

ŠIAULIŲ UNIVERSITETAS  
MECHANIKOS INŽINERIJOS KATEDRA

TVIRTINU –  
katedros vedėjas Z. Ramonas

**ROLAMAITINIŲ  
VIBROVARIKLIŲ  
DINAMIKOS TYRIMAI**

**Magistro tezės**

Magistrantas: V. Stravinskas

Vadovas: Prof. dr. R.V. Ulozas

Šiauliai 2006

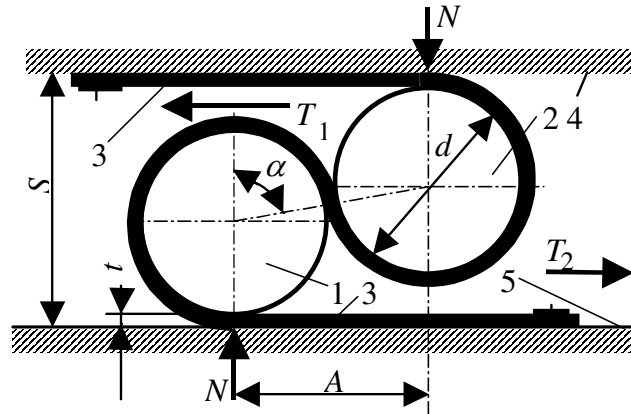
## Turinys

1.	ĮVADAS.....	3
1.1	Juostiniai – ritininiai mechanizmai.....	3
1.2	Virpesių panaudojimas mechanizmuose.....	9
1.3	Vibrovarikliai.....	11
2.	TEORINIAI SLYDIMO TARP RTM ELEMENTŲ TYRIMAI.....	13
2.1	Geometrinio slydimo rolamaito tipo mechanizmuose teoriniai tyrimai.....	13
2.2	Geometrinio slydimo kompensacija rolamaito tipo mechanizmuose..	17
3.	EKSPERIMENTINIAI VIBROVARIKLIŲ DINAMIKOS TYRIMAI.....	
3.1	Vibrovariklio, kuriame panaudojamas įstrižas linijinių virpesių keitiklio smūgis į rotorius, eksperimentiniai tyrimai.....	20
3.2	Vibrovariklių konstrukcijų kūrimo problemos ir eksperimentiniai tyrimai.....	23
3.3	Eksperimentiniai rolamaitinio vibrovariklio tyrimai.....	27
	IŠVADOS.....	32
	SUMMARY.....	33
	LITERATŪRA.....	34
	Pastaba.....	35
	Priedai.....	36

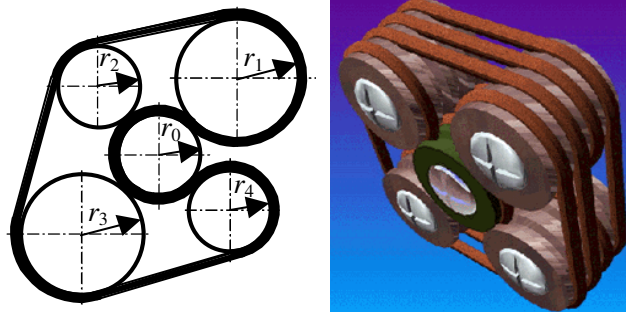
## 1. ĮVADAS

### 1.1. Juostiniai – ritininiai mechanizmai

XX amžiaus antroje pusėje buvo išrasti dviejų tipų juostiniai – ritininiai mechanizmai. Tai – rolamaito tipo mechanizmai (RTM), išrasti 1967 m (išradėjas – JAV Sandia mokslinių tyrimų centro inžinierius Donaldas F. Uilksas) ir skrolerio tipo mechanizmai (STM), išrasti 1995 m. [žr. <http://scrollerwheel.com>] (išradėjas – Kanados mokslininkas Erikas Brinkmanas). RTM ir STM turi bendrą konstrukcinę savybę – juose visi elementai tarpusavyje liečiasi tik per lanksčią juostą (1, 2 pav.).



1 pav. Rolamaito tipo mechanizmas: *a* - RTM schema: 1, 2 – ritinėlis; 3 – lanksti juosta; 4, 5 – kreipiantysis paviršius;



2 pav. Skrolerio tipo mechanizmas

Abiejų tipų mechanizmai sukėlė didžiulį pasaulio mokslininkų susidomėjimą ir įgavo platų (ypač RTM) pritaikymą.

Klasikinė RTM konstrukcija sudaryta iš dviejų cilindrinė ritinėlių, *S* būdu glaudžiai (esant įtempimui) dideliu kampu (paprastai  $>180^\circ$ ) gaubiamų lanksčios juostos, kurios galai pritvirtinti prie dviejų kreipiančiųjų paviršių [1, 2] (1 pav.).

RTM ritinėliai atlieka slankiojamąjį su vienalaikiu sukimusi judesį. Mechanizmo statinė pusiausvyra aprašoma lygtimi:

$$TS = NA, \quad (1)$$

čia  $T$  – juostos įtempimo jėga;  
 $S$  – atstumas tarp kreipiančiųjų paviršių;  
 $N$  – normalinė jėga;  
 $A$  – horizontalus atstumas tarp ritinėlių centrų.

Didžiausią leidžiamą ritinėlių skersmenį (t.y. tam, kad ritinėliai 1 ir 2 „neiškristų“ iš juostos 3 kilpų) apsprendžia atstumas tarp kreipiančiųjų paviršių 4 ir 5:

$$(d_1 + d_2 + 3t) > S; (d_1 + 3t) < S \quad (2)$$

čia  $d_1$  ir  $d_2$  – ritinėlių skersmenys ( $d_1$  – didesnio skersmens ritinėlis),  
 $t$  – juostos storis,  
 $S$  – atstumas tarp kreipiančiųjų paviršių.

Lanksti ir atspari tempimui juosta daroma iš plastiškų metalų, ypač berilio ir vario lydinių, plastikų ir austinių medžiagų. Ritinėliai daromi iš kaprono, politetrafluoretileno su austo stiklo pluošto užpildu, berilinės bronzos, nerūdijančio plieno.

Visos RTM konstrukcijos pagal išpildymo būdą skirstomos į dvi grupes:

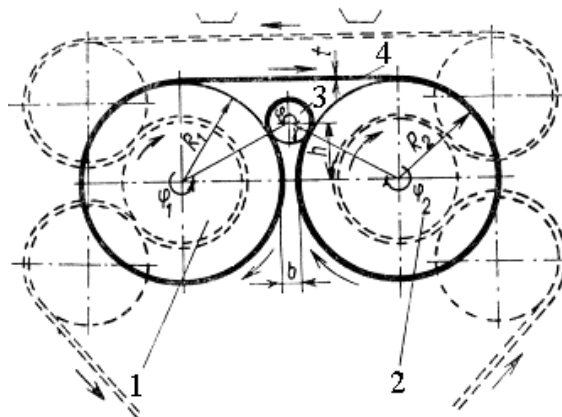
1. su kreipiančiais paviršiais – rėminiai RTM;
2. be kreipiančiųjų paviršių – nerėminiai RTM.

Ritinėliai rėminiuose RTM atlieka sukamąjį (jei RTM korpusas judamas), vienalaikį žengiamąjį ir sukamąjį arba planetinį (jei RTM korpusas nejudamas) judesį.

Nerėminiuose RTM ritinėliai atlieka tik sukamąjį arba sukamąjį su vienalaikiu žengiamuoju išilgai savo ašies judesį. Nerėminiai RTM panaudojami elektromechaniniuose prietaisuose, juostos traukimo mechanizmuose ir kt.

Rėminiai RTM panaudojami kaip atramos, pritaikomos termostatuose, judesio keitikliuose, guoliuose, manipuliatorių griebtuose, siurbliuose ir kt. Rėminių RTM grupei priskiriami mechanizmai, panaudojami kaip atramos. Paprasčiausia jų – klasikinė RTM konstrukcija, parodyta 1 pav. Ritinėliai joje atlieka žengiamąjį – grįžtamąjį su vienalaikiu sukimusi judesį.

Nerėminiai RTM esminiai skiriasi nuo rėminių, t.y. turinčių kreipiančiuosius paviršius. Nerėminių RTM ritinėlių ašys nejudamos, ritinėliai atlieka sukamąjį – žengiamąjį ar sukamąjį judesį, o juosta daugelyje konstrukcijų yra pratraukiama (tempama).



**3 pav.** Rolamaitinis juostos traukimo mechanizmas

Nerėminio RTM pavyzdžiu gali būti 3-ame paveiksle pavaizduotas rolamaitinis juostos traukimo mechanizmas [3], kurio pavaros mazgas susideda iš dviejų didesnio skersmens ritinėlių 1,2 ir mažesnio skersmens ritinėlio 3, glaudžiai, su įtempimu gaubiamų begaliniu dirželiu 4. Ritinėlių 1,2 gaubimo dirželiu 4 kampas yra virš  $270^\circ$ , ritinėlio 3 – virš  $180^\circ$ . Dideli ritinėlių gaubimo dirželiu kampai užtikrina didelių ritinėlių sukimosi sinchroniškumą vienas kito atžvilgiu.

Donaldas F. Uilksas (D.F. Wilkes) nurodė šiuos RTM pranašumus lyginant juos su kitais juostiniais – ritininiais mechanizmais: didelį kinematinį tikslumą, mažą trinties koeficientą (mažiausia gauta trinties koeficiento reikšmė 0,00004), platų funkcinių pritaikymą (ypač prietaisuose, mažagabaričiuose mechaniniuose ir elektromechaniniuose įrengimuose) [1, 2]. Remiantis [1,2,4], RTM – tikslus mechanizmas, kurio elementai juda vienas kito atžvilgiu neslysdami. Straipsnio [5] autoriai nurodo, kad ritinėliai slysta esant tam tikriems mechanizmo parametrų, nors šio reiškinio teoriškai nepagrindžia.

Mechanizmo grandys sąveikauja sudaromaisiais paviršiais. Įvairių defektų buvimas sudaromuosiuose paviršiuose iššaukia realaus mechanizmo varomosios grandies padėties nuokrypį idealaus mechanizmo varomosios grandies atžvilgiu. Šis nuokrypis, funkciniai susietas su mechanizmo judesio ciklu, vadinamas kinematinė paklaida. Skirtingai nuo geometrinės paklaidos, charakterizuojančios realių grandžių matmenų ir formų nuokrypius nuo idealių, kinematinė paklaida yra mechanizmo grandžių, keičiančių judesį pagal užduotą dėsnį, tarpusavio sąveika.

Paklaidų susidarymas rolamaito tipo mechanizmuose turi savo ypatybes, susijusias su esančia lanksčia grandimi mechanizmo struktūroje. Varomosiomis RTM grandimis gali būti kiekvienas jo besisukantis ritinėlis, ritininiam mazgui arba juostai atliekant žengiamąjį judesį, arba juosta ar ritininis mazgas, persislenkantis besisukant vienam iš ritinėlių.

Labai svarbi RTM kinematinio tikslumo tyrimų grandis yra struktūrinių ryšių ir jų poveikio į kinematinį tikslumą nustatymas, ir šiame aspekte ypatingai reikia atkreipti dėmesį į kontaktinį RTM elementų sąlytį. Klasikinė RTM konstrukcija turi tris kontaktines zonas, t.y. ryšių persipildomumą, kas aiškiai trukdo analizuoti mechanizmo parametrų sąryšį.

Netgi idealiomis prielaidomis (tokiomis kaip RTM juostos absoliutus lankstumas ir netašumas, ritinėlių ir kreipiančiųjų absoliutus kietumas, grynoji Kulono trintis) užduota geometrija ir juostos įtempimu jos galuose negalima vienareikšmiai nustatyti juostos, gulinčios ant ritinėlio, įtempimą. Paprasčiausias duoto uždavinio sprendimo variantas yra Oilerio formulės panaudojimas nustatymui trinties jėgos tarp skriemulio ir lanksčios grandies kaip lankstaus ryšio galų įtempimo, trinties koeficiento ir gaubimo kampo funkcijos.

RTM atvejis yra sudėtingesnis ir pilna juostos įtempimo epiūra visame juostos ilgyje gali turėti ne tik lūžius, bet ir šuolius taškuose, kuriuose juosta suspausta tarp kitų RTM elementų. Be to, ryšium su kontaktiniais sąlyčiais RTM turi „atmintį“, t.y. kurį tai laiką tarp kontaktinių zonų už gaubimo kampo išlieka įtempimai, priklausomai nuo ritinėlių padėties juostos atžvilgiu. Kadangi  $N$  ir  $T$  susieti priklausomybe

$$N = \frac{T(1 + \cos \alpha)}{\sin \alpha}, \quad (3)$$

čia  $\alpha$  - ritinėlių centro linijos polinkio kampas,

tai, didinant kampą  $\alpha$ ,  $N \rightarrow T$ . Ritinėlių gaubimo juosta kampo didinimas skatina tolygesnį įtempimų išsidėstymą ant sąlyčio paviršių. Iš statikos lygčių rolamaito tipo mechanizmui (1 pav.) galima gauti priklausomybę tarp juostos laisvųjų galų įtempimų  $T$ , t.y.  $T_1$  ir  $T_2$ .

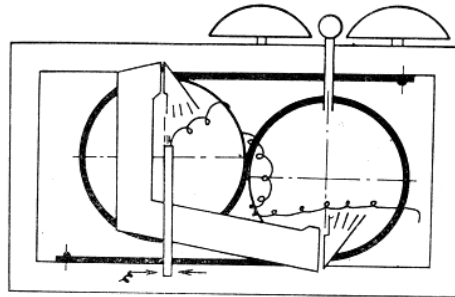
$$T_1 = T_2 \left( 1 - \frac{2f \cos \alpha}{\sin \frac{\alpha}{2} + f \cos \alpha} \right), \quad (4)$$

čia  $f$  - slydimo trinties koeficientas.

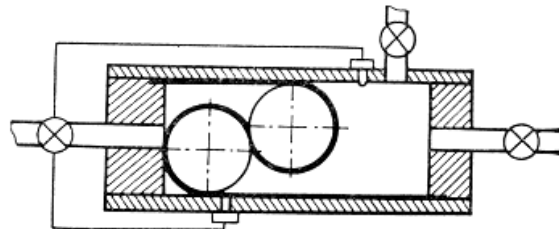
Lygtis (4) atspindi tik dalinį jėgų persiskirstymo ant RTM laisvųjų juostos galų atvejį, nes neįvertinami reiškiniai, vykstantys rolamaitinio mazgo kontaktų zonose, o taip pat ant ritinėlių ir juostos sąlyčio paviršių.

RTM pranašumai prieš kitus juostinius ritininius mechanizmus – paprasta konstrukcija, didelis kinematinis tikslumas, mažas trinties koeficientas, dirba be praslydimo, lengvai miniatiūrizuojamas.

RTM gali būti sėkmingai panaudojami technikoje, pavyzdžiui, kaip signalizacijos įrenginys (4 pav.); kaip siurblys, tiekiantis skystį tiksliomis dozėmis, arba kaip siurblio stūmoklis (5 pav.); kaip termostatas (4-5 kartus jautresnis už paprastą bimetalinį); kaip rolamaitinis guolis, kuriame vietoj įprasto guolio separatoriaus lanko įdedama begalinė juosta (6 pav.).

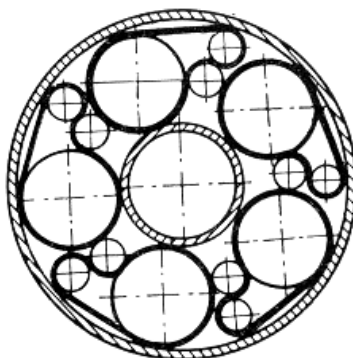


**4 pav.** RTM kaip signalizacijos įrenginys (JAV patentas Nr. 3592069)



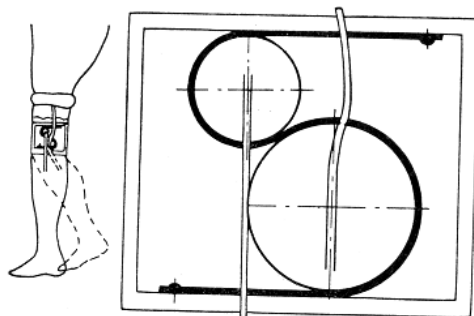
**5 pav.** RTM kaip siurblio stūmoklis (JAV patentas Nr. 3452175)

RTM gali būti panaudoti kaip spyruoklė (kai panaudojami debalansuoti ar nevienodo skersmens ritinėliai, kai kreipiantieji RTM paviršiai yra nelygiagretūs, kai panaudojama susukta į ritinėlį arba kintamo skerspjūvio ploto juosta, arba juosta su pradiniu kreivumo spinduliu ar su standumo įpjovomis); daugelyje elektromechaninių prietaisų; kaip rolamaitinė frikcinė banguotą pavara, kurioje sukimasis perduodamas ritinėliais, riedančiais begaline juosta; kaip perdavimo mechanizmas; kaip virpesių generatorius, kai juostoje yra išpjovų, atitinkančių virpesių formą; mikromanipuliuose. RTM magnetinės juostos traukimo mechanizme sinchronizuoja varančiojo



**6 pav.** RTM kaip guolis (Vokietijos patentas Nr. 1750417)

ir varomojo velenų sukimosi dažnį; net medicinoje gali būti panaudotas kaip protezinis sąnarys; ir daug kur kitur. RTM lengvai miniatiūrizuojami.



**7 pav.** RTM kaip kojos protezas (JAV patentas Nr. 3592069)

RTM, precizinės technikos uždavinių sprendimo požiūriu, turi trūkumą – juose negalima valdyti pasipriešinimo judesiu jėgų momento dydžio bei traukimo jėgos dydžio, o tai gerokai susiaurina mechanizmų naudojimo sritį. Įvedus į RTM konstrukciją virpančius elementus, šių trūkumų išvengta [6].

Rolamaito tipo mechanizmai gali būti panaudoti daugelyje elektromechaninių prietaisų, robototeknikoje, koordinatinėse matavimo mašinose, medicinoje, signalizacijos įrenginiuose, termostatuose, perdavimo įtaisuose, juostos pratraukimo mechanizmuose ir kt. Jie gali būti klasifikuojami pagal pateiktus lentelėse kriterijus [7].

Eil. Nr.	<b>Rolamaito tipo mechanizmai gali būti klasifikuojami pagal šiuos kriterijus</b>	
1.	Pagal veikimo tipą	su kreipiančiais paviršiais;
		be kreipiančių paviršių;
		su stabdžiais (ant juostos ar ritinėliu);
		be stabdžių.
2.	Pagal ritinėlių skaičių	vieno ritinėlio;
		dviejų ritinėlių;
		keleto ritinėlių.
3.	Pagal ritinėlių judėjimo tipą	sukamasis;
		slenkamasis;
		sukamasis – slenkamasis;
		planetinis.
4.	Pagal juostos tipą	su vientisa juosta;
		su juosta iš keleto dalių;
		su papildoma juosta;
		su keliomis juostomis.
5.	Pagal trinties valdymo galimybę	valdomi;
		nevaldomi.
6.	Pagal RTM veikiančias jėgas	išorinės;
		vidinės.

2 lentelė

Eil. Nr.	<b>RTM ritinėliai gali būti klasifikuojami pagal šiuos kriterijus</b>	
1.	Pagal judėjimo tipą	besisukantys;
		nesisukantys;
		virpantys;
		persislenkantys ašine kryptimi;
		persislenkantys radialine kryptimi.
2.	Pagal skersmenį	simetriniai;
		nesimetriniai.
3.	Pagal išbalansavimą	pusiausviri;
		nepusiausviri.
4.	Pagal formą	sujungti su juosta;
		sudėtiniai.



5.	Pagal sukimosi paviršių	cilindriniai;
		kūginiai;
		ritės formos;
		su grioveliais.
6.	Pagal skerspjūvio formą	apskritimo;
		ovalo;
		suapvalinto trikampio;
		daugiakampio.
7.	Pagal medžiagą	iš vienos medžiagos;
		iš keleto medžiagų.

3 lentelė

Eil. Nr.	<b>RTM juosta gali būti klasifikuojama pagal šiuos kriterijus</b>	
1.	Pagal įtempimą	įtempta;
		atlaisvinta.
2.	Pagal formą	pašiaušta (su dantukais);
		su įrėžom (išilgai, skersai);
		su išilgine perforacija;
		susukta į ritinėlį pavidalo.
3.	Pagal skerspjūvį	pastovaus skerspjūvio;
		kintančio skerspjūvio (pagal storį, pagal plotį, su išpjovomis).
4.	Pagal medžiagą	iš vienos medžiagos;
		iš keleto medžiagų.

4 lentelė

Eil. Nr.	<b>RTM kreipiantieji paviršiai gali būti klasifikuojami pagal šiuos kriterijus</b>	
1.	Pagal tarpusavio padėtį	lygiagretūs;
		nelygiagretūs;
		savaime nusistatantys.
2.	Pagal formą	plokšti;
		banguoti;
		žiedo pavidalo;
		su kliūtimis.

## 1.2. Virpesių panaudojimas mechanizmuose

Mechanizmų trinties sumažinimo tyrimai atliekami jau seniai. Vienas iš būdų trinčiai sumažinti – suteikti kryptingus virpesius kontaktuojantiems kūnams.

Jau 1959 m. H. D. Fridman ir P. Levesque tyrinėjo virpesių įtaką trinties sumažėjimui, panaudodami nuo 6 iki 41 kHz dažnių virpesius, ir 100 % sumažino statinės trinties koeficientą [8]. Kūnui sąveikaujant su virpančiu paviršiumi, kontaktas tarp jų periodiškai trūkinėja.

Trinties jėgą galima sumažinti veikiant slydimo plokštumą kryptingais tangentiniais ar jai statmenais virpesiais. Tangentinių virpesių poveikis slydimo plokštumai turi tą trūkumą, kad trinties kūnai gali išsidėvėti ar net šaltai susivirinti [9]. Panaudojant tangentinius virpesius elektroniniuose mikroskopuose, staliuko su objektyvu virpesiai gali sumažinti vaizdo ryškumą. Norint to išvengti, reikia sužadinti virpesius, statmenus trinties plokštumai. Kai virpesiams suteikiamas pagreitis, didesnis už laisvojo kritimo pagreitį, gerokai sumažėja trinties jėga [10]. Tyrinėjant kontakto pasipriešinimą, nustatyta, kad trinties jėga sumažėja, kai iš dalies išnyksta kontaktas tarp abiejų plokštumų. Sužadinant dviejų lygiagrečių plokštumų – pagrindo ir judamo kūno arba virpesių žadintuvo ir masės – virpesius, galima gauti virpesių plėvelę (VP) [11].

W. Weishaupt disertaciniame darbe aprašomi trinties jėgos tyrinėjimai, sužadinant nerezonansinius žemojo dažnio virpesius nuo 10 Hz iki 10 kHz, kai maitinimo įtampos amplitudė yra nuo 0 iki 1200 V [12]. Nustatyta, kad trinties jėgos sumažėjimas susijęs su realaus kontaktinio ploto sumažėjimu, nors tarp trinties kūnų ir nesusidaro VP. Todėl šį metodą galima pritaikyti darbui vakuume. Darbe aprašyta galimybė pritaikyti pjezokeraminius elementus trinties jėgai sumažinti.

Tikrasis dviejų virpančių kūnų kontakto plotas yra 2-4 eilėmis mažesnis nei geometrinis mikrokonto plotas [13]. Didinant apkrovimo jėgą, padidėja mikrokontaktų skaičius, tuo tarpu vieno mikrokonto vidutinis plotas nepriklauso nuo apkrovimo jėgos.

Gana išsamūs šios srities tyrinėjimai aprašyti darbe [14], kur išanalizuoti kietų slystančių kūnų trinties mechanizmai. Ypatingą reikšmę trinčiai turi kontakto plotas. Darbe pateiktas trinties jėgų sumažinimo aukštadažniais virpesiais modelis ir šio reiškinio matematinis aprašymas.

Kaip matyti iš pateiktos trinties mažinimo virpesiais analizės, sumažėja realus virpančio elemento ir judamo kūno paviršiaus kontakto plotas. Didinant virpančio elemento virpesių amplitudę, tarp sąveikaujančių kūnų susidaro virpesių plėvelė. VP susidarymo mechanizmas išsamiai nagrinėtas darbe [15], todėl plačiau to nenagrinėsime.

Toks darbo režimas rolamaitiniams mechanizmomis yra labai naudingas, nes išplečiamos jų funkcinės galimybės, padidėja mechanizmų jautrumas, pagerėja jų dinaminės charakteristikos, pailgėja atskirų mazgų naudojimo trukmė. Negalima valdyti tokių klasikinių RTM parametrų kaip traukimo jėga arba pasipriešinimo judesiui jėgų momentas, išskyrus tik tampriųjų charakteristikų priklausomybę nuo RTM grandžių padėties. Įtaisius RTM virpančius elementus, t.y. panaudojus aukštadažnius virpesius, buvo praplėstos RTM funkcinės galimybės – atsirado galimybė valdyti juose trintį bei traukimo jėgą, padidinti darbo startstopiniu režimu greitaveiką. Labiausiai paplitusi RTM virpančių elementų sudėtinė dalis yra pjezoelektriniai keitikliai (PEK) – pjezokeraminiai elementai. Daugelyje RTM konstrukcijų jie yra ritinėlių, kurių ašys nejudamai tvirtinamos prie nejudamo pagrindo, sudėtinė dalis. RTM korpusas, veikiamas išorinių jėgų ar vidinių jėgų, kylančių kinematinėje ritinėlio ir

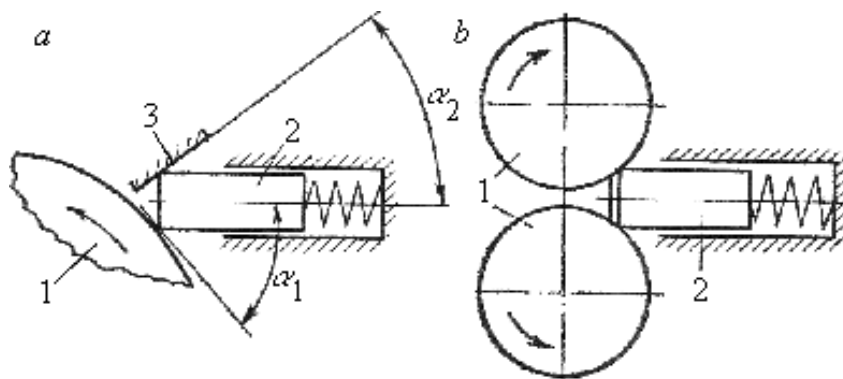
juostos poroje, atlieka tiesiaeigį judesį. Tokių RTM ritinėliai atlieka vibracinių atramų ar vibracinių variklių – vibrovariklių (VBV) funkcijas.

### 1.3. Vibrovarikliai

Egzistuojantys elektros varikliai ne visada atitinka reikalaujamas sąlygas, pavyzdžiui, mažus gabaritus, didelę greitaveiką, aukštą naudingo veiksmo koeficientą, galimybę dirbti ekstremaliomis sąlygomis (vakuume, plačiame temperatūriniame diapazone, esant aukštam radiaciniam fonui). Todėl buvo sukurti naujo tipo varikliai, kurių veikimo principas pagrįstas aukštadažnių virpesių transformavimu į kryptingą judesį. Tokie varikliai SSRS MA filialo mašinų ir mechanizmų teorijos seminare, įvykusiame Kaune 1970 m., buvo įvardinti ir patvirtinti kaip „Vibrovarikliai“ [16].

Vibrovarikliais (VBV) vadinami mechanizmai, transformuojantys aukšto dažnio mechaninius virpesius (pradedant nuo 20.000 Hz) į nepertraukiamą arba žingsninį judesį. Tokiu būdu, esminis vibrovariklių skirtumas nuo žinomų mechanizmų, keičiančių svyravimo judesį į sukimo ar tiesialinijinį, – transformuojamų virpesių dažnis.

Daugumos VBV keitiklių virpesių amplitudės gan mažos, išsidėstę  $0,1 \cdot 10^{-3} \div 10 \cdot 10^{-3}$  mm diapazone. Ribinės jų reikšmės sudaro  $0,1 \div 0,2$  mm [16]. Pirmiesiems VBV buvo panaudotas įstrižas linijinių virpesių keitiklio (LVK) smūgis į judamą elementą – plokštelę, juostą ar ritinėlį (8 pav.).

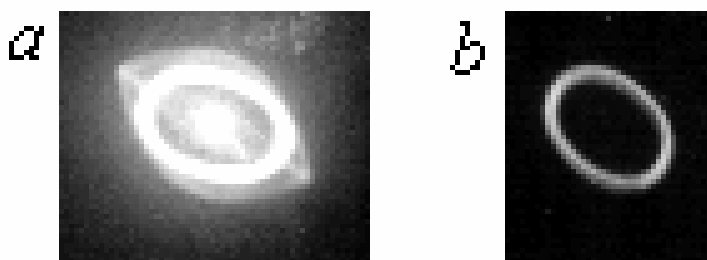


**8 pav.** Vibrovariklių, kuriuose panaudojamas įstrižas linijinių virpesių keitiklio smūgis į rotorius (us) schemas: *a* – į vieną rotorius; *b* – į du rotorius; 1 – rotorius, 2 – linijinių virpesių keitiklis, 3 – antdėklas;  $\alpha_1$  ir  $\alpha_2$  priklauso nuo rotoriaus 1 ir antdėklo 3 reologinių savybių

Pirmieji vibrovariklių tyrinėjimai parodė jų ypatingas savybes – aukštą skiriamąją gebą persislinkimui, platų temperatūrinį diapazoną, bet kokios parazitinės (kaip magnetinių, elektrinių, radiacinių laukų) įtakos jų darbui nebuvimą. Be to, yra galimybė VBV pagaminti be metalinių detalių, išskyrus laidus, kas leistų jį pritaikyti tiksluose magnetiniuose ir geodeziniuose prietaisuose. Pagrindinis VBV privalumas tas, kad jis dirba žingsniniu režimu, o tai leidžia jį tiksliai sustabdyti, ir tai padaroma mažose pasisukimo ar pasislinkimo ribose.

Vibrovarikliai turi platų pritaikomumą. Jie naudojami medicinos diagnostikoje, chirurgijos technikoje, radioteknikoje, kompiuterių gamyboje, nes tobulinant mažinami gabaritai, o tai sunku atlikti su iki šiol esančiomis technologijomis. Pritaikant VBV, tai daroma žymiai lengviau, nes VBV turi mažus gabaritus ir yra labai tikslūs.

„Padavus“ aukštadažnį elektrinį signalą pjezoelektrinio keitiklio elektrodams, jo galas, kuris yra tampriai spaudžiamas prie rotoriaus (ritinėlio arba strypelio, juostos), pradeda atlikinėti elipsinį sukamąjį judesį ir taip pradeda sukuti rotorius (ritinėlių) ar perslinkti strypelį, juostą (9 pav.).



**9 pav.** Pjezoelektrinio keitiklio galo trajektorija: *a* – aukštadažnio elektrinio signalo padavimo PEK elektrodams momentu; *b* – esant nusistovėjusiam PEK darbo režimui

Atjungus „maitinimą“ aukštadažniu elektriniu signalu nuo PEK elektrodų, prispaustas prie rotoriaus pjezoelementas tampa stabdžiu. Tai leidžia vibrovariklį tiksliai sustabdyti, išvengiama taip vadinamo „mirties taško“ reversuojant, tai padaroma mažose pasisukimo ar pasislinkimo ribose.

Pagal veikimo principą vibrovarikliai skirstomi į keletą pagrindinių grupių:

1. VBV, naudojantys aukštadažnius įstrižus smūgius. Tokiuose VBV plokštelės ar strypelio formos pjezoelektrinis keitiklis su tampria įvarža įstatomas asimetriškai rotoriaus ašiai.

2. VBV, kuriuose panaudojama keletas pjezoelektrinių keitiklių, arba sumuojantys išilginiai ir lenkimo ar skersiniai pjezoelektrinės plokštelės virpesiai. PEK kontakto su rotoriumi zonoje įvyksta įstriži smūgiai, o tangentiniai virpesiai pradeda sukuti rotorius. Norint reversuoti, vieno iš virpesių fazė perstumiamą 180°.

3. Banginiai vibrovarikliai, kurie išnaudoja išilginiai skersinių arba lenkimo banginių pjezoelektrinio keitiklio deformacijų sąveiką su perstumiamu objektu. Kad sužadinti „bėgančios bangos“ deformacijas, dažniausiai panaudojami keletos fazių vieno dažnio signalai.

Rolamaito tipo mechanizmo ir vibrovariklio sintezė leidžia sukurti kokybiškai naujus mechanizmus [6].

**Darbo tikslas:** *eksperimentiškai iširti dinامينius procesus, vykstančius paprastame vibrovariklyje, kuriame panaudojamas įstrižas linijinių virpesių keitiklio smūgis į rotorius, ir rolamaitiniame VBV, išsiaiškinant jų trūkumus bei privalumus, pasiūlyti būdus konstrukcijų trūkumams pašalinti.*

## 2. TEORINIAI SLYDIMO TARP RTM ELEMENTŲ TYRIMAI

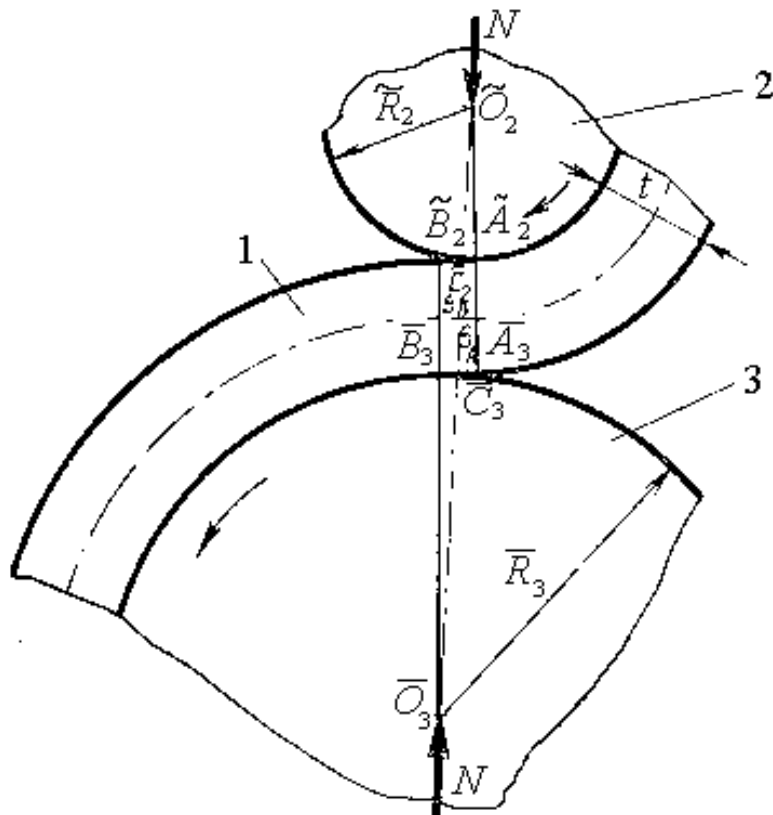
Kaip minėta anksčiau, remiantis [1,2,4], RTM – tikslus mechanizmas, kurio elementai juda vienas kito atžvilgiu neslysdami, tačiau darbo [5] autoriai nurodo, kad ritinėliai slysta esant tam tikriems mechanizmo parametrams, nors šio reiškinio teoriškai nepagrindžia.

Geometrinis slydimas – tai frikcinių mechanizmų elementų besiliečiančių taškų santykinis persislinkimas, priklausantis nuo sąveikaujančių kūnų formos jų lietimosi zonoje. Tiksliuose juostiniuose – ritiniuose mechanizmuose, tokiuose kaip RTM ar STM visi elementai kontaktuojasi su juosta ir todėl galimas geometrinis slydimas turėtų būti sąlygojamas lankstaus perdavimo ryšio – baigtinio storio juostos buvimo.

Šio darbo tikslas – išsiaiškinti ar egzistuoja geometrinis slydimas tiksluose juostiniuose – ritiniuose mechanizmuose ir, jei egzistuoja, kaip jį kompensuoti.

### 2.1. Geometrinio slydimo rolamaito tipo mechanizmuose teoriniai tyrimai

Panagrinėkime charakteringą rolamaito mechanizmams mazgą, susidedantį iš dviejų cilindrinė ritinėlių ir lankstios juostos, gaubiančios juos iš priešingų pusių (10 pav.).



10 pav. RTM juostinio – ritinio mazgo schema

Priimkime, kad juosta su ritinėliais, veikiami išorinės jėgos, sudaro ritinį mazgą su glaudžia geometrija, t.y. mazgo elementai kontaktuojasi ritinėlių centru

linijoje. Kontaktinės ritinėlių ir juostos apkrovos veikia į nagrinėjamų mechanizmų kinematiką, nes būtent kontaktuose vyksta judesio perdavimas.

Lai juosta 1 juda nuo “paduodančio” (juosta) ritinėlio 2, kurio spindulys  $\bar{R}_2$ , ant “priimančio” ritinėlio 3 su spinduliu  $\bar{R}_3$ . Ženklų “~” pažymėti juostinio – ritininio mechanizmo elementai (ritinėlis ar kreipiančioji plokštuma), “paduodantys” juosta, o ženklų “-” – ją “priimantys”.

Pjūvis  $\tilde{A}_2 \bar{A}_3$ , judėdamas pereina į padėtį  $\tilde{B}_2 \bar{B}_3$ , per kontakto zoną ir tampa natūraliu spindulių  $\tilde{o}_2 \tilde{A}_2$  ir  $\bar{o}_3 \bar{B}_3$  tęsiniu. Panagrinėkime juostos 1 judesio ypatybes elementų 2 ir 3 kontakto zonoje. Pjūvių atstumus nuo centrų linijos  $\tilde{o}_2 \bar{o}_3$  iki kontaktinės zonos kraštų pažymėkime  $S_A + S_B$ , juostos 1 storį – raide  $t$ . Dydžio  $S_A + S_B$  reikšmė priklauso nuo besikontaktuojančių elementų 2-1-3 medžiagų tampriųjų savybių, elementų 2 ir 3 spindulių  $\bar{R}_2$  ir  $\bar{R}_3$  kreivumo ir normalinės apkrovos  $N$  dydžio. Be to, elementų kontakto zonoje veikiant išorinei apkrovai, atsiranda gniuždymo deformacijos, o jų atstojamoji praeina per ritinėlių riedėjimo ašį. Riedant nagrinėjamam mazgui, apkrautam jėga  $N$ , kontaktiniuose ploteliuose vyksta įtempimų persiskirstymas. Šio pasėkoje atstojamosios pridėties taškas persislenka į riedėjimo pusę koku tai atstumu  $k$ . Tokio įtempimų persiskirstymo priežastis yra tamprių rumbelių susidarymas ant kūnų paviršių. Darbas, sunaudojamas jų susidarymui, yra riedėjimo trinties jėgų darbas, o  $k$  – riedėjimo trinties koeficientas. Tuomet pagal 10 pav. priimame, kad

$$S_A = S_0 + k; \quad S_B = S_0 - k; \quad S_A + S_B = 2S_0, \quad (5)$$

čia  $2S_0$  - kontakto plotis.

Laikome, kad

$$\min(\tilde{R}_2; \bar{R}_3) \gg t; \quad \min(\tilde{R}_2; \bar{R}_3) \gg S_0 > k. \quad (6)$$

Įvertindami ieškomųjų dydžių mažumo eilę, iš keturkampio  $\tilde{A}_2 \tilde{B}_2 \bar{B}_3 \bar{A}_3$  pakankamu tikrumu surandame  $\tilde{B}_2 \tilde{C}_2$ ,  $\tilde{C}_2 \tilde{A}_2$ ,  $\bar{B}_3 \bar{C}_3$ ,  $\bar{C}_3 \bar{A}_3$  reikšmes - kiekvieno ritinėlio 2 ir 3 persislinkimo ruoželius kontakto zonoje:

$$\begin{aligned} \tilde{B}_2 \tilde{C}_2 &= S_B \frac{\bar{R}_3 + t}{\bar{R}_3 + \frac{t}{2}}; & \tilde{C}_2 \tilde{A}_2 &= S_A \frac{\tilde{R}_2}{\tilde{R}_2 + \frac{t}{2}}; \\ \bar{B}_3 \bar{C}_3 &= S_B \frac{\bar{R}_3}{\bar{R}_3 + \frac{t}{2}}; & \bar{C}_3 \bar{A}_3 &= S_A \frac{\tilde{R}_2 + t}{\tilde{R}_2 + \frac{t}{2}}. \end{aligned} \quad (7)$$

Pjūviui  $\tilde{A}_2 \bar{A}_3$  pereinant į padėtį  $\tilde{B}_2 \bar{B}_3$  ritinėlio 2 paviršius persislinks dydžiu  $\tilde{x}$ , o ritinėlio 3 paviršius – dydžiu  $\bar{x}$ , t.y.

$$\tilde{x} = \tilde{B}_2 \tilde{C}_2 + \tilde{C}_2 \tilde{A}_2 = \frac{(S_0 - k)(\bar{R}_3 + t)}{\bar{R}_3 + \frac{t}{2}} + \frac{(S_0 + k)\tilde{R}_2}{\tilde{R}_2 + \frac{t}{2}};$$

$$\bar{x} = \bar{B}_3\bar{C}_3 + \bar{C}_3\bar{A}_3 = \frac{(S_0 - k)\bar{R}_3}{\bar{R}_3 + \frac{t}{2}} + \frac{(S_0 + k)(\tilde{R}_2 + t)}{\tilde{R}_2 + \frac{t}{2}}. \quad (8)$$

Lanksti juosta 1 persislinks dydžiu

$$2S_0 = \frac{\tilde{x} + \bar{x}}{2}. \quad (9)$$

Lai juosta 1 persislinks begaliniai mažu dydžiu  $ds$ , o ritinėliai 2 ir 3 -  $d\tilde{x}$  ir  $d\bar{x}$  atitinkamai. Įvertinant tai, kad

$$d\tilde{x} = \tilde{x} \frac{ds}{2S_0}; \quad d\bar{x} = \bar{x} \frac{ds}{2S_0}, \quad (10)$$

užrašysime ritinėlių 2 ir 3 poslinkius, atitinkančius lankščios juostos 1 poslinkį dydžiu  $ds$ , kai

$$\frac{t}{R} \ll 1: \quad (11)$$

$$d\tilde{x} = \left[ \frac{(S_0 - k)(\bar{R}_3 + t)}{\bar{R}_3 + \frac{t}{2}} + \frac{(S_0 + k)\tilde{R}_2}{\tilde{R}_2 + \frac{t}{2}} \right] \frac{ds}{2S_0} = \frac{1}{2} \left[ \frac{(1 - \frac{k}{S_0})(1 + \frac{t}{R_3})}{1 + \frac{t}{2R_3}} + \frac{1 + \frac{k}{S_0}}{1 + \frac{t}{2\tilde{R}_2}} \right] ds. \quad (12)$$

Remiantis (11) lygtimi galima parašyti, kad

$$\frac{t}{2R_3} \ll 1; \quad \frac{t}{2\tilde{R}_2} \ll 1. \quad (13)$$

Varijuodami šiais mažais dydžiais, gauname

$$d\tilde{x} = \left[ 1 + \frac{t}{4} \left( \frac{1}{R_3} - \frac{1}{\tilde{R}_2} - \frac{k}{R_3 S_0} - \frac{k}{\tilde{R}_2 S_0} \right) \right] ds. \quad (10)$$

Nekreipiame dėmesio į mažų dydžių kvadratus ir gauname

$$d\tilde{x} \cong \left[ 1 + \frac{t}{4} \left( \frac{1 - \frac{k}{S_0}}{R_3} - \frac{1 + \frac{k}{S_0}}{\tilde{R}_2} \right) \right] ds. \quad (15)$$

Analogiškai

$$d\bar{x} \cong \left[ 1 - \frac{t}{4} \left( \frac{1 - \frac{k}{S_0}}{R_3} - \frac{1 + \frac{k}{S_0}}{\tilde{R}_2} \right) \right] ds. \quad (16)$$

Pažymime

$$m = \frac{k}{S_0} \text{ - kontaktinis koeficientas} \quad (17)$$

ir įvykdome pakeitimus su ženklų pakeitimu

$$d\bar{x} = \left[ 1 - \frac{t}{4} \left( \frac{1+m}{\tilde{R}_2} - \frac{1-m}{\bar{R}_3} \right) \right] ds; \quad (18)$$

$$d\bar{x} = \left[ 1 + \frac{t}{4} \left( \frac{1+m}{\tilde{R}_2} - \frac{1-m}{\bar{R}_3} \right) \right] ds. \quad (19)$$

Jei priimti, kad

$$\delta = \frac{t}{4} \left( \frac{1+m}{\tilde{R}_2} - \frac{1-m}{\bar{R}_3} \right), \quad (20)$$

tai galiausiai atitinkamų ritinėlių skaičiuojamieji poslinkiai kontakto zonoje:

$$d\bar{x} = (1-\delta) ds; \quad d\bar{x} = (1+\delta) ds, \quad (21)$$

čia  $\delta$  - kinematinis slydimo koeficientas.

Priklausomybės (21) rodo, kad ritinėliai juostos atžvilgiu slysta priešingomis kryptimis (10 pav.). Abiejų ritinėlių slydimas, esant absoliutinei atskaitai, yra vienpusis, tik juostą “paduodančio” ritinėlio 2 (su  $\tilde{R}_2$ ) judesys truputį sulėtėja, nes slydimas nukreiptas priešinga riedėjimui kryptimi, o “priimančio” ritinėlio 3 (su  $\bar{R}_3$ ) – pagreitėja. Esant atvirkštiniam judėjimui, juostą “paduodantis” ritinėlis tampa “priimančiu”, o “priimantis” – “paduodančiu”, bet jų slydimo kryptis nepakinta, o iš to galima numanyti apie egzistuojantį kinematiškai negrįžtamą RTM nagrinėjamo mazgo elementų geometrinį slydimą, esant laisvai pasirinktiems ritinėlių spinduliams.

Kinematinis slydimo koeficientas  $\delta$  skirtingas priešingiems ritinėlių poslinkiams, nes juostą “paduodančio” ir “priimančio” ritinėlių spindulių reikšmės išraiškoje (20) keičiasi vietomis. Iš (20) matyti, kad dydis  $\delta$  apsprendžiamas nagrinėjamo mazgo geometrijos parametrais, o lanksčios juostos storis  $t$  esminiai veikia į jo elementų geometrinio slydimo dydį.

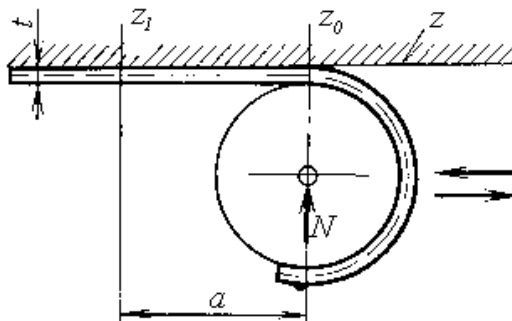
Vienodiems ritinėliams lygtis (20) atrodo taip:

$$\delta = \frac{mt}{2R}. \quad (22)$$



## 2.2. Geometrinio slydimo kompensacija rolamaito tipo mechanizmuose

Pasinaudojant teorinėmis išvadomis apie RTM elementų geometrinio slydimo atsiradimo priežastis, išnagrinėkime ritinėlio, apgaubto lanksčia juosta ir riedančio plokštuma be slydimo lietimosi zonoje, tiesialinijinį grįžtamąjį judesį (11 pav.).



**11 pav.** Juostinio - ritinio mechanizmo schema geometrinio slydimo nagrinėjimui

Ritinėlis su juosta persislenka iš padėties  $z_1$  į padėtį  $z_0$  ir “paduoda” juostą. Plokščioji mechanizmo grandis taps “priimančia” juostą ir pagal priklausomybes (21), kai  $dz > 0$ , galime užrašyti ritinėlio persislinkimo priklausomybę nuo juostos persislinkimo

$$dz = (1 + \delta_1)ds, \quad (23)$$

čia  $z$  – išilginis ritinėlio poslinkis;  $s$  – juostos poslinkis;  
 $\delta_1$  – kinematinis slydimo koeficientas (persislinkimas dešinėn).

Kai  $dz < 0$ , “paduodančia” juosta taps plokščioji grandis ir atitinkamai priklausomybė atrodys taip:

$$dz = (1 - \delta_2)ds', \quad (24)$$

čia  $\delta_2$  – kinematinis slydimo koeficientas (persislinkimas kairėn).

Įvertindami tai, kad  $\delta_1$  ir  $\delta_2$  yra maži dydžiai, juostos persislinkimo priklausomybės kiekvienam atvejui atrodys taip:

$$ds = (1 - \delta_1)dz; \quad ds' = (1 + \delta_2)dz. \quad (25)$$

Suintegravus, gausime

$$s_1 - s_0 = (1 - \delta_1)(z_1 - z_0); \quad (26)$$

$$s'_0 - s_1 = (1 + \delta_2)(z_0 - z_1). \quad (27)$$

Sutvarkius lygtis (26) ir (27), gausime

$$s'_0 - s = (z_1 - z_0)(-\delta_1 - \delta_2); \quad (28)$$

$$\Delta s = -a(\delta_1 + \delta_2), \quad (29)$$

čia  $a$  – ritinėlio persislinkimo amplitudė (kelias);

$\Delta s$  – juostos persistūmimo per vieną ritinėlio riedėjimo ciklą dydis, be to, “–” ženklas rodo, kad persistūmimo kryptis priešinga  $z$  kryptčiai.

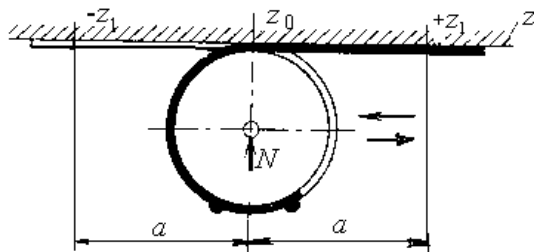
Iš lygties (24) randame  $\delta_1$  ir  $\delta_2$  reikšmes, priimdami domėn tai, kad vieno iš ritinėlių spindulys  $R =$ : (plokštuma)

$$\delta_1 = \frac{t}{4} \cdot \frac{1+m}{R}; \quad \delta_2 = -\frac{t}{4} \cdot \frac{1-m}{R}; \quad (30)$$

$$\delta_1 + \delta_2 = \frac{tm}{2R}; \quad \Delta s = -\frac{atm}{2R}. \quad (31)$$

Įvertiname RTM elementų geometrinio slydimo negrįžtamumą judesio kryptimi ir kad kompensuoti šį slydimą, siūlome į mechanizmą įvesti papildomą lanksčią grandį – juostą, gaubiančią ritinėlį iš priešingos pusės. Tai leistų gauti pastovias perdavimo priklausomybes tarp elementų kampinių ir linijinių persislinkimų ir taip kompensuoti geometrinį slydimą tarp mechanizmo elementų.

Mechanizmo, kuriame geometrinis slydimas tarp elementų kompensuojamas, schema pateikiama 12 pav.



**12 pav.** Geometrinio slydimo kompensacija juostiniuose – ritininiuose mechanizmuose

Ritinėlis, apgaubtas dvejomis juostomis iš priešingų pusių, juda plokštuma  $z$ . Juostos įtemptos jėga  $T$ , o ritinėlis apkrautas jėga  $N$  ir tai užtikrina mechanizmo besikontaktuojančių elementų glaudų susilietimą.

Įvertindami tai, kad ritinėlis apgaubtas dvejomis juostomis, turime galimybę besikontaktuojančią kinematinę porą “ritinėlis – plokštuma” nagrinėti kaip “paduodančią” ir “priimančią” juostą vienu metu.

Priklausomai nuo judesio krypties, gausime šias priklausomybes:

$$\Delta s_1 = -a(\delta_1 + \delta_2); \quad (32)$$

$$\Delta s_2 = a(\delta_1 + \delta_2). \quad (33)$$

Suminis priklausomybių (32) ir (33) rezultatas bus lygus nuliui, t.y.  $2\Delta s = \Delta s_1 + \Delta s_2 = 0$ , kuo patvirtinama, kad galima kompensuoti geometrinį slydimą tarp elementų apgaubus ritinėlių dvejomis juostomis priešingomis kryptimis.

Priklausomybės (32) ir (33) gali skirtis ne tik ženklu, bet ir kinematinėms koeficientų reikšmėms, priklausomai nuo pradinės ir atgalinės eigų skirtingų sąlygų. Šiuo atveju paklaidų dydžiai gali turėti skirtingas nuo nulio reikšmes, lygias absoliučiu dydžiu ir priešingas pagal ženklą.

Remiantis darbo išvadomis apie egzistuojantį geometrinį slydimą tarp juostinių – ritinių mechanizmų elementų ir teoriniais galimybės kompensuoti šį slydimą tyrimais, buvo sukurti originalūs juostiniai – ritiniai mechanizmai su geometrinio slydimo kompensacija [17,18].

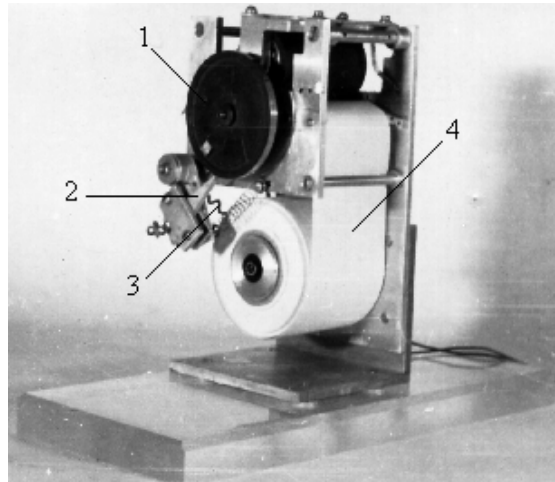
**Išvados:** Teoriniais tyrimais nustatyta:

1. RTM egzistuoja kinematiškai negrįžtamas mechanizmo elementų geometrinis slydimas, į kurio dydį veikia lanksčios juostos storis.
2. Geometrinį slydimą tarp RTM elementų galima kompensuoti į realią konstrukciją įvedus papildomą lanksčią juostą, gaubiančią ritinėlius iš priešingos pusės.

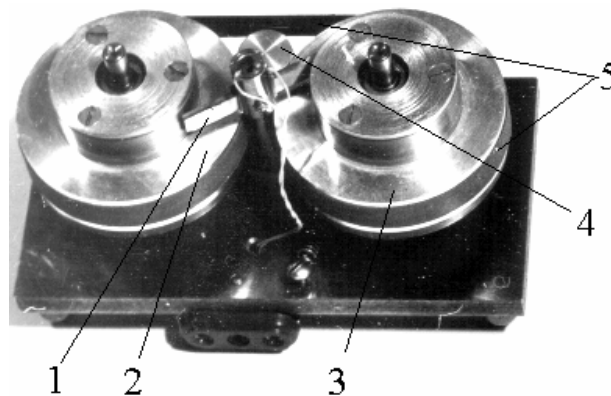
### 3. EKSPERIMENTINIAI VIBROVARIKLIŲ DINAMIKOS TYRIMAI

#### 3.1. Vibrovariklio, kuriame panaudojamas įstrižas linijinių virpesių keitiklio smūgis į rotorius, eksperimentiniai tyrimai

Pirmiesiems VBV buvo panaudotas įstrižas PEK smūgis į vieną ar du judamus elementus – ritinėlių, juostą ar strypelį (13, 14 pav.).



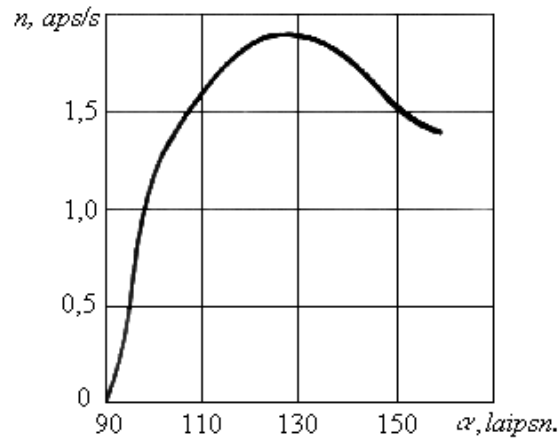
**13 pav.** Juostos traukimo mechanizmo su VBV, kuriame panaudojamas įstrižas pjezoelektrinio keitiklio smūgis į rotorius, maketas: 1 – rotorius, 2 – pjezoelektrinis LVK, 3 – laidas, kuriuo maitinamas LVK, 4 – popierinė juosta



**14 pav.** Rolamaitinio rotorinio vibrovariklio, kuriame panaudojamas įstrižas PEK smūgis į du rotorius, maketas: 1 – pjezoelektrinis keitiklis, 2,3 – rotoriai, 4 – mažesnio skersmens ritinėlis, 5 – begalinis dirželis

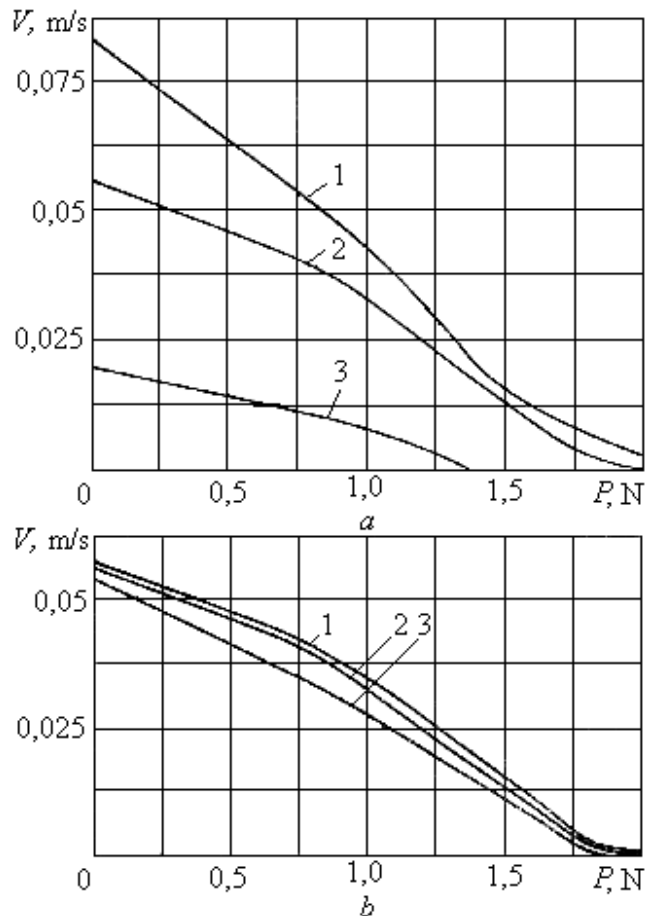
Eksperimentui buvo panaudotas VBV, kurio schema pateikta 8-ame *a* paveiksle, o juostos traukimo mechanizmo su tiriamu VBV maketo foto pateikta 13-ame paveiksle.

Pirmiausia buvo bandoma išsiaiškinti kaip priklauso rotorius sūčiai nuo kampo, kuriuo pjezoelektrinis LVK 2 veikia rotorius 1.



**15 pav.** Rotoriaus sūkių  $n$  priklausomybė nuo pjezoelektrinio LVK prispaudimo prie rotoriaus kampo  $\alpha$

Kaip matyti iš kreivės, pateiktos 15-ame paveiksle, egzistuoja optimali kampo  $\alpha$  reikšmė (šioje konstrukcijoje  $\alpha = 125^\circ$ ).



**16 pav.** Pavaros mechaninės charakteristikos:  $a$  – kai maitinančios įtampos amplitudžių dydžiai yra: 1 – 80 V, 2 – 60 V, 3 – 40 V (LVK tampraus prispaudimo prie rotoriaus jėgos dydis lygus 1,7 N;  $f_{rez} = 42,5$  kHz = const);  $b$  – esant skirtingoms LVK tampraus prispaudimo prie rotoriaus jėgoms: 1 – 2,0 N, 2 – 1,7 N, 3 – 1,3 N ( $U_m = 60$  V = const,  $f_{rez} = 42,5$  kHz = const);

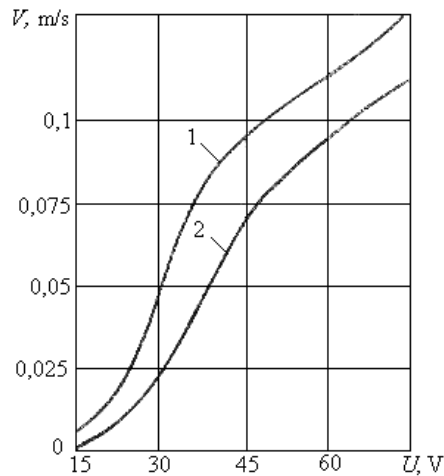
Su maketu (13 pav.) galima keisti vidutinį popierinės juostos traukimo greitį, juostos prispaudimo prie vedančiojo velenėlio jėgos dydį, pjezoelektrinio LVK sąlyčio su rotoriumi konstrukcinius parametrus.

Panašiose pavarose didžiausią susidomėjimą kelia pavaros mechaninės charakteristikos, t.y. priklausomybės, panašios į

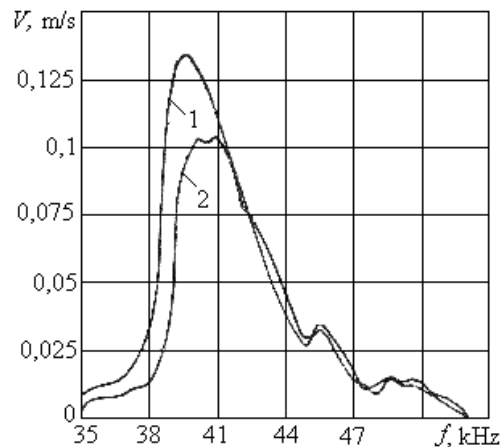
$$v = v(P), \quad (34)$$

čia  $v$  - vidutinis popierinės juostos traukimo greitis;  
 $P$  - pasipriešinimo judėjimui jėga

Tokios charakteristikos (16 pav. *a*, *b*) atrodo kaip pakrypusios kreivės, savo kreivumą keičiančios priklausomai nuo LVK (šioje konstrukcijoje pagaminto iš pjezokeramikos ЦТБС-1 markės) virpesių amplitudės (16a pav.). LVK tamprus prispaudimo prie rotoriaus jėgos dydis nežymiai veikia į mechaninių charakteristikų formą (16b pav.).



**17 pav.** Juostos traukimo greičio priklausomybė nuo maitinančios įtampos dydžio:  
 1 – laisvoje eigoje, 2 – darbinėje eigoje, kai  $P = 1,5 \text{ N}$



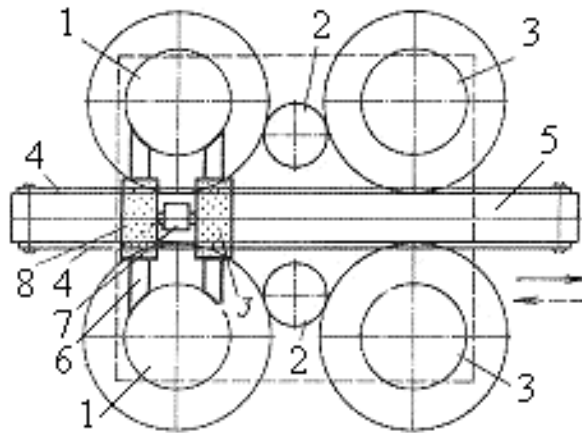
**18 pav.** Juostos traukimo greičio priklausomybė nuo maitinančios įtampos dažnio:  
 1 – laisvoje eigoje, 2 – darbinėje eigoje, kai  $P = 1,5 \text{ N}$

Popierinės juostos traukimo greitis didžia dalimi priklauso nuo maitinančios įtampos amplitudės, t.y. nuo keitiklio virpesių amplitudės (17 pav.). Greičio kitimo charakteris yra nelineinis, todėl tai būtina įvertinti projektuojant stabilizuotas su atgaliniu pagal greitį ryšiu sistemas.

Jei nelineinis juostos greičio charakteris, sąlygotas įtampa, yra apsprendžiamas pagrindinai smūgine keitiklio sąveika su judamu paviršiumi, tai popierinės juostos priklausomybės nuo maitinančios įtampos dažnio forma apsprendžiama keitiklio rezonansine charakteristika (18 pav.). Ryšium su tuo ypač tikslioms sistemoms, dirbančioms plačiame temperatūriniame diapazone ir esant linijinėms ir vibracinėms perkrovoms, rekomenduojama naudoti schemas su įjungtu į generatoriaus kontūrą keitikliu arba sukurti autovirpesinius generatorius, dirbančius keitiklio rezonansiniu dažniu.

### 3.2. Vibrovariklių konstrukcijų kūrimo problemos ir eksperimentiniai tyrimai

Pagrindinis vibrovariklių, panaudojančių įstrižą PEK smūgį į rotorius, trūkumas yra tai, kad neįmanoma keisti rotorius sukimosi krypties (13, 14 pav.). 19-ame paveiksle pavaizduotoje linijinio variklio [19] konstrukcijoje yra du PEK, tampriai savo galais prispausti prie rotorius. Kiekvienas jų gali sukurti du rotorius vienu metu.

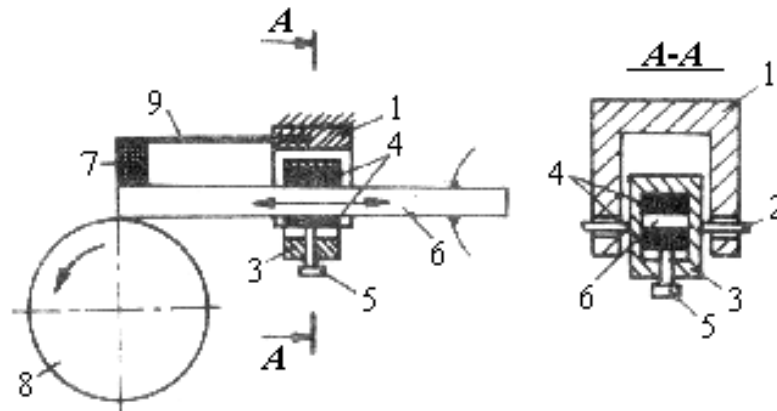


**19 pav.** Linijinis variklis [19]: 1 – vedantysis rotorius; 2 – papildomas ritinėlis; 3 – vedamasis rotorius; 4 – lanksti juosta; 5 – vykdomasis elementas; 6 – kontaktuojantysis elementas (trinkelė); 7 – elektromagnetas; 8 – PEK

Keičiant linijinio variklio vykdomojo elemento judesio (slinkimo) kryptį, elektromagnetas prispaudžia vieną ar kitą PEK prie rotorius, tokiu būdu dirba arba vienas, arba kitas VBV. Tačiau dviejų VBV naudojimas vykdomojo elemento judesio reversui gauti apsunkina linijinio variklio konstrukciją, daro ją gremėzdiška.

Be to, kuriant originalias vibrovariklių konstrukcijas, išskyla ir specifinės problemos:

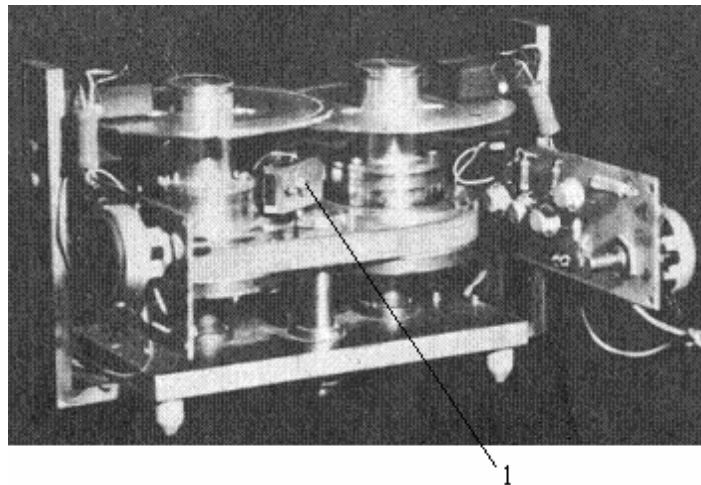
1-oji problema,- tai pjezoelektrinio keitiklio tvirtinimo problema. Pusbanginio vibratoriaus geometriniame viduryje yra virpesių mazgas, todėl tikslinga PEK tvirtinti per jo vidurį, kad užtikrinti kuo mažesnę jo virpesių dempferiavimą. PEK laikiklis pavaizduotas 20-ame paveiksle.



**20 pav.** Vibrovariklio PEK laikiklio schema: 1 – korpusas; 2 – ašis; 3 – apkaba; 4 – tarpinė; 5 – varžtelis; 6 – PEK; 7 – antdėklas; 8 – rotorius; 9 – tampri spyruoklė

Tokio PEK laikiklio pranašumas tame, pirma, kad PEK yra užtvirtinamas jo išilginių virpesių pagrindinės modos mazge, o antra, galimybė pasisukti apie savo ašį užtikrina savaiminį PEK susiderinimą išsidėvėjus PEK antgaliui arba esant rotoriaus radialiniam mušimui.

Toks laikiklis buvo pritaikytas tiriant rotorių sukimosi nesinchroniškumą rolamaitinės pavaros mazge [20] (21 pav.).

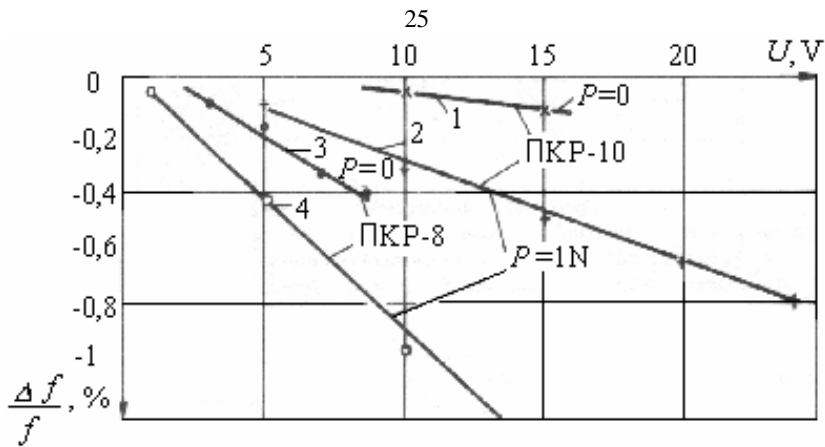


**21 pav.** Rolamaitinės pavaros mazgo maketas rotorių sukimosi nesinchroniškumui tirti: 1 – PEK laikiklis

2-oji problema,- tai PEK maitinimo problema. Realiose VBV konstrukcijose PEK virpa rezonansiniu dažniu. Tačiau rezonansinis PEK dažnis gali kisti veikiant įvairiems faktoriams, pavyzdžiui, pjezokeramikos senėjimui, keičiantis aplinkos temperatūrai ir maitinančio signalo įtampai (22 pav.), ir ypač priklauso nuo rotoriaus mechaninio pasipriešinimo charakterio ir dydžio, nuo ko priklauso PEK rezonansinio dažnio pokyčio dydis ir mechaninis kokybiškumas.

Visi šie faktoriai reikalauja PEK maitinimo schemoje įvesti atgalinį ryšį srovei, užtikrinant maitinimo generatoriaus automatinį dažnio pareguliuojimą.

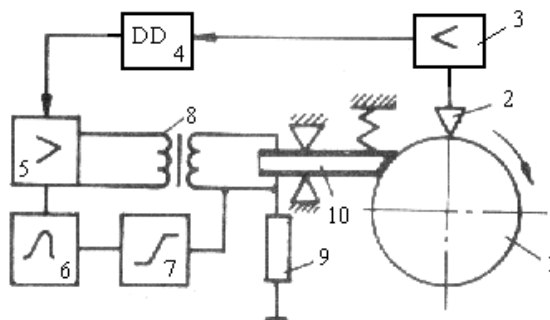




**22 pav.** Rezonansinio dažnio nukrypimo dydžio priklausomybė nuo maitinimo įtampos: 1,3 – neapkrautam PEK; 2,4 – apkrautam 1N PEK (markių ΠKP-8 ir ΠKP-10).

3-oji problema,- tai VBV valdymo problema.

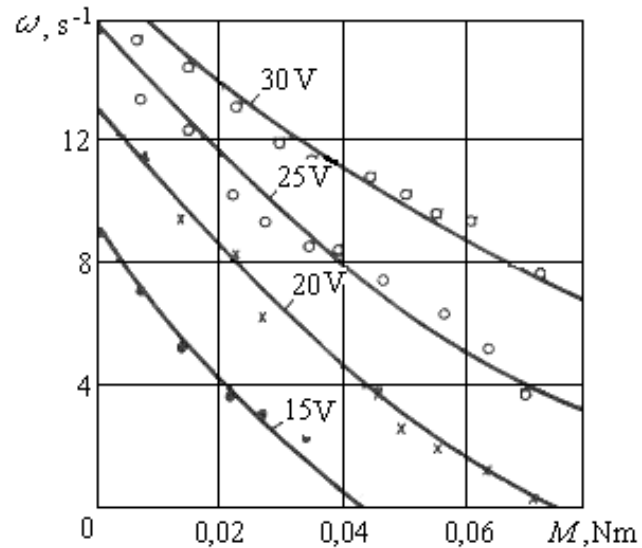
Keičiantis aplinkos temperatūrai ir drėgmei, išsidėvėjus, esant ilgalaikiam darbui, kinta ne tik elektriniai PEK parametrai, bet ir kontakto tarp rotoriaus ir judamo elemento sąlygos, keičiasi rotoriaus sukimosi kampinis greitis. Visa tai reikalauja sukurti greičio automatinio reguliavimo sistemą, kuri užtikrintų būtiną rotoriaus sukimosi tikslumą (23 pav.).



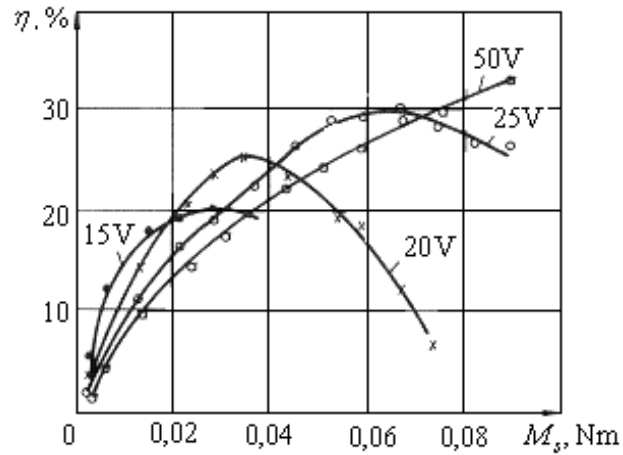
**23 pav.** Pjezoelektrinės servopavaros schema: 1 – rotorius; 2 – kampinio greičio jutiklis; 3 – stiprintuvas; 4 – dažninis diskriminatorius; 5 – galios stiprintuvas; 6 – rezonansinis stiprintuvas; 7 – ribotuvas; 8 – suderinantis transformatorius; 9 – atgalinio ryšio rezistorius; 10 - PEK

24-ame ir 25-ame paveiksluose pateikiama konkretaus vibrovariklio (rotoriaus skersmuo 48 mm, PEK markė – ΠKP-6 su 21×3,5×2,0 mm matmenimis). Esant mechaninei galiai ant veleno 0,5 W, naudingo veikimo koeficientas sudaro apie 35%. Kaip matyti iš pateikiamų grafikų, didesnio n.v.k. užtikrinimui galima optimizuoti VBV konstrukcijas pagal užduotą apkrovą arba galią.

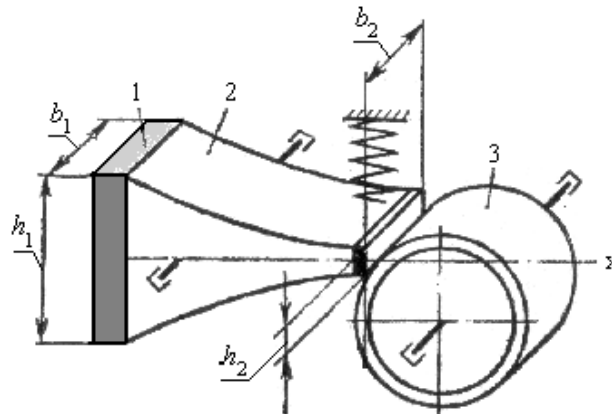
4-oji problema,- tai PEK išsidėvėjimo kontakto su judamu elementu zonoje, arba kontakto tarp rotoriaus ir judamo elemento sąlygų keitimosi problema. Norint išvengti mechaninio PEK išsidėvėjimo kontakto zonoje, naudojami prie PEK tvirtinami bangolaidžiai (virpesių koncentradoriai), kuriais ne tik užtikrinamas ilgalaikis PEK



**24 pav.** VBV kampinio greičio priklausomybė nuo rotoriaus išorinės apkrovos momento dydžio, esant skirtingoms maitinimo įtampos reikšmėms

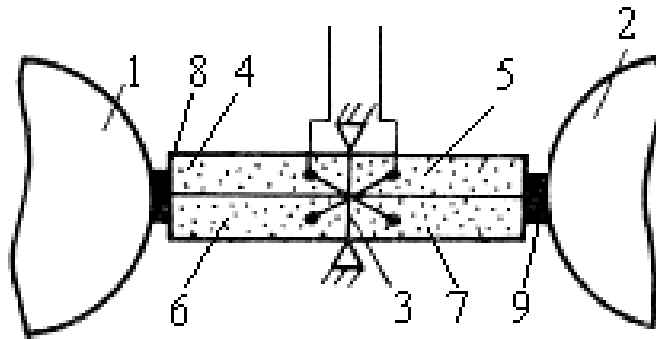


**25 pav.** VBV naudingo veiksmo koeficiento priklausomybė nuo rotoriaus išorinės apkrovos momento dydžio



**26 pav.** Vibrovariklis su eksponentiniu bangolaidžiu: 1 – PEK; 2 – eksponentinis bangolaidis; 3 – rotorius

darbas, bet ir padidinama perduodamų virpesių amplitudė, sumažinami vibrovariklio sunaudojamos energijos nuostoliai. Bangolaidžiai gali būti laiptuotai, kūginiai, eksponentiniai, katenoidiniai. 26-ame paveiksle pateikta VBV su eksponentiniu bangolaidžiu [16] schema.

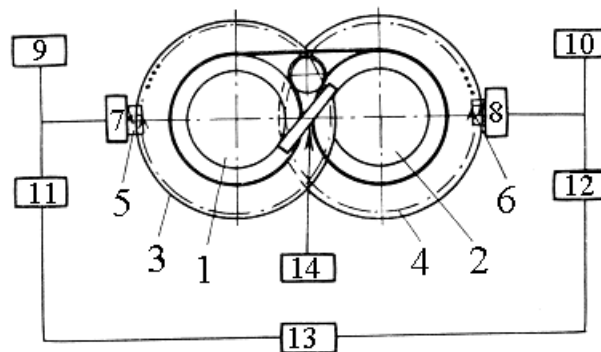


**27 pav.** Vibrovariklio su dviem rotoriais schema: 1,2 – rotorius; 3 – PEK; 4,5,6,7 – elektrodai; 8,9 – trinkelė

Optimaliai VBV schemai gauti reikėjo užtikrinti rotorų sukimosi reversą, kas neįmanoma vibrovariklyje, kuriame PEK naudoja įstrižą smūgį į judamą elementą. Todėl pasiūlyta VBV schema, kur naudojamas PEK su sudalintais elektrodais (27 pav.).

### 3.3. Eksperimentiniai rolamaitinio vibrovariklio tyrimai

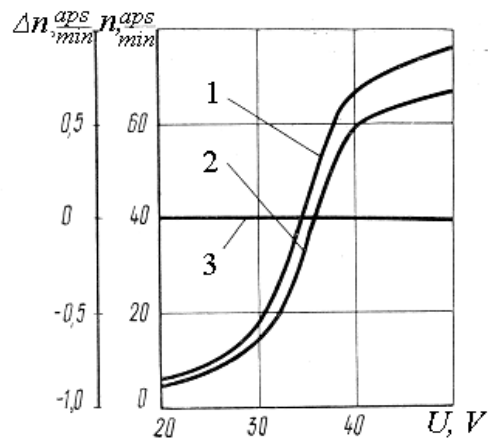
Kuriant rolamaitinius rotorinius VBV ir juostos traukimo mechanizmus, reikėjo išsiaiškinti, kokią įtaką ritinėlių sukimosi sinchroniškumui daro rolamaitinio principo taikymas juostos traukimo mechanizmuose. Buvo sukurtas juostos traukimo mechanizmo [21] pavaros (rolamaitinio rotorinio VBV) maketas (14 pav.), o jo pagrindu – eksperimentinis standas (21 pav.). Rotorių sukimosi nesinchroniškumo matavimo schema pateikta 28 paveiksle.



**28 pav.** Rotorių sukimosi nesinchroniškumo matavimo schema: 1,2 – rotoriai; 3,4 – rastriniai diskai; 5,6 – fotojutikliai; 7,8 – stiprintuvai – formuotojai; 9,10 – dažnimačiai; 11,12 – dažniniai diskriminatoriai; 13 – dviejų kanalų registracijos blokas; 14 – LVK maitinimo blokas

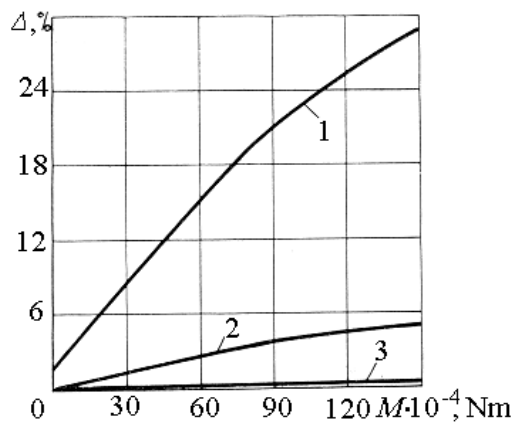
Kai iš pjezoelektrinio LVK maitinimo bloko 14 paduodamas ant pjezoelektrinio LVK elektrodų aukštadažnis kintamos įtampos signalas, LVK pradeda sukuti rotorius 1 ir 2. Ant rotorių velenų įtvirtinami rastriniai diskai 3 ir 4, susieti su fotjutikliais 5 ir 6. Signalo stiprintuvai – formuotojai 7 ir 8 sujungti su dažnimačiais 9 ir 10, ir per dažninius diskriminatorius 11 ir 12 – su dviejų kanalų registracijos bloku 13.

Pradžioje buvo tiriamas neapkrautas dviejų rotorių VBV, kurio abu rotorius suka vienas pjezoelektrinis LVK (29 pav.).



**29 pav.** Vibrovariklio rotorių sukimosi nesinchroniškumo priklausomybių kreivės neapkrautame darbo režime: kreivės 1, 2 -  $n=f(U)$  rotoriams 1 ir 2; kreivė 3 -  $\Delta n=f(U)$  rolamaitinio vibrovariklio rotoriams;

Buvo panaudotas optimalus LVK įžambaus lietimosi su rotoriumi kampas –  $125^\circ$ . Pirmoji ir antroji kreivės (29 pav.) rodo rotorių sukimosi nesinchroniškumą, didinant pjezokeraminio LVK maitinimo įtampą, o tuo pačiu ir rotorių sūkius, trečioji kreivė (tiesė) rodo, kad, sujungus rotorius rolamaitiniu būdu, jų sukimosi nesinchroniškumas išnyksta.



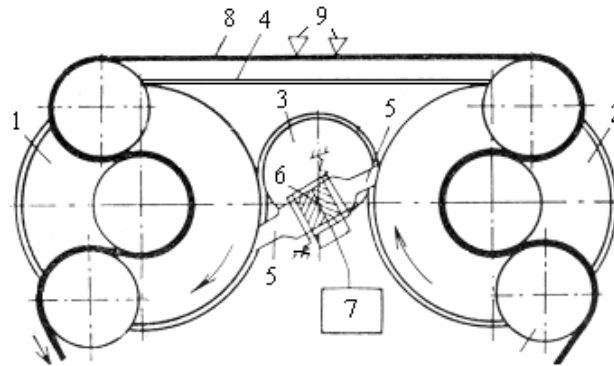
**30 pav.** Vibrovariklio rotorių sukimosi nesinchroniškumo priklausomybė nuo išorinės apkrovos vienam rotoriumi: 1 – dviejų rotorių VBV, kurio rotorius suka vienas pjezoelektrinis LVK; 2,3 – rolamaitiniam VBV, kuriame pjezoelektrinis LVK suka: 2 - vieną rotorių, 3 – du rotorius

Vėliau buvo tiriama, apkraunant vieną rotorių, dviejų rotorių VBV, kurio abu rotorius suka vienas LVK, (30 pav., 1-oji kreivė), ir rolamaitinis vibrovariklis, kuriame LVK suka vieną rotorių (30 pav., 2-oji kreivė) ir abu rotorius (30 pav., 3-oji kreivė).

Kaip matome, labiausiai rotorių nesinchroniškumas išauga paprastame 2-jų rotorių vibrovariklyje (pirmoji kreivė), mažiausiai – rolamaitiniame VBV, kuriame LVK suka abu rotorius (trečioji kreivė) (13 pav.).

Vadinasi, **rolamaitinio VBV variantas, kai pjezoelektrinis LVK suka abu rotorius, yra optimaliausias.**

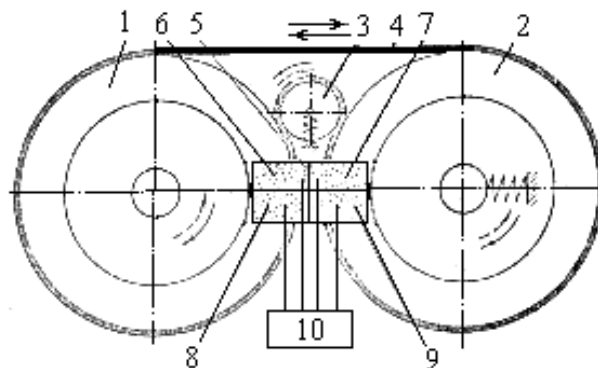
31-ame paveiksle pateikta juostos traukimo mechanizmo schema, kurioje rolamaitiniame VBV panaudoti bangolaidžiai, pritvirtinti prie PEK [22].



**31 pav.** Juostos traukimo mechanizmas [22]: 1,2 – rotorius; 3 – ritinėlis; 4 – begalinis dirželis; 5 – bangolaidis; 6 – PEK; 7 – PEK maitinimo šaltinis; 8 – magnetinė juosta; 9 – magnetinė galvutė

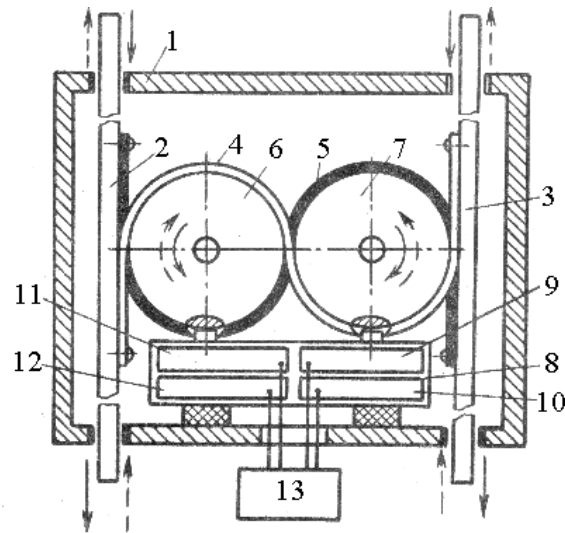
Tokiame rolamaitiniame VBV galima panaudoti ne tik plokštinius, bet ir žiedinius PEK, poliarizuotus pagal storį, su pritvirtintais prie jų bangolaidžiais. Visa tai leidžia efektyviai transformuoti elektros energiją į mechaninę, o tai didina juostos traukimo mechanizmo naudingo veiksmo koeficientą.

Galimi keli PEK kontaktavimo su rotoriais variantai, - pirmas, kai PEK su sudalintais elektrodais veikia į rotorius savo galais, t.y. tarpiai įstatomas tarp rotorių (32 pav.) ir antras, kai PEK prie rotorių prispaudžiamas šonu (33 pav.).



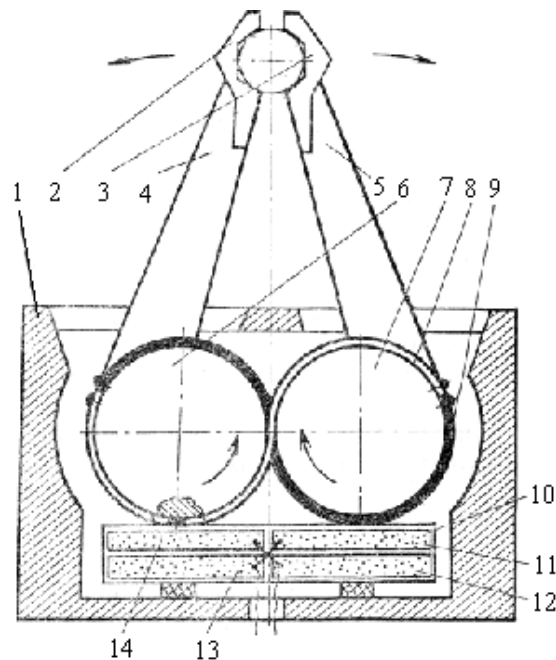
**32 pav.** Pjezoelektrinis variklis [23]: 1,2 – rotorius; 3 – ritinėlis; 4 – begalinis dirželis; 5 – PEK; 6,7,8,9 – elektrodai; 10 – maitinimo šaltinis

Tokiame pjezoelektriniame variklyje gaunami du vykdomųjų elementų – roto-rių sukimo su reversu judesiai.



**33 pav.** Linijinis variklis [18]: 1 – korpusas; 2,3 – slankūs strypeliai; 4,5 – lanksčios juostos; 6,7 – rotorius; 8 – PEK; 9,10,11,12 – elektrodai; 13 – maitinimo šaltinis

Šis linijinis variklis pasižymi dideliu kinematinio tikslumu, juo gaunami keturi judesiai su reversu – dviejų rotorių sukimo ir dviejų slankių strypelių tiesialinijiniai judesiai. Tokią ar panašią rolamaitinio VBV schemą galima sėkmingai panaudoti robotikoje ar kaip mikromanipuliacijos griebtą [17](34 pav.).



**34 pav.** Mikromanipuliacijos griebtas [17]: 1 – korpusas; 2,3 – žiauna; 4,5 – laikiklis; 6,7 – rotorius; 8,9 – lanksti juosta; 10 – PEK; 11,12,13,14 – elektrodai

Tyrimų duomenimis pasinaudota, kuriant originalius rolamaitinius mechanizmus, tokius kaip mikromanipulatoriaus griebtas (SSRS išradimas Nr. 1516348), banginis VBV (SSRS išradimas Nr. 921403), reversuojamas pjezoelektrinis variklis (SSRS išradimas Nr.936764), linijinis variklis (SSRS išradimas Nr. 819863), tiesiaeičio poslinkio atramos (SSRS išradimai Nr.Nr. 581336, 949236), juostos traukimo mechanizmai (SSRS išradimai Nr.Nr. 681451, 932557), peristaltiniai siurbliai (SSRS išradimai Nr.Nr. 954608, 1010316) ir kt.

**Išvados:** Eksperimentiniais tyrimais nustatyta:

1. Rotoriaus sūkliai  $n$  didžiausi, kai linijinis virpesių keitiklis prispaudžiamas prie rotoriaus optimaliu kampu (tirtroje konstrukcijoje  $\alpha = 125^\circ$ ).

2. LVK tampraus prispaudimo prie rotoriaus jėgos dydis nežymiai veikia į mechaninių charakteristikų formą.

3. Ypač tikslioms sistemoms, dirbančioms plačiame temperatūriniame diapazone ir esant linijinėms ir vibracinėms perkrovoms, rekomenduojama naudoti schemas su įjungtu į generatoriaus kontūrą keitikliu arba sukurti autovirpesinius generatorius, dirbančius keitiklio rezonansiniu dažniu.

4. Rotorių nesinchroniškumas labiausiai išauga paprastame dviejų rotorių VBV, mažiausiai – rolamaitiniame VBV, kuriame LVK suka abu rotorius. Rolamaitinio VBV variantas, kai LVK suka abu rotorius, yra optimaliausias.

5. Rolamaito tipo mechanizmo ir vibrovariklio sintezė leidžia sukurti kokybiškai naujus mechanizmus.

Aprašytas vibrovariklių paskirstymas pagal veikimo principą. Parodyta VBV pjezoelektrinio keitiklio galo judesio trajektorija nusistovėjusio darbo režimo metu. Pastebėta, kad rotoriaus sūkliai  $n$  didžiausi, kai PEK prispaudžiamas prie rotoriaus optimaliu kampu  $\alpha = 125^\circ$ .

Nustatytos vibrovariklių konstrukcijų kūrimo keturios būdingos problemos, pateikta jų išsprendimo būdai. Nurodyta, kad:

- 1. tikslinga PEK tvirtinti per jo vidurį, kad užtikrinti kuo mažesnę jo virpesių dempferiavimą;*
- 2. būtina PEK maitinimo schemoje įvesti atgalinį ryšį srovei, užtikrinant maitinimo generatoriaus automatinį dažnio pareguliuavimą;*
- 3. būtina sukurti greičio automatinio reguliavimo sistemą, kuri užtikrintų būtiną rotoriaus sukimosi tikslumą;*
- 4. PEK darbo ilgaamžiškumui padidinti ir VBV sunaudojamos energijos nuostolių sumažinimui rekomenduojama VBV schemoje panaudoti bangolaidžius (virpesių koncentratorius).*

***Rolamaitinio VBV variantas, kai PEK suka du rotorius, yra optimaliausias.***



## SUMMARY

The short analysis of vibromotors (VM) and rolamite type mechanisms is submitted, their advantages are revealed. Dynamic processes, occurring in vibromotor, are investigated experimentally in which the slanting impact of the converter of longitudinal fluctuations (CLF) to a rotor is used, and rotates it. It is established optimum angle of elastic pressing of the converter of longitudinal fluctuations to a rotor makes  $125^\circ$  - are getting the greatest revolutions of a rotor. The size elastic pressing of the converter of longitudinal fluctuations to a rotor insignificantly influences the form of the mechanical characteristics. It is recommending for precision systems working in a wide temperature range and at linear and vibrating overloads to use the circuits with included in a contour of the generator by converters or to construct auto oscillatory generators working on resonant frequency of the converter. The value of non synchronicity of rotation of rotors most grows in elementary vibromotor with two rotors, least - in rolamite vibromotor, in which the converter of longitudinal fluctuations rotates both rotors. The variant of rolamite vibromotor, in which the converter of longitudinal fluctuations rotates both rotors, is optimum. Four problems inherent vibromotors are established and ways of their decision are offered. Expediently CLF fix in its middle. Thus it is provided the least damping of vibrations. Expediently to use waveguides in the constructions of VM. Thus it is provided the least consumption of energy and getting maximum magnitude of amplitude. The synthesis of the rolamite type mechanism and vibromotor allows designing qualitatively new original mechanisms.

**Key words:** Rolamite type mechanisms, vibromotor, vibrations, converter of longitudinal fluctuations, roller, band.

## LITERATŪRA

1. Wilkes, D.F. Rolamite: A New Mechanical Design Concept.-Research Report SC-RR-67-656A, Sandia Laboratories, December, 1967.-223 p.
2. Wilkes, D.F. Rolamite: A New Mechanism.-Mechanical Engineering. April, 1968, v.90, No 4, p. 11-29.
3. Ragulskis, K., Ulozas, R.V. Juostos traukimo mechanizmas. SSRS išradimas Nr. 426239
4. Cadman, R.V. Rolamite – Geometry and Force Analysis. Journal of Engineering for Industry. Trans. ASME, Ser.B, Feb. 1969, v.91, No 1, p. 185-191.
5. Percival, C.M., Norwood, F.R. A Theoretical and Experimental Investigation of the Dynamic Response of Rolamite. -Trans. ASME, 1969, Ser.B., v.91, No 1, p. 235-239.
6. Рагульскис, К.М., Улозас, Р.В.К., Бакай, Н.Г., Палявичюс А. Механизмы типа роламайт.-Вильнюс: Мокслас, 1990.- 200 с.
7. Gulbinienė, L. Skrolierio tipo mechanizmo dinamikos tyrimai, Magistro tezė, Šiaulių universitetas, 2003.
8. Fridman, H.D., Levesque, P. Reduction of Static Friction by Sonic Vibration.-J. Appl. Phys., 1959, v.30, No 10, p. 46-52.
9. Lehfeld, S. Beeinflussung metallischer Reibungsvorgänge durch Schall im 20 kHz-Bereich.-Dissertation TH, Aachen, 1968, s. 97.
10. Godfrey, D. Vibration Reduces Metal to Metal Contact and Causes an Apparent Reduction in Friction.-ASLE Transactions, 1967, v.10, p. 89-96.
11. Fehse, W. Anwendung von Gaslagern in Kreiselgeräten.-Feinwerktechnik, 73 (1969), H.4, s. 80-87.
12. Weishaupt, W. Piezokeramische Positioniereinrichtungen für den Mikrobereich mit gesteuerter Reibkraftverminderung.-Dissertation TU, Berlin, 1971, s. 112.
13. Bowden, E.P., Tabor, D. The Friction and Lubrication of Solids.-Oxford: Clarendon Press, 1964, Part II, p. 131-137.
14. Jungclaus, J. Über den Einfluss hochfrequenter Ultraschallschwingungen auf die Reib- und Tangentialkräfte sowie auf die Mikroverschiebung fester gleitender Körper.-Dissertation RW TH, Aachen, 1973, s. 95.
15. Канапенас, Р. М., Виброопоры.- Вильнюс, Мокслас, 1984, 208 с.
16. Бансявичюс, Р.Ю., Рагульскис, К.М., Вибродвигатели.-Вильнюс, Мокслас, 1981, 193 с.
17. Mikromanipuliatoriaus griebtas. SSRS išradimas Nr. 1516348. ТПК<sup>4</sup> В25J 15/02; В25J 11/00.
18. Linijinis variklis. SSRS išradimas Nr. 1566851. ТПК<sup>4</sup> F16H 19/06; H02N 2/00.
19. Linijinis variklis. SSRS išradimas Nr. 819863.
20. Bogašis G., Stravinskas V., Ulozas R.V., 2004, Rolamaitinių vibrovariklių dinamikos tyrimai.-ISSN 1648-8776, Jaunųjų mokslininkų darbai, 2004-4, p.54-59, VŠĮ Šiaulių universiteto leidykla.
21. Juostos traukimo mechanizmas. SSRS išradimas Nr. 570102.
22. Juostos traukimo mechanizmas. SSRS išradimas Nr. 681451.
23. Pjezoelektrinis variklis. SSRS išradimas Nr. 936764.

Pastaba:

**Magistro darbo rezultatai skelbti:**

- G. Bogušis, **V. Stravinskas**, R.V. Ulozas. Rolamaitinių vibrovariklių dinamiškos tyrimai. **Jaunųjų mokslininkų darbai, 2004, Nr. 4**, ISSN 1648-8776, VŠĮ Šiaulių universiteto leidykla, 2004, p. 54-59.
- G. Bogušis, **V. Stravinskas**, R.V. Ulozas. Vibrovariklių eksperimentiniai tyrimai., **10-oji Tarptautinė konferencija Mechanika – 2005**, pranešimų medžiaga, ISBN 9955-09-850-3, Kauno technologijos universitetas, Lietuva, 2005 m. balandžio 7-8 d., p. 474-479.

**PRIEDAI**