isterminal = 1;        % stabdyti skaiciavima;
direction = -1;        % neigiama kryptim;
```

Programa ”**dif_lygtys.m**” aprašo modeliuojamą mechaninę sistemą antro laipsnio diferencialinėmis lygtimis bematėje formoje.

```
function dy=dif_lygtys(t, y)
dy=zeros(6,1);

global a;
global b;
global k1y;
global k1x;
global niu;
global epsylon;
global y0;
global miu1;
global miu2;
global R;
global sigma;
global sign;
%===== pradiniai duomenys =====

b=2;
a=4;
k1x=5;
k1y=0.3;
h1x=0.7;
h1y=0.7;
niu=1.4;
epsylon=((pi*270)/180);
sigma=0.32;
miu1=0.2;
miu2=0.1;
d=1;
R=0.7;
%===== zenklo keitimas priklausomai nuo ivores judejimo krypties=====

if y(6) == 0           % X2'=0
    sign=0;
```

```

elseif y(6) < 0      % X2'>0
    sign=y(6)/(y(6));
else
    sign=y(6)/abs(y(6));
end

%===== Y1', Y1, X1', X1, , X2', X2 apskaiciavimas=====

dy(1)=y(2);                                     %y1 isvestine
dy(2)=-h1*y(2)-k1*y(1)+k1*y0+(k1*y*a*sin(niu*t))+(h1*y*a*niu*cos(niu*t)); %y1

dy(3)=y(4);                                     %x1 isvestine
dy(4)=-h1*x*y(4)-y(3)+(k1*x*b*sin(niu*t+epsylon))+(h1*x*b*niu*cos(niu*t+epsylon)); %x1

dy(5)=y(6);                                     % x2 isvestine
dy(6)=-sigma*sign*y(6)*d*miu2;                  %x2

```

Diferencialinių lygčių sprendimo programa ”**sprendimas.m**”

```

close all
clc
clear all
format short
format compact

global y0;
global miu1;
global y1;
global R;
global sigma;
global a;
global b;
global niu;
global epsylon;

StartTime=clock; %skaiciavimo laiko pradzia

% ivore ir velenas nesusicentrave, kai laiko mom. t=0 ivores ir veleno
% koordinates:
y0=-1;          % ivores-veleno deformacija del pradinio prispaudimo
x1=0;           % veleno galo centro x koordinate
x2=-500;        % ivores centro x koordinate
y1=0;           % veleno galo centro y koordinate

tstart = 0;
tfinal =300;
k_salygos=[y1 0 x1 0 x2 0]; %krastiniu salygu vektorius
% parinkty ODE funkcijai

```



```

% Skaiciavimo stabdymas ivykus ivykiui 'Events' kad parinkti naujas
% pradines salygas
%
% Tikslumas Tikslumas
options = odeset('Events',@event,'RelTol', 1e-7, 'AbsTol', 1e-8,'Refine', 7);

tout = tstart;
yout = k_salygos;
teout = [];
yeout = [];
ieout = [];

smugis=tfinal/10;

aa=0;
for i = 1:smugis
    % Sprendziama iki pirmo ivykio (kuomet velenas susiliecia su ivore)
    [t,y,te,ye,ie] = ode15s(@dif_lygtys,[tstart tfinal],k_salygos,options);

    % Isejimo duomenu kaupimas
    nt = length(t);
    tout = [tout; t(2:nt)];
    yout = [yout; y(2:nt,:)];

    % Ivykiu skaiciuokle (skaiciavimu rezultatai ivykus ivikiui)
    teout = [teout; te];
    yeout = [yeout; ye];
    ieout = [ieout; ie];

    % Naujos krastines salygos
    k_salygos(1) = 0; %y1
    k_salygos(2) = -R*y(nt,2); %dy1
    k_salygos(3) = y(nt,3); %x1
    k_salygos(4) = y(nt,4)-miu1*y(nt,2)*(1+R); %dx1
    k_salygos(5) = y(nt,5); %x2
    k_salygos(6) = y(nt,6)+(1/sigma)*(miu1*miu1)*(1+R)*y(nt,2)*(y(nt,4)/abs(y(nt,4))); %dx2

    tstart = t(nt);

    % iseiti is ciklo kai ivyksta centravimas
    aa=aa+1;
    tikslumas=20;
    if round(ye(3)-ye(5))>-tikslumas && round(ye(3)-ye(5))<tikslumas
        smugis=aa;
    break
end

end

%skaiciavimu rezultatai detalems susicentravus
tt=te

```

```
yy=ye
```

```
figure(1)  
grid on;
```

```
subplot(3,3,1)  
plot(tout,yout(:,1))  
title('y1');  
grid on;
```

```
subplot(3,3,2)  
plot(tout,yout(:,2))  
title('dy1');  
grid on;
```

```
subplot(3,3,3)  
plot(tout,yout(:,3))  
title('x1');  
grid on;
```

```
subplot(3,3,4)  
plot(tout,yout(:,4))  
title('dx1');  
grid on;
```

```
subplot(3,3,5)  
plot(tout,yout(:,5))  
title('x2');  
grid on;
```

```
subplot(3,3,6)  
plot(tout,yout(:,6))  
title('dx2');  
grid on;
```

```
subplot(3,3,9)  
plot(yout(:,5),yout(:,6))  
grid on
```