

**ŠIAULIŲ UNIVERSITETAS  
TECHNOLOGIJOS FAKULTETAS  
MECHANIKOS INŽINERIJOS KATEDRA**

**Tomas Umaras**

**JUOSTINIŲ RITINIŲ MECHANIZMŲ STRUKTŪROS  
ĮTAKA JŲ KINEMATINIAM TIKSLUMUI**

Magistro baigiamasis darbas

**Šiauliai, 2012**

**ŠIAULIŲ UNIVERSITETAS  
TECHNOLOGIJOS FAKULTETAS  
MECHANIKOS INŽINERIJOS KATEDRA**

**JUOSTINIŲ RITINIŲ MECHANIZMŲ STRUKTŪROS  
ĮTAKA JŲ KINEMATINIAM TIKSLUMUI**

Magistro baigiamasis darbas

**Autorius – Tomas Umaras (MM-10 gr.)**

**Vadovas – prof. dr. R.V. Ulozas**

**Recenzentas – doc. dr. S. Rimovskis**

**Katedros vedėjas – doc. dr. A. Sabaliauskas**

**Šiauliai, 2012**

**TURINYS**

Summary.....	4
Įvadas.....	5
1. Juostinių ritininių mechanizmų konstrukcinė analizė.....	6
2. Juostinių ritininių rolamaito ir skrolerio tipų mechanizmų lyginamoji analizė.....	24
3. Pagrindinių paklaidų juostiniuose ritininiuose mechanizmuose tikslumo analizė...	25
3.1 Nukrypimų nuo ritinėlių apskritumo įtaka RTM pozicionavimo tikslumui.	27
3.2 RTM elementų struktūros glaudumo kriterijai.....	33
3.3 Teoriniai juostinių ritininių mechanizmų lanksčios juostos tyrimai.....	38
4. Rolamaito tipo mechanizmų kinematinės paklaidos eksperimentiniai tyrimai.....	41
Išvados.....	45
Literatūra.....	46
Priedai.....	47

## SUMMARY

The classification of the main deviations in the rolamite type mechanisms (RTM) is given. The factors, influencing on kinematical accuracy RTM, are errors of manufacturing of elements and sliding of RTM elements owing to imperfection of geometrical and elastic connections in RTM.

It is considered theoretically and described by the equations the influence of deviations from roundness of rollers on accuracy of positioning RTM. The reasons of beat of axes of RTM rollers are discussed. The term of the “tight structure” of the RTM is based scientifically in this article. It is proved here that the enlargement of angle of the covering of band on the roller has a positive effect on the distributing of the imposed forces because of the more even distribution of the load.

The technique of experimental investigations of RTM is reasonable, is offered and described the scheme of experimental device for research kinematical error of RTM, it is given a technical characteristic of device. It is established, that the sliding of a measuring roller RTM changes direction. The change of a direction of sliding of rollers RTM is explained by change of a ratio of forces of friction in zones contacting of elements. A friction coupling of band with rollers is increasing by increase of a tension of a band, the forces of friction grows from sliding, stimulating relative movement of rollers.

## IVADAS

Jau seniai technikoje reikėjo prietaisų, kuriems nereikalingas tepimas. Nuo pat pirmojo rato išradimo buvo būtinybė turėti patikimus ir labai mažą trintį turinčius guolius, bei kitus sukimo judesį palengvinančius prietaisus bei medžiagas. Paprasčiausi sukimosi įtaisai visada turi trintį, jie paverčia sukimosi judesį į, pvz., linijinį, ir trintį paverčia į šilumą.

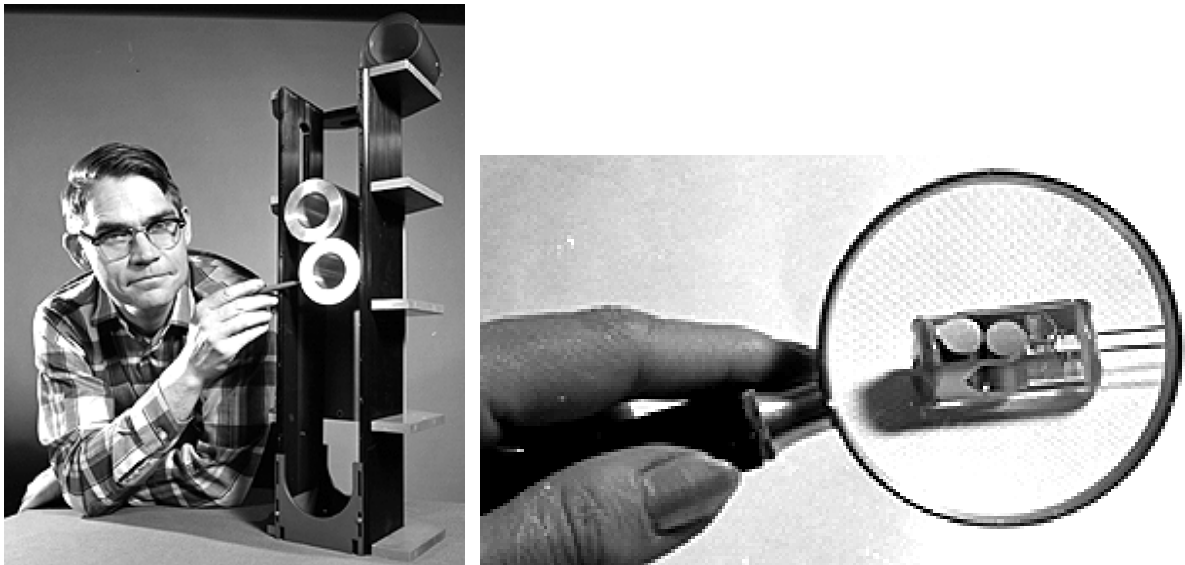
Tokiame įtaise (kaip pvz. ritininis guolis) turi būti tepimas, kuriam, esant nepakankamam, gaminasi daug šilumos ir mechanizmas gali sulūžti. Šiuose prietaisuose trintis tarp dviejų paviršių (pvz., guolio korpuso ir ritinėlių) gali žymiai sumažinti mechanizmo (prietaiso) efektyvumą, sukelti paviršių eroziją ir galų gale, išvesti mechanizmą iš rikiuotės. Tepalas turi būti filtruojamas, keičiamas, apsaugomas (uždengiamas), visa tai apriboja darbinės sąlygas iki priimtinių tepimo sistemai. Pakliuvus pašalinėms dalelėms tarp sukimosi paviršių, jos jau nebeišgina laukan ir mechanizmas pradeda prasčiau veikti. Visi sukimosi įtaisai jautrūs smulkioms dalelėms, purvui ar kitoms medžiagoms, įsiterpusioms į tepalą. Pašalinės dalelės, pakliuvusios tarp besitrinančių paviršių, sukuria šių paviršių sueižėjimą ir besisukančių elementų užsikirtimus prietaisuose. Taip pat ypatingos išorinės sąlygos, kaip pvz., mechanizmams veikiant vandenyje, ugnyje, purve, ar dulkinose patalpose, daugelį įprastų tepimo priemonių padaro neefektyviomis. Be to, tepimo priemonės linkę gesti, išgaruoti, ar nutekėti nuo tepamų paviršių per ilgą saugojimo (sandėliavimo) laiką. Apsisaugojimui nuo to reikalingi dangteliai, ar riebokšliai. Šie dangteliai ir riebokšliai turi neigiamos įtakos judėjimo laisvumui, nes kelia trintį. Be to, visi „pradiniai“ sukamojo judesio prietaisai reikalauja aukštų gamybos tikslumo normų, o šitas normas atitinka tik sudėtingos ir brangios staklės. Sunkumai, sukeliama aukštų tikslumo bei tepimo reikalavimų, apsunkena visų anksčiau žinomų sukimosi prietaisų taikymą.

Sukimosi prietaisus sunku miniatiūrizuoti, nes populiarios tepimo priemonės daugumoje netinka tepti mažiems prietaisams ir mašinoms bei jų komponentams. Be to trintis ir nepakankamas technikos išsivystymas mikrodalelių tikslumo srityje sukelia problemas, kurias sunku įveikti šiame minimizavimo darbe. Taigi ypatingos (ekstremalios) sąlygos, ilgo naudojimo reikalingumas, bei minimizacija. Tai tos problemos, su kuriomis susidūrus įprasti (seniai žinomi) mechanizmai negali veikti, kaip iš jų yra reikalaujama.

Naujo tipo juostinių ritininių mechanizmų (JRM), kuriems nebūtinai tepimas, sukūrimas atveria naujas galimybes kuriant precizinius mažagabaritinius įrengimus. Tokiems naujo tipo juostiniams ritininiams mechanizmams priskirtini rolamaito ir skrolerio tipo mechanizmai.

# 1. JUOSTINIŲ RITINIŲ MECHANIZMŲ KONSTRUKCINĖ ANALIZĖ

Mokslinio tyrimo centro Sandia (JAV) inžinierius D.F.Wilkes (Donaldas Uilksas), nuo 1960 m. kurdamas greitaeigį mechanizmą atominės bombos susprogdinimui, 1967 m. darbą baigė, sukūręs labai paprastą juostinį ritinį mechanizmą [1,2]. Jį pavadino Rolamaito tipo mechanizmu (RTM). ROLAMITE sudarytas iš dviejų anglų klb. žodžių *roller* – ritinėlis + *mite* – kuklus įnašas, matyt taip D.Uilksas norėjo pabrėžti savo įnašą į mechanikos mokslą (1 pav.). RTM sukėlė didžiulį pasaulio mokslininkų susidomėjimą.

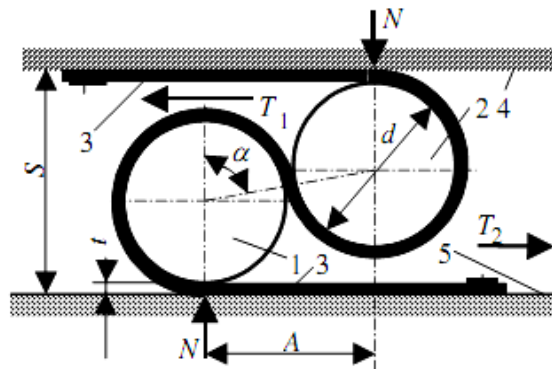


**1 pav.** Donaldas F. Uilksas su sukurtais Rolamaito tipo mechanizmais

Šiuos mechanizmus sukūręs Uilksas nurodė RTM privalumus prieš kitus juostinius ritininius mechanizmus: labai paprastą konstrukciją, didelį kinematinį tikslumą, mažą trinties koeficientą (mažiausia gauta trinties koeficiento reikšmė 0,00004), platų funkcinių pritaikymą, ypač tiksliuose prietaisuose, mažagabaritiniuose mechaniniuose ir elektromechaniniuose įrengimuose, robototeknikoje, medicinoje. Rolamaitiniai mechanizmai pasižymi ne tik dideliu funkciniu pritaikomumu, bet ir konstrukcine įvairove.

Klasikinė RTM konstrukcija (2 pav.) sudaryta iš dviejų cilindrinė ritinėlių 1 ir 2, kampu, paprastai  $>180^\circ$ , glaudžiai apgaubiamų raidės S formos kilpose lanksčia juosta 3, savo galais pritvirtinta prie kreipiančių paviršių 4 ir 5. Ritinėliai rieda juosta neslysdami, atlieka tiesialinijinį grįžtamąjį su vienalaikiu sukimosi judesį. 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.



**2 pav.** Klasikinė Rolamaito tipo mechanizmo schema

Visos RTM konstrukcijos pagal išpildymo būdą skirstomos į dvi grupes:

- 1) su kreipiančiais paviršiais – *rėminiai RTM*;
- 2) be kreipiančių paviršių – *nerėminiai RTM*.

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

Nerėminiuose RTM ritinėliai atlieka tik sukamąjį arba sukamąjį su viena laikiu 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, siurbliuose, manipuliatorių griebtuose ir kt.

Rėminių RTM grupei priskiriami mechanizmai, panaudojami kaip atramos. Paprasčiausia jų – klasikinė RTM konstrukcija, parodyta 2 pav. Ritinėliai joje atlieka žengiamąjį – grįžtamąjį su viena laikiu sukimusi judesį.

Šios rolamaitinės atramos statinė pusiausvyra aprašoma lygtimi:

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

čia:

$T$  - juostos įtempimo jėga;

$S$  - atstumas tarp kreipiančiųjų plokštumų;

$N$  - normalinė jėga;

$A$  - atstumas tarp ritinėlių centrų pagal horizontalę.

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:

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

kur:

$d_1$  ir  $d_2$  – ritinėlių skersmenys ( $d_1$  – didesnio skersmens ritinėlis),

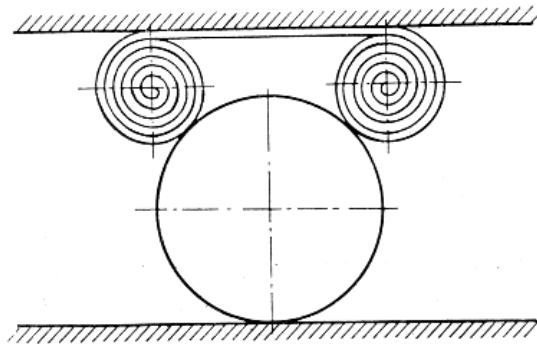
$t$  – juostos storis,  $S$  – atstumas tarp kreipiančiųjų paviršių.

Rolamaito tipo mechanizmas yra tikslus mechanizmas, kurio elementai, kaip pateikia D.F.Uilksas, juda vienas kito atžvilgiu be praslydimo, tačiau kiti mokslininkai kaip Persivalas ir Norvudas, o taip pat Kedmenas savo darbuose [3,4] nurodo, kad ritinėlių praslydimas egzistuoja prie tam tikrų mechanizmo parametrų, nors teorinio pagrindimo šiam reiškiniui nepateikia. Jie atkreipia dėmesį, kad labai svarbu suprasti praslydimo tarp RTM elementų esmę. Taigi, vienas pagrindinių aspektų, kuriant rolamaitinius mechanizmus, yra praslydimo tarp RTM elementų aspektas.

Praslydimui tarp RTM elementų turi įtakos juostos įtempimo jėgos  $T$  dydis ir ritinėlių apgaubimo juosta kampo  $\alpha$  dydis. Didinant ritinėlių apgaubimo juosta kampą, įtempimai RTM elementų susilietimo paviršiuose paskirstomi lygiau, ir apkrova, veikianti juostą, pasiskirsto vienodžiau.

RTM spyruoklinėms charakteristikoms gauti gali būti panaudoti įvairūs lanksčių juostų variantai.

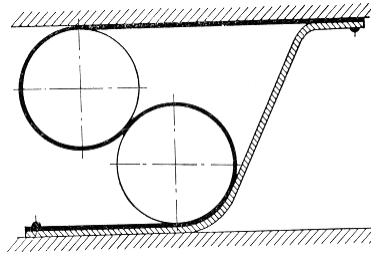
Gan įdomus konstrukcinis sprendimas RTM, kuriame lanksti juosta ne pritvirtinta prie kreipiančiųjų paviršių, o susukta į du ritinėlius, sąveikaujančius su trečiuoju – tikroju ritinėliu (3 pav.). Toks mechanizmas iš tikro turi tik vieną juostą ir vieną ritinėlį. Priklausomai nuo to, kurio juostinio ritinėlio skersmuo didesnis, lanksti juosta „stengiasi“ grįžti į pusiausvyros padėtį, t.y. į mažesnio skersmens juostinio ritinėlio pusę iki to momento, kol abiejų juostinių ritinėlių skersmenys tampa vienodi.



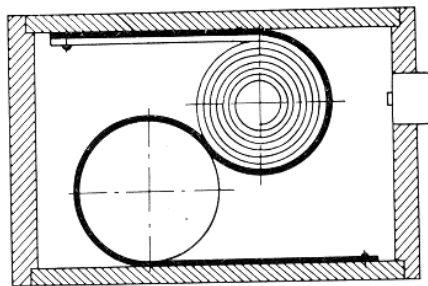
**3 pav.** RTM su juosta, susukta į du ritinėlius (JAV patentas Nr. 3471668)



Tampriąsias savybes galima gauti įvedant į RTM konstrukciją papildomą juostą. Tai gali būti „stumianti“ juosta (su užduota tampriąja charakteristika) (4 pav.), arba susukta į ritinėlį juosta, (5 pav.). Pagalbinė juosta „stengiasi“ išsitiesinti, veikia kaip spyruoklė, ir sujungia kontaktą mechanizme.



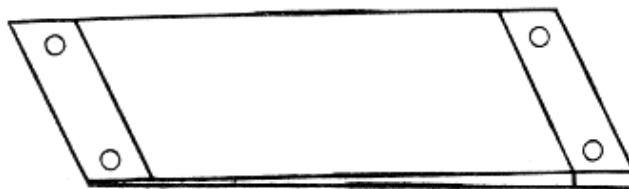
**4 pav.** RTM su papildoma („stumiančia“) juosta



**5 pav.** RTM su papildoma juosta, susukta į ritinėlį (JAV patentas Nr. 3471668)

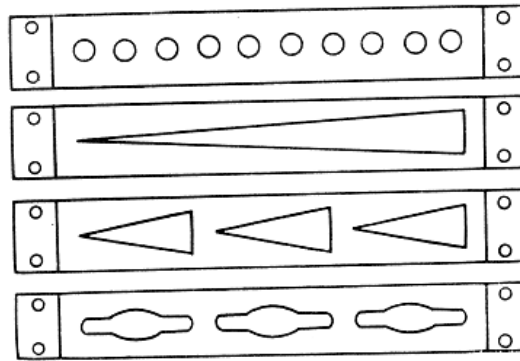
Gan paplitęs būdas gauti tamprioms charakteristikoms yra RTM lanksčios juostos skerspjūvio keitimas. Galimi du variantai.

Pirmasis – juostos storio keitimas (6 pav.).

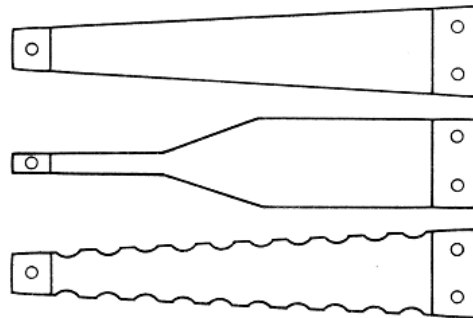


**6 pav.** RTM kintamo storio juosta

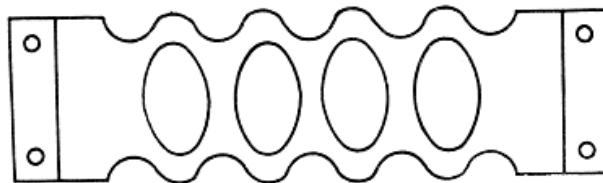
Antrasis variantas – juostos skerspjūvio ploto keitimas išpjovomis. Priklausomai nuo išpjovos formos galima gauti pastovaus ar kintamo dydžio jėgas (7, 8, 9 pav.). Išpjovos juostoje gali būti vidinės (7 pav.), išorinės (8 pav.), kombinuotos (9 pav.).



7 pav. RTM juostų su vidinėmis išpjovomis schema



8 pav. RTM juostų su išorinėmis išpjovomis schema



9 pav. RTM juostos su kombinuotomis išpjovomis schema

Ašinės jėgos  $F_x$  nustatymui RTM sistemoje su dviem vienodo skersmens ritinėliais ir kintamo pločio juosta panaudojama formulė

$$F_x = \frac{E(W_b - W_a)t^3}{d^2},$$

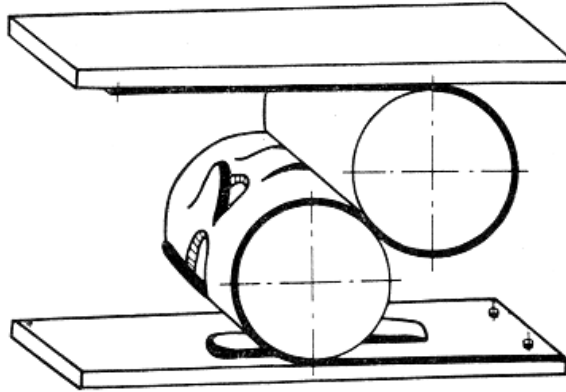
čia  $W_a$  ir  $W_b$  – efektyvus juostos plotis atitinkamuose  $a$  ir  $b$  taškuose,

$E$  – juostos medžiagos tamprumo modulis,

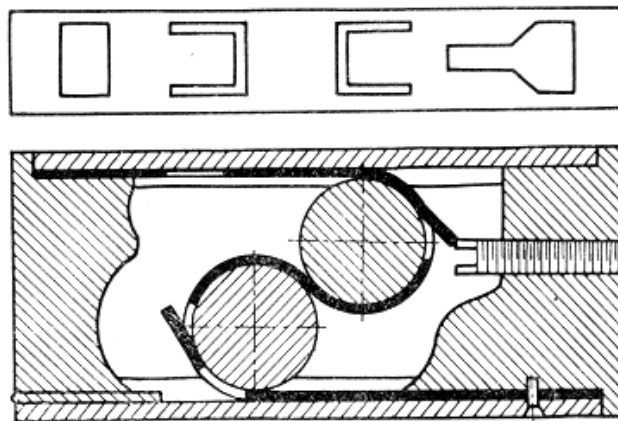
$d$  – ritinėlio skersmuo.

Jeigu  $W_a$  ir  $W_b$  išreikšti kaip ašinės koordinatės  $x$  funkcija, tai gauname jėgos pokyčio dėsnį šioje koordinatėje.

Žinomi RTM, kuriuose tampriųjų charakteristikų gavimui panaudojami taip vadinami standinimo „liežuvėliai“. 10-ame paveiksle parodyti RTM su užapvalintais standinimo liežuvėliais, o 11-ame paveiksle – RTM su juosta, kuri pagaminta su išpjovomis bei stačiakampiais standinimo liežuvėliais.

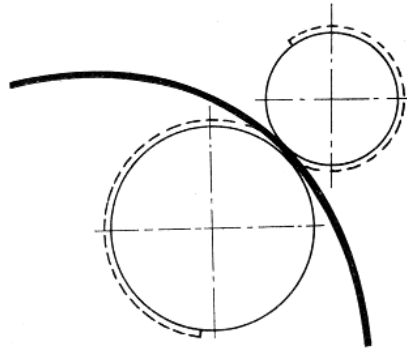


**10 pav.** RTM su juosta, pagaminta su užapvalintais standinimo liežuvėliais



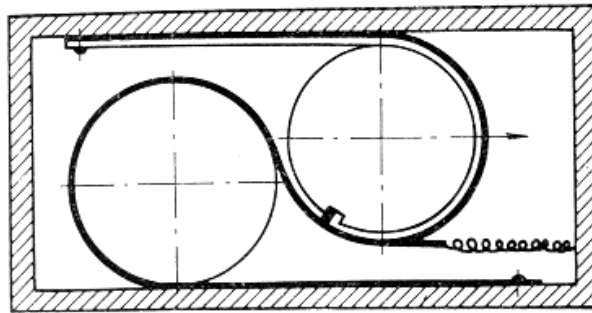
**11 pav.** RTM su juosta, pagaminta su vidinėmis išpjovomis ir stačiakampio formos standinimo liežuvėliais

Taip pat rolamaito mechanizmuose, norint gauti kintamą tamprią RTM charakteristiką, naudojamos juostos su kintamu (pagal ilgį) pradiniu kreivumo spinduliu (12 pav.).

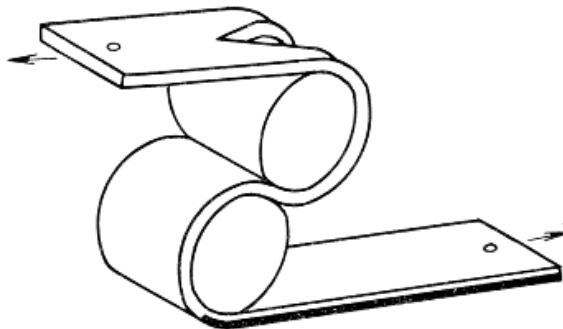


**12 pav.** RTM juosta su pradiniu kreivumo spinduliu

Jeigu juosta pagaminti bimetaline, tai RTM tamprioji charakteristika priklausys nuo aplinkos temperatūros. Šiuo atveju RTM galės būti panaudotas kaip termostatas (13 ir 14 pav.).



**13 pav.** RTM - termostatas

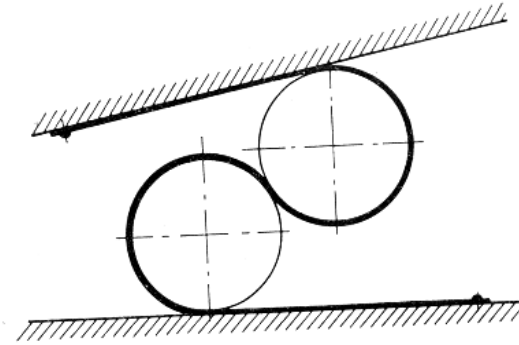


**14 pav.** RTM - termostatas

RTM, pavaizduotame 13 pav., įvesta bimetalinė juosta ir papildoma spyruoklė, pritvirtinta prie pagrindinės juostos, o RTM, pavaizduotame 14 pav., juosta pagaminta iš 2-jų

dalių ir su trikampė vidine išpjova. Papildoma spyruoklė ir trikampė išpjova reikalingos gauti atsveriančiai mechanizmo spyruoklinę jėgai gauti. RTM – termostatai 4-5 kartus jautresni už paprastus plokštelines bimetalinius termostatus.

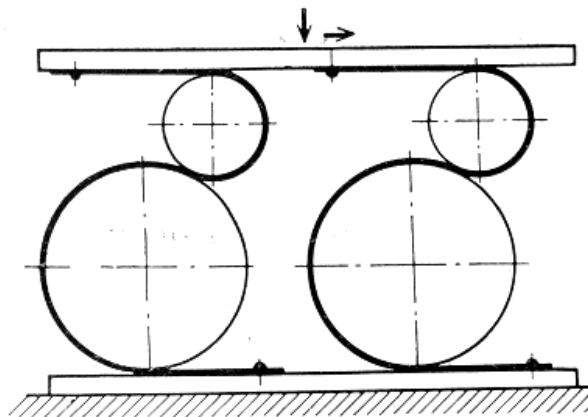
Tampriąsias charakteristikas galime gauti, keičiant kreipiančiųjų paviršių lygiagreumą (15 pav.).



**15 pav.** RTM su nelygiagrečiomis kreipiančiosiomis

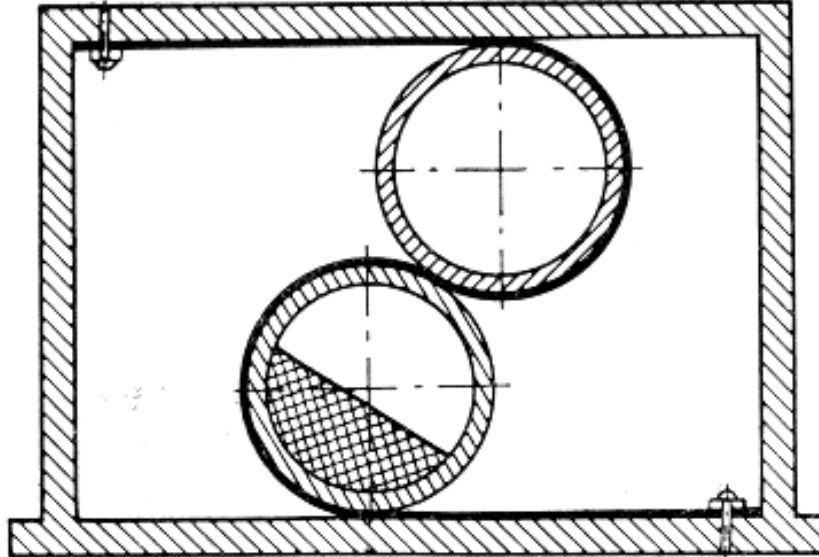
Tokiuose RTM juosta neįtempta, „susilpninta“ ir skerspjūvyje išsiritusi lanku. Kreipiantieji paviršiai RTM gali būti banguoti, su įpjovom, barjeriais ir kt. formų, priklausomai nuo funkcinės paskirties. Bet kuriame tokių RTM ritinėliai „stengiasi“ nuriedėti į mažesnio pasipriešinimo zoną ir toks RTM, priklausomai nuo kreipiančiųjų paviršių tipo, tampa panašus į spyruoklę su pastovia ar kintama tampriąja charakteristika.

RTM tampriąsias savybes galima gauti į RTM konstrukciją įvedus nevienodo skersmens, t.y. nesimetrinius, ritinėlius (16 pav.). Tokiuose RTM susidaro pastovi jėga, nepriklausanti nuo ritinėlių padėties horizontalios ašies atžvilgiu, ir mechanizmas tampa kaip pastovaus veikimo spyruoklė.

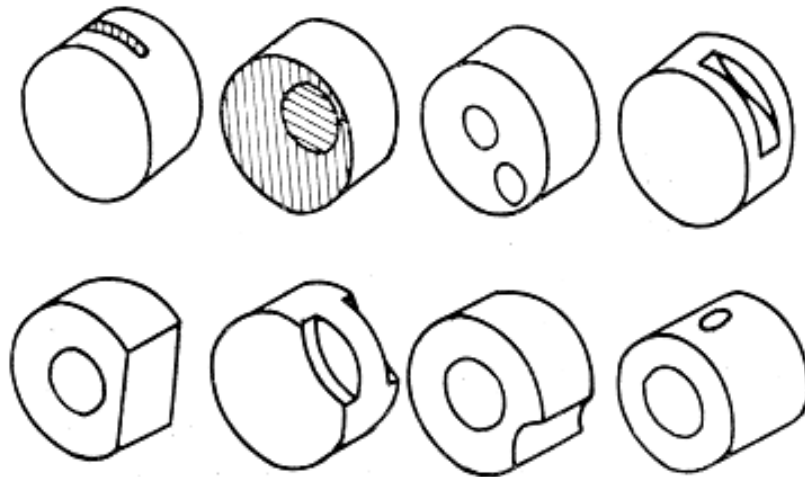


**16 pav.** RTM su nesimetriniais ritinėliais schema

Kitas būdas gauti tamprioms charakteristikoms – RTM konstrukcijoje panaudoti debalansuotus ritinėlius, t.y. ritinėlius su įvairiausiom išpjovom, nuopjovom, skylėmis, kitos medžiagos įterptimis (17, 18 pav.). Tokie ritinėliai mechanizme stengiasi grįžti į pusiausvyros padėtį.

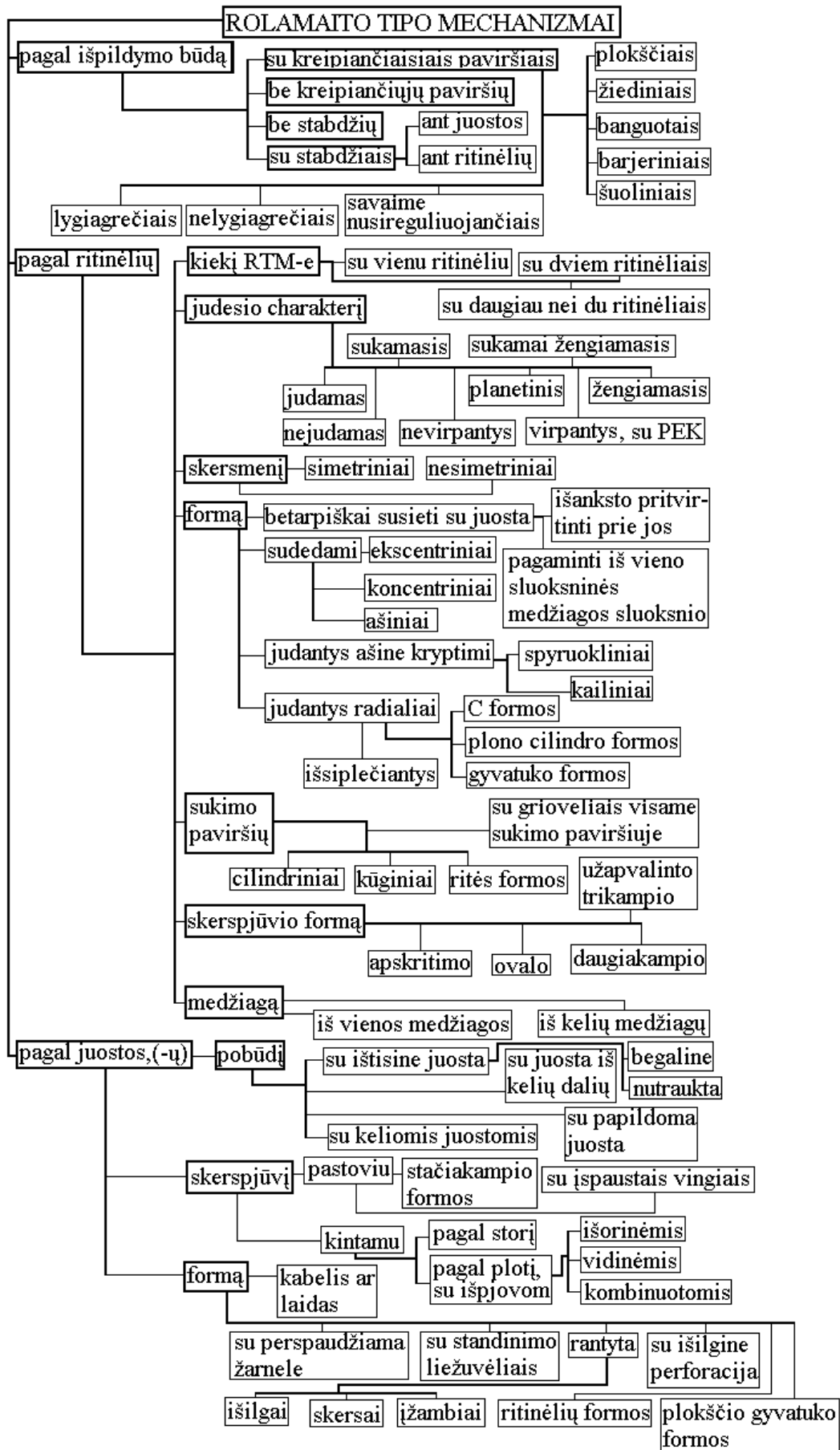


**17 pav.** RTM su debalansuotu ritinėliu



**18 pav.** RTM debalansuoti ritinėliai

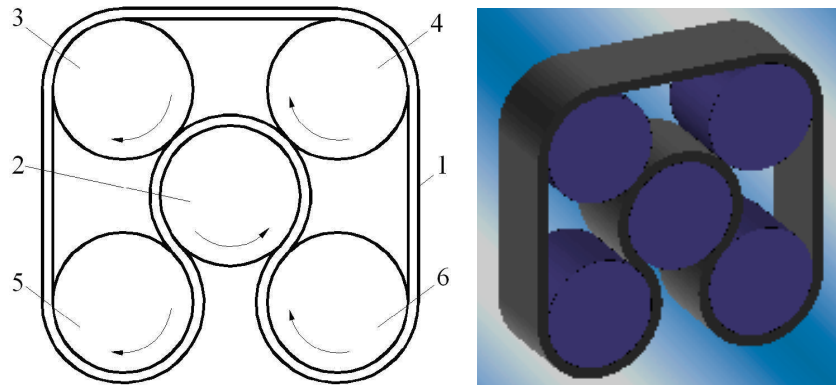
Rolamaito tipo mechanizmai yra tikslūs mechanizmai, pasižymintys žema trintimi. Jie gali būti klasifikuojami pagal įvairius konstrukcinius požymius. Žemiau pateikiama rolamaito tipo mechanizmų konstrukcijų klasifikacija (19 pav.).



19 pav. Rolamaito tipo mechanizmų konstrukcijų klasifikacija

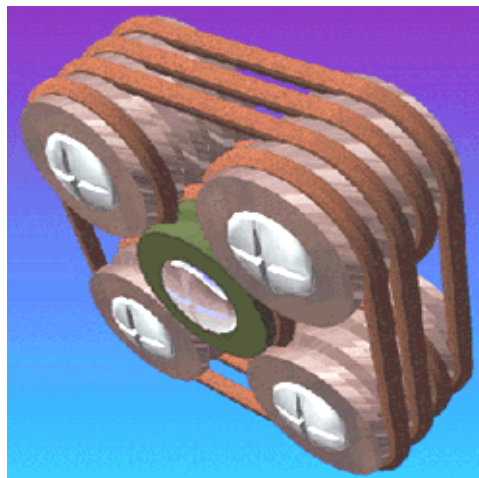
1995 m. Kanados mokslininkas Erik Brinkman (Erikas Brinkmanas) išrado naują tikslų juostinį ritininį mechanizmą, kurį pavadino SCROLLER – Skrolerio tipo mechanizmu (STM). Ši naujo tipo mechanizmo konstrukcija yra sudaryta iš ritinėlių, gaubiamų su įtampa kelių begalinių juostų viename mechanizme arba mechanizmų sistemoje [5,6].

Ritinėliai ir juostos sudaro vientisą sistemą – juosta gauna ir atiduoda sukamąjį judesį ritinėliams, be to juos laiko tarpusavyje suspaustus ir lygiagrečius. Ritinėliams esant lygiagrečiose padėtyse ir tolygiai išsidėsčius aplink centrinį velenėlį, suspaudimas į ritinėlius yra mažiausias. Esant tokiam slėgiui, mechanizmas veiks tiksliausiai ir ilgaamžiškiausiai.



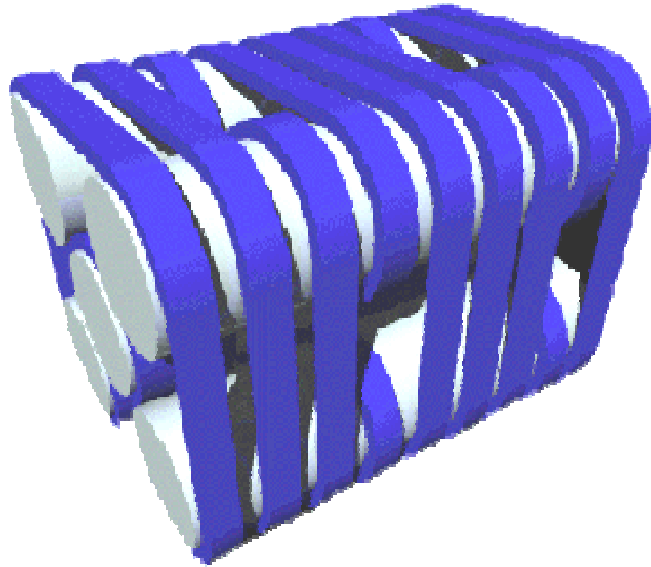
**20 pav.** STM schema: 1 – lanksti juosta; 2 – centrinis ritinėlis; 3,4,5,6 – orbitoje išsidėstę ritinėliai.

Į STM galima žiūrėti kaip į vieną iš rolamaito tipo mechanizmo atmainų. Skroleriu išradimas susijęs su rotaciniais (sukimasis apie ašį) ir linijiniais mechanizmais. STM, priklausomai nuo atliekamų funkcijų, gali skirtis savo ilgiu (21, 22 pav.):



**21 pav.** STM trumpasis modelis

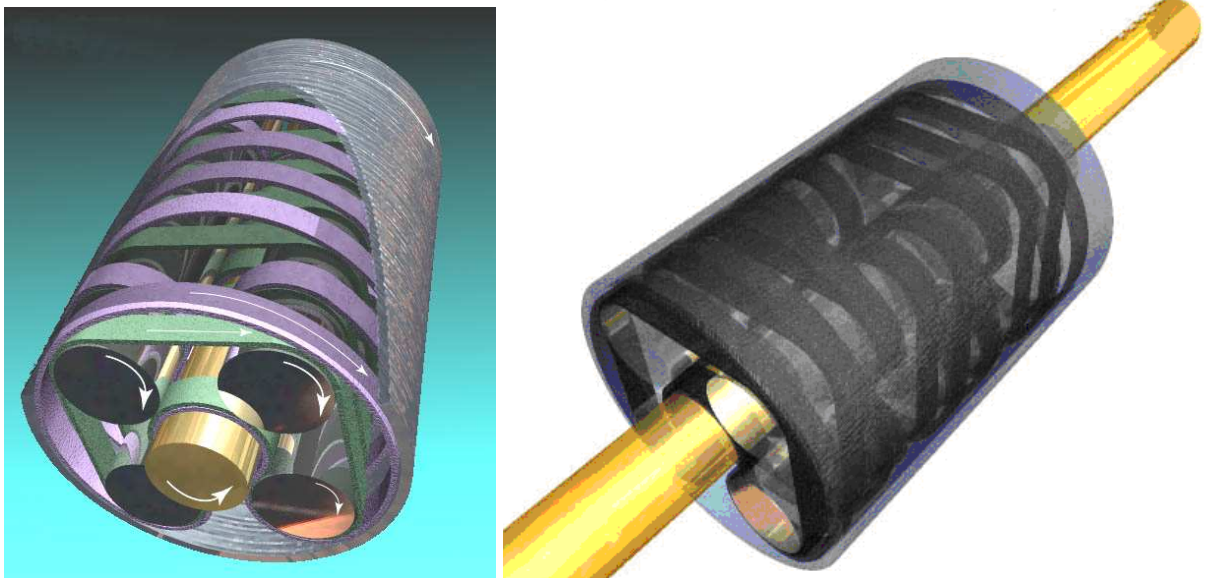




**22 pav.** STM ilgasis modelis

Taigi, STM yra originalus sukamasis juostinis ritininis mechanizmas, kuris išsprendžia problemas, susijusias su juostos trūkumu. Išradimas užtikrina sukimosi judesį su minimalia trintimi ir minimaliu praslydimu tarp juostų ir ritinėlių.

Skroleryje tuo pat metu yra įmanoma STM elementų eiga pagal ir prieš laikrodžio rodyklę (20,23 pav.). Nors STM elementai juda priešingomis kryptimis, jų paviršiai juda tomis pačiomis kryptimis.



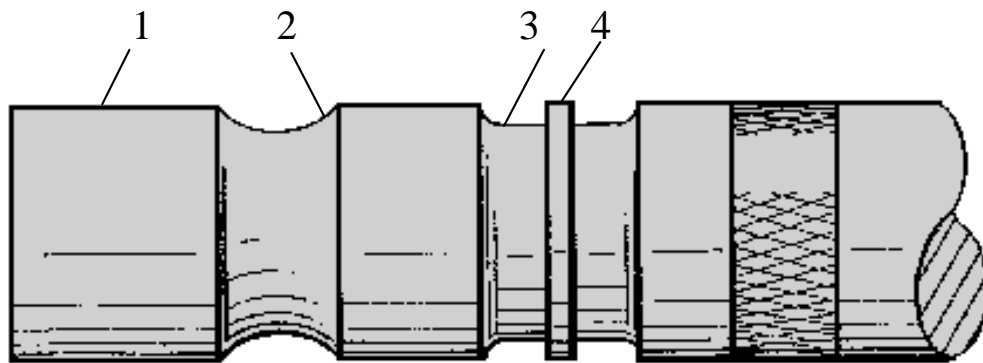
**22 pav.** STM išorinis tuščiaaviduris velenas ir jo grafinis vaizdas

STM paviršiai nesitrina kaip kitų ritininių mechanizmų, kadangi susukti laikantieji diržai juda ta pačia kaip ir ritinėliai kryptimi, o ne priešingai. Trintis tarp dviejų paviršių (kaip pvz., guolio paviršiaus ir ritininio guolio), mažina mechanizmo naudingumo koeficientą, todėl mechanizmas nepageidaujamai kaista ir dyla. Todėl tokiems mechanizms yra būtinas tepimas, kuris, beje, susilpnina naudingą mechanizmo veikimą.

Kiekvienas STM ritinėlis (24 pav.) gali turėti žiedinę briauną 1, kuria įtraukia ritinėlių į darbą. Žiedinis griovelis 2 ritinėlyje turi glotnų įgaubtą paviršių, kuris įtempia ritinėlius griovelyje ir sukcentruoja juos. Taip pat ritinėliai ar vamzdeliai gali būti išsprauti, užpildyti skysčiu arba suformuoti iš akytos medžiagos, tam kad ritinėliai būtų atskirti vienas nuo kito.

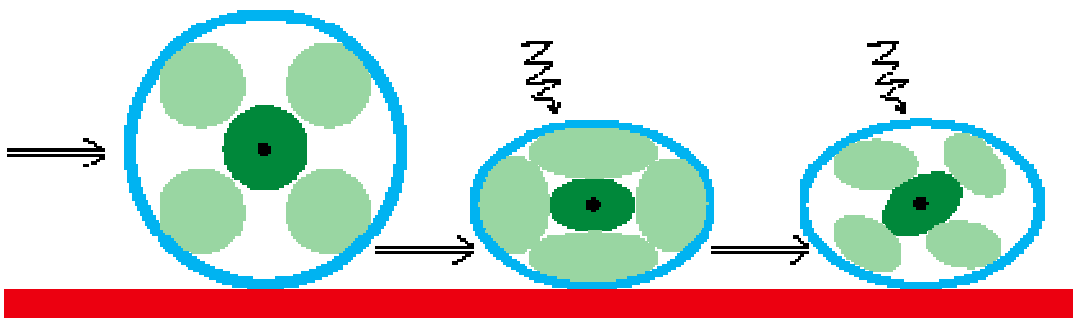
Ritinėliai gali būti bet kokios sukinių formos. Ašimi gali būti bet koks ritinėlis. Jei naudosime daugiau nei 5 ritinėlius, tai vidurinis turi būti didesnis nei išoriniai.

Įprastiniuose mechanizmuose ritinėliai trinasi vienas su kitu, sukeldami susidėvėjimą ir trintį. Skrolierių mechanizme aukštas „paviršiaus į paviršių“ kontakto laipsnis išvengia trinimosi tarp STM sudedamųjų dalių.



**24 pav.** Skrolierio ritinėlis: 1,4 - žiedinės briaunos; 2,3 - žiediniai grioveliai

Lankstūs ritinėliai gali deformuotis, pavyzdžiui, dėl perkrovos, bet vis tiek dirba laisvai be jokios trinties [5] (25 pav.).



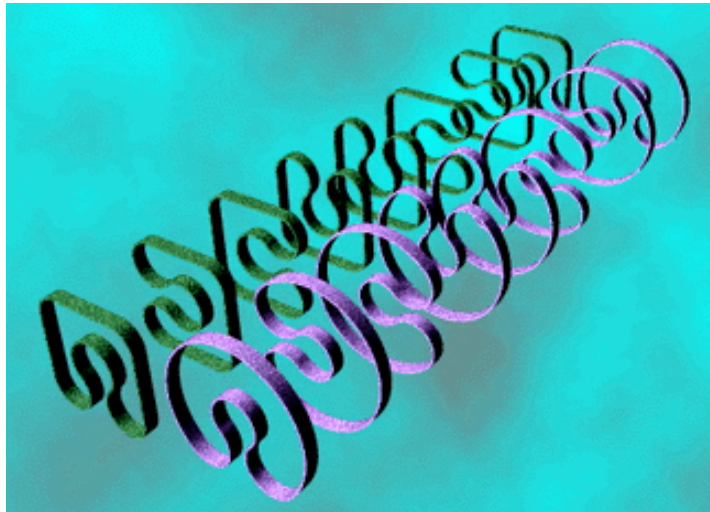
**25 pav.** STM gali būti labai lankstūs

Didelis ritinėlių apgaubimas juostomis ( $>180^\circ$ ) padeda išvengti praslydimo. Ritinėliai niekada nesitrina vienas į kitą orbitoje. Užsikirtimai, susikratymai, staigūs sustojimai priverčia ritinėlius orbitoje tęsti sukimąsi, sustabdydami bet kokį mechanizmo momento perteklių ir taip padėdami išvengti galimos žalos.

Kiekviena juosta yra kontakte su ritinėlių paviršiumi. Šis kontaktas užtikrina, kad sukibimo jėga tarp ritinėlio ir juostos yra pakankama ir padeda išvengti nepageidaujamo paslydimo. Esantys orbitoje ritinėliai yra traukiami į vidų link centrinio ritinėlio. Juos traukia kilpos įtempimas. Juostos išlaiko kiekvieną orbitoje esantį ritinėlių savo vietoje.

Rotaciniame STM yra daug juostų. Pageidautina, kad jų būtų mažiausiai du kart daugiau nei orbitoje esančių išorinių ritinėlių, nes ritinėliai mechanizme laikosi tik dėl juos gaubiančių juostų įtempimo. Mažiau juostų gali būti tik tuo atveju, kai yra naudojami magnetiniai ritinėliai. Jei kiekviena juosta eitų puslankiu aplink tuos pačius orbitoj esančius ritinėlius, tai nebūtų kam laikyti centrinio ritinėlio.

Juostos, išsidėstydamos mechanizme pagal C formos kilpą, nepriklauso vienos nuo kitos. Juostų išdėstymas gali būti įvairus, priklausomai nuo pritaikymo. Kai kuriuose STM juostos yra storesnės, atskiria ritinėlius, ir tuomet jos tarnauja kaip besisukantys paviršiai tarp ritinėlių. Juostos rotaciniame skrolerio mechanizme yra laikomos tvirtai įtemptos ir užtikrina tinkamą STM elementų judėjimą. Orbitoje esantys ritinėliai yra greta vienas kito ir simetriškai išsidėstę aplink centrinį ritinėlių.



**26 pav.** Grafinis STM juostų išsidėstymas

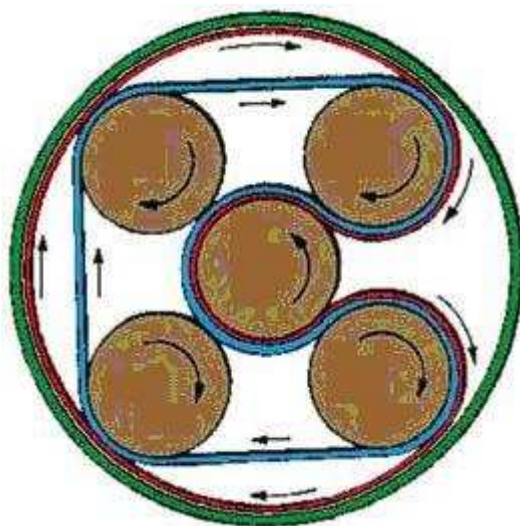
Juostos gali būti labai skirtingų matmenų ir medžiagų. Kadangi kiekviena iš juostų yra glaudžiamame ir tampriame kontakte su visais sukimosi įtaiso ritinėliais, todėl pageidautina juostas gaminti iš medžiagos, užtikrinančios nepraslydimą, kas labai prailgina ritinėlių ir

juostų tarnavimo laiką. Velenėliai ir juostų paviršiai gali būti netgi rifliuoti, taip padidinant sukibimo koeficientą ir trauką, kas yra ypač svarbu, mechanizmui dirbant drėgnose, purvinose ar dulkėtose aplinkose.

Keletas lanksčių juostų banguoja į eiles nesibaigiančių kilpų, kurios laiko ritinėlius kartu. (26 pav.). Kiekviena iš begalinių juostų apsupa visą ritinėlių mechanizmą. Jos gaubia orbitoje esančius ritinėlius, o sukamąjį judesį gauna iš centrinio ritinėlio, kurį jos gaubia C formos kilpa.

Centrinis ritinėlis sąveikauja su išoriniu juostos paviršiumi, o orbitoje esantys ritinėliai – su vidiniu. Dėl tokio išdėstymo juosta centrinį ritinėlį gaubia ne mažesniu negu  $180^\circ$  kampu. Todėl kiekviena juosta stipriai kontaktuoja su centriniu ritinėliu, o tai garantuoja, kad tarp ritinėlių ir juostos visada bus pakankamas sukibimas ir nepasireikš nepageidaujamas praslydimas. Visų juostų sąveika užtikrina reikiamą prilaikymą ir jėgų balansą, kuris laiko visus orbitoje esančius ritinėlius savo pozicijose.

Diržų sukuriama jėgą gali atstoti ir magnetinė tarpusavio traukos jėga, tuo atveju būtina įsitikinti, kad centrinis ir orbitiniai ritinėliai yra pagaminti iš priešingo poliškumo medžiagų. Išorinės juostos gali eiti ir virš vidinių juostų antru sluoksniu (27 pav.). Jos apsiveja centrinį ritinėlį ir orbitoje esančius ritinėlius taip pat, kaip ir vidinės mechanizmo juostos.



**27 pav.** Skrolerio tipo mechanizmo veikimas ir C formos diržų išdėstymas

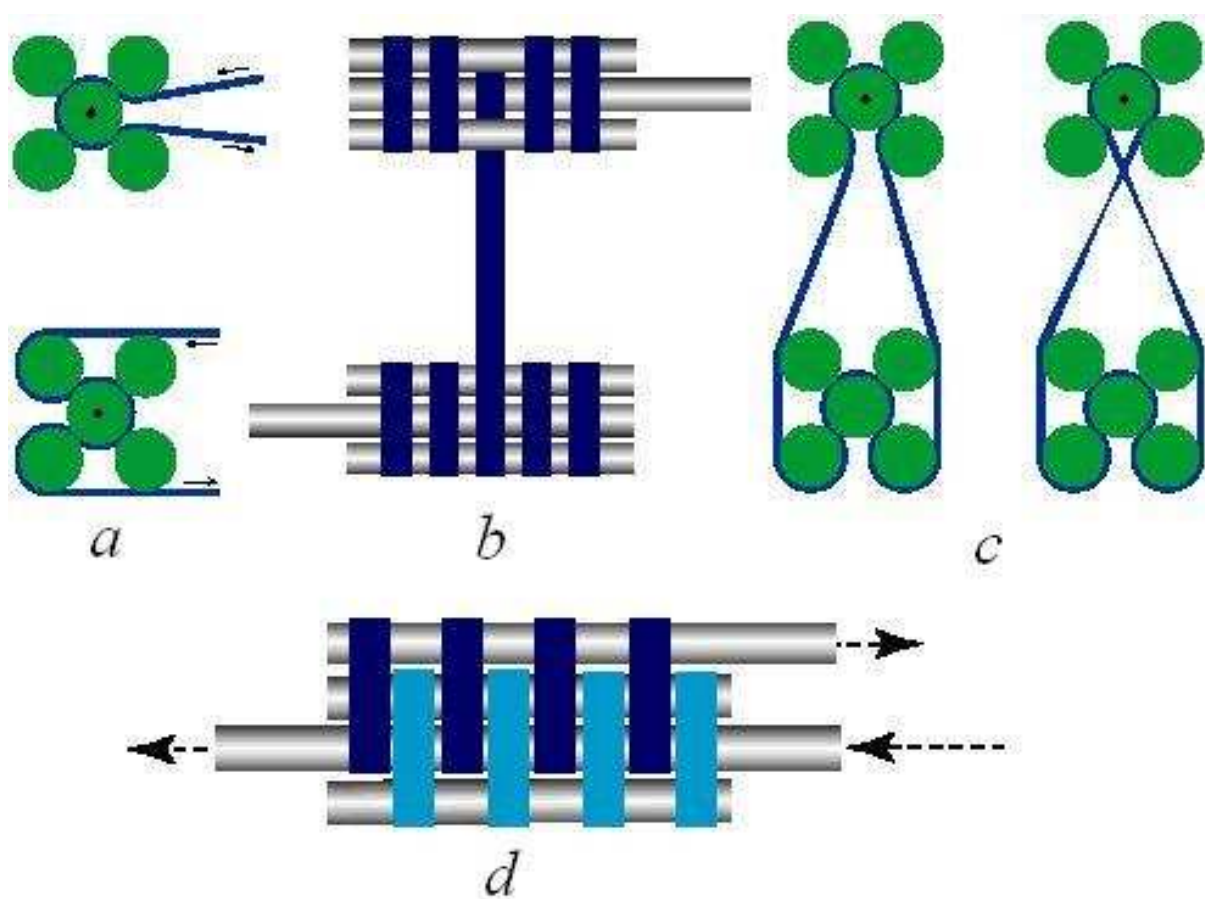
Išorinė juosta gali būti suformuota iš spyruoklinio plieno, tuščiavidurių išpučiamų ar skysčio pripildomų juostų, ar magnetinių medžiagų, taip, kad suformuota juosta išsilenktų ir glaudžiai prisispautų prie išorinio guolio paviršiaus didesniu nei  $180^\circ$  kampu ir tvirtai su juo

sukibtų. Tokiame mechanizme vidinės juostos atlieka korpuso vaidmenį – sulaiko ritinėlius kartu ir perduoda sukimo judesį, tuo tarpu išorinės juostos skirtos daugiau išoriniam cilindriui sukti.

Didelis ritinėlių ir juostų kontakto plotas sumažina STM elementų susidėvėjimą ir parazitinę vibraciją, būdingą paprastiems sukimosi mechanizms. Šis kontaktas nereikalauja tepimo.

Juosta gali būti perkelta nepakeičiant viso mechanizmo būsenos. Nenaudojamos juostos gali būti lengvai pašalinamos.

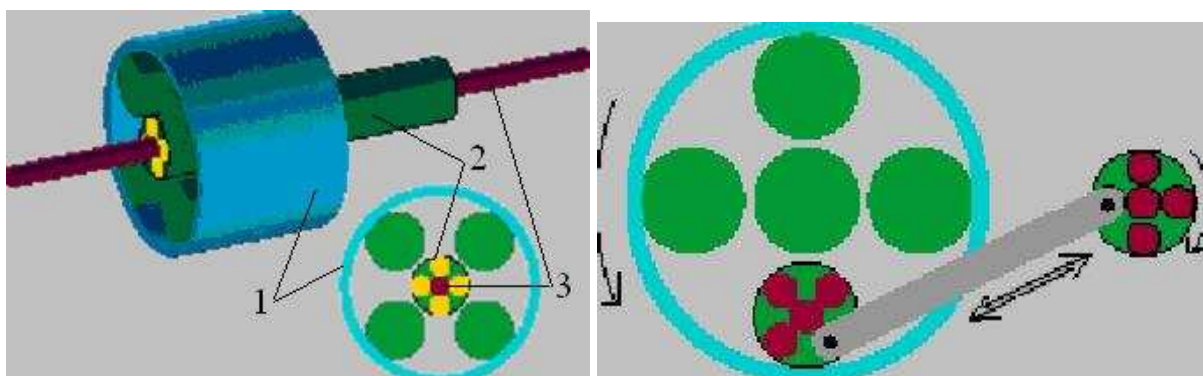
Mechanizmai gali būti sujungti tarpusavyje vienas su kitu per juostas (diržus) arba per ritinėlius (vėlenus), arba panaudojant juostas ir ritinėlius tuo pat metu. Todėl STM gali būti jungiami vienu metu iš karto prie kelių mechanizmų.



**28 pav.** *a, b, c* – STM išorinis tarpusavio sujungimas juostomis (diržais), *d* – vidinis dviejų STM sujungimas

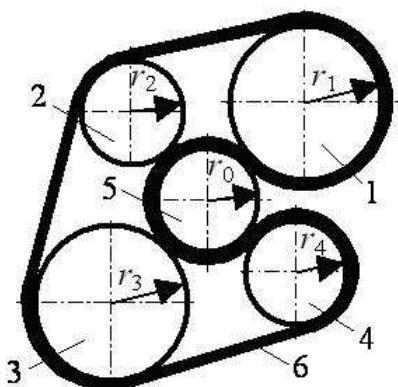
Iš esmės paprasta geometrinė skrolerio konstrukcija įgalina pritaikyti kombinaciją „skroleriai – skroleriuose“ (29 pav.).





**29 pav.** Schema „Skroleriai – skroleriuose“: 1 – skrolerio mechanizmas I; 2 – STM I centrinis ritinėlis – STM II; 3 – STM II centrinis ritinėlis – ašis

Erikas Brinkmanas pateikia skrolerio tipo mechanizmo skaičiuojamąją schemą ir formules elastinės juostos ilgiui paskaičiuoti [5] (30 pav.). Ritinėlių 1,2,3,4,5 spindulius pažymi simboliais  $r_0, r_1, r_2, r_3$  ir  $r_4$ , o elastinės juostos 6 storį – simboliu  $t$ .



**30 pav.** Skrolerio tipo mechanizmo skaičiuojamoji schema: 1,2,3,4 – kraštinis ritinėlis; 5 – centrinis ritinėlis; 6 – juosta;  $r_0, r_1, r_2, r_3, r_4$  – ritinėlio spindulys

Jeigu

$$A_i = r_{i+1} - r_i;$$

$$B_i = 2r_0 + r_{i+1} + r_i + 2t; \quad (3)$$

$$C_i = \sqrt{\frac{B_i^2 - A_i^2}{2}}.$$

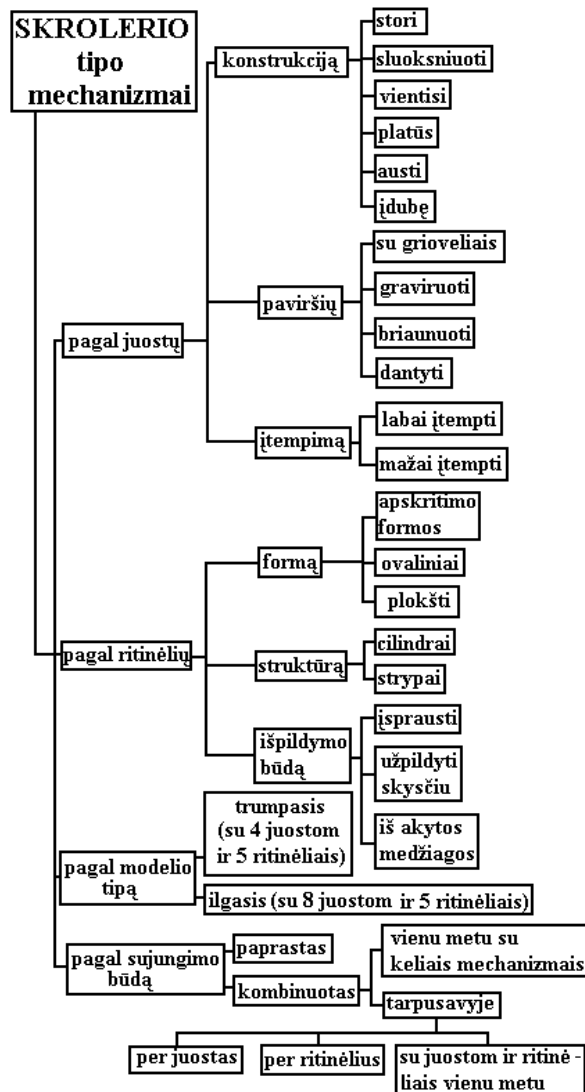
Kai  $i = 1, 2, 3$ , tai elastinės juostos ilgis yra:

$$L = (6r_0 + 5r_1 + 2r_2 + 2r_3 + 5r_4 + 10t) \frac{\pi}{4} + \sum_{i=1}^3 \left( A_i \arcsin \left( \frac{\sqrt{2} A_i (B_i + C_i)}{A_i^2 + B_i^2} \right) + C_i \right). \quad (4)$$

Jei keturi išoriniai ritinėliai turi tą patį spindulį  $r$ , formulė supaprastėja:

$$L = (3r_0 + 7r + 5t) \frac{\pi}{2} + 3\sqrt{2}(r_0 + r + t). \quad (5)$$

Pateikiame skrolerio tipo mechanizmų klasifikaciją (31 pav.).



31 pav. Skrolerio tipo mechanizmų konstrukcijų klasifikacija

## **2. JUOSTINIŲ RITINIŲ ROLAMAITO IR SKROLERIO TIPŲ MECHANIZMŲ LYGINAMOJI ANALIZĖ**

Minėtuose JRM ritinėliai liečiasi tik su juosta ar juostomis. Ritinėlių apgaubimo juosta (juostomis) kampai yra dideli, virš  $180^\circ$ . Rolamaitiniai mechanizmai, kaip ir skroleriai, gali neturėti kreipiančių paviršių. Abu mechanizmai nereikalingi tepimo, abu turi platų pritaikomumą, nors RTM, turintieji trinties valdymo virpesiais galimybę, gali būti plačiau pritaikomi, pvz., kosmose. Kaip konstrukcinį skirtumą galima būtų paminėti didesnę RTM be kreipiančių paviršių konstrukcijos paprastumą – viena juosta, trys ja gaubiami ritinėliai, tuo tarpu skrolerio mechanizmui, kad užtikrinti normalų darbą, pageidautina, kad juostų būtų mažiausiai dukart daugiau nei orbitoje esančių išorinių ritinėlių, nes ritinėliai mechanizme laikosi tik dėl juos gaubiančių juostų įtempimo.

Išnagrinėjus juostinių ritinių rolamaito ir skrolerio tipų mechanizmų ypatumus, pastebime, kad šie mechanizmai labai panašūs, t.y. skrolerio tipo mechanizmai yra rolamaito mechanizmų modifikacija, viena jo versijų.



### 3. PAGRINDINIŲ PAKLAIDŲ JUOSTINIUOSE RITININIUOSE MECHANIZMUOSE TIKSLUMO ANALIZĖ

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 kinematine 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 JRM turi savo ypatybes, susijusias su esančia lanksčia grandimi mechanizmo struktūroje.

Varomosiomis JRM grandimis gali būti kiekvienas jo besisukantis ritinėlis, ritiniam mazgui arba juostai atliekant žengiamąjį judesį, arba juosta ar ritininis mazgas, persislenkantis besisukant vienam iš ritinėlių.

*Tyrimų objektas* – struktūriniai JRM elementai.

*Darbo tikslas* – teoriškai išnagrinėti struktūrinių JRM elementų paklaidų įtaką pozicionavimo tikslumui.

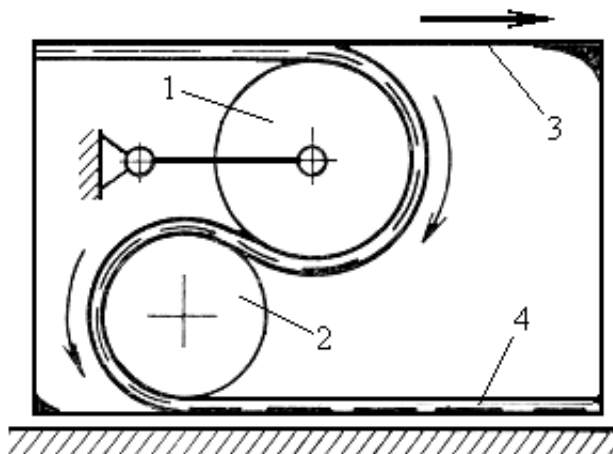
Juostinių ritinių mechanizmų kinematinų paklaidų dydį apsprendžia konstruktyviniai, technologiniai ir eksploataciniai faktoriai. JRM paklaidos skirstomos į sisteminės ir atsitiktinės. Savo ruožtu sisteminės paklaidos skirstomos į konstruktyvines, technologines ir eksploatacines. Konstruktyvinės paklaidos priklauso nuo ritinėlio matmenų, nuo ritinėlių gaubimo juosta kampų, nuo juostos skerspjuvio ir ilgio, nuo juostos įtempimo, nuo JRM elementų medžiagos. Technologinės paklaidos priklauso nuo JRM elementų pagaminimo netikslumo, nuo sąveikaujančių paviršių šiurkštumo. Eksploatacinės paklaidos priklauso nuo temperatūros, trinties, ypatingų eksploatacijos sąlygų.

Visi faktoriai, charakterizuojantys vienokias ar kitokias pirmines paklaidas, yra glaudžiai susiję tarpusavyje ir pasireiškia jiems keičiantis.

Panagrinėkime RTM ritinėlių riedėjimą (32 pav.).

Akivaizdu, kad grynasis riedėjimas, t.y. riedėjimas be slydimo, vyksta sąlyginėmis centroidėmis, turinčiomis bendrus sąlyčio taškus. Rolamaito tipo mechanizmui riedančių ritinėlių 1 ir 2 redukuojamų spindulių centroidės turės reikšmes atitinkamai  $(R_1 + 0,5 t)$  ir  $(R_2 + 0,5 t)$ . Bet baigtinis lanksčios juostos storis  $t$ , o taip pat RTM struktūra „uždeda“ tam tikrus apribojimus mechanizmo kinematikai. Ritinėliams riedant kreipiančiais paviršiais į dešinę, ritinėlio 1 centroide bus apskritimas su spinduliu  $(R_1 + t)$ , o ritinėlio 2 –  $R_2$ . Judant į kairę,

riedančių ritinėlių centroidės turės reikšmes atitinkamai  $R_1$  ir  $(R_2 + t)$ . Aišku, kad rolamaito tipo mechanizme bendri taškai, kuriais galėtų riedėti ritinėliai ir juosta, neegzistuoja, o elementų riedėjimą lydi slydimas sąlyčio vietose. Trinties jėgos deformuoja juostą ir tuo pačiu pakeičia mechanizmo varomosios grandies padėtį.



**32 pav.** RTM su judamu korpusu schema: 1,2 – ritinėlis; 3 – kreipiantysis paviršius; 4 – lanksti juosta

Be šios prielaidos, iššaukiančios juostos deformaciją, egzistuoja ir kitos, o suminė juostos deformacija susideda iš šių dedamųjų:

$$\Delta f_{\Sigma} = \Delta f_T + \Delta f_P + \Delta f_L + \Delta f_N + \Delta f_E + \Delta f_D, \quad (6)$$

čia  $\Delta f_T$  – pailgėjimas dėl juostos pradinio įtempimo;

$\Delta f_P$  – pailgėjimas dėl pasipriešinimo jėgų;

$\Delta f_L$  – pailgėjimas dėl išsilenkimo ant ritinėlių;

$\Delta f_N$  – pailgėjimas dėl normalinių jėgų;

$\Delta f_E$  – pailgėjimas dėl elementų formos paklaidų;

$\Delta f_D$  – pailgėjimas dėl dinaminio poveikio.

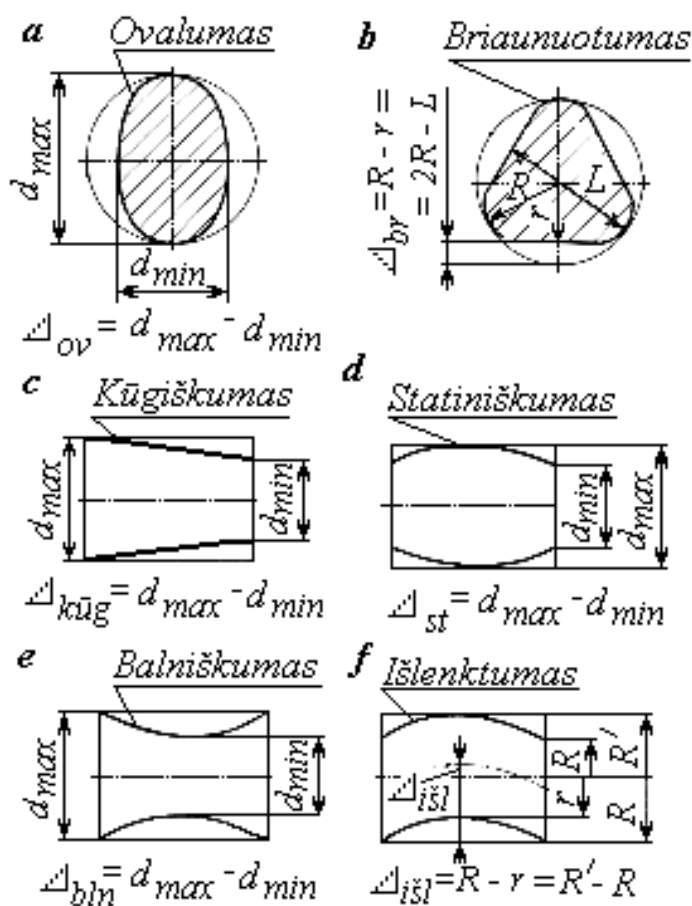
Nurodytos deformacijos susiję tarpusavyje ir bent vieno parametro ar sąlygų pasikeitimas iššaukia atitinkamą kitų pasikeitimą. Pavyzdžiui, pasikeitus elementų formai, keisis juostos įtempimas, normalinė kontaktavimo jėga ir mechanizmo pasipriešinimas persislinkimui. Todėl labai svarbu išnagrinėti labiau reikšmingus faktorius, veikiančius į RTM

kinematinį tikslumą. Tokiais faktoriais yra elementų pagaminimo paklaidos ir elementų slydimas dėl RTM geometrinių ir tamprių ryšių netobulumo.

### 3.1 Nukrypimų nuo ritinėlių apskritumo įtaka RTM pozicionavimo tikslumui

Realiomis sąlygomis ritinėliai rolamaito tipo mechanizmuose gali būti pagaminti necilindriniai. Ritinėlių necilindriškumas charakterizuojamas jų formos nukrypimu nuo menamo cilindro, įrašyto į realų paviršių, formos.

Labiausiai paplitę nukrypimai nuo ritinėlių paviršiaus formos yra nukrypimai: nuo apskritumo – ovalumas ir briaunuotumas; nuo cilindriškumo – kūgiškumas, statiniškumas, balniškumas ir išlenktumas (33 pav.).



33 pav. RTM ritinėlių formos nuokrypos

Realiomis sąlygomis egzistuoja nukrypimai, kurie yra formos nuokrypio ir paviršių

išsidėstymo tarpusavio pasireiškimo rezultatas. Tokie nukrypimai apsiriboja suminėmis formos ir paviršių išsidėstymo užlaidomis, t.y. radialinio ir galinio mušimo užlaidomis. Pirmasis yra nukrypimo nuo apskritumo ir ekscentriciteto ašies poslinkio bendras pasireiškimas, o antrasis – nukrypimai nuo plokštumos ir statmenumo bazinės ašies atžvilgiu.

Nagrinėjame RTM kaip keitklį sukamojo judesio į žengiamąjį ir atvirkščiai, todėl transformuotą judesį galima įsivaizduoti kaip ritinėlio apskritimo išklotinę. Šiuo atveju perdavimo tikslumui daro įtaką ritinėlio spindulio svyravimas ir jo nukrypimas nuo apskritumo.

$$\Delta_l = \varphi \Delta_a, \quad (7)$$

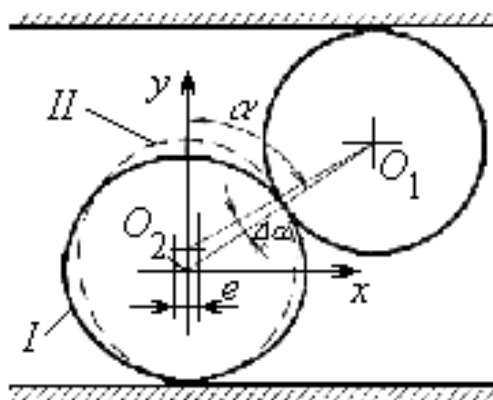
čia  $\Delta_l$  – perdavimo paklaidos dėl spindulio svyravimo reikšmė;

$\varphi$  – ritinėlio posūkio kampas;

$\Delta_a$  – užlaida apskritumo nuokrypai.

Apie RTM ritinėlio profilio (išilginio kirtimo) nuokrypos įtaką į pozicionavimo tikslumą galima vienareikšmiai spręsti pagal idealizuotas formas (33 pav.). Ritinėlių statiniškumas, balniškumas ir išlenktumas iššaukia netolygius kontaktinius juostos įtempimus, kas galiausiai gali ją deformuoti. Kūgiškumas, kaip labiausiai pasitaikanti paklaida, pavaros perdavimo tikslumą veikia juostai palaipsniui persilenkant išilgai kūginio ritinėlio ašies, ko padarinyje pažeidžiamas pavaros darbingumas.

Išnagrinėkime ovalumo įtaką RTM kinematiniam tikslumui. Priimame, kad vienas ritinėlių pagamintas be formos paklaidų nukrypimo, o kitas – su skerspjūvio formos paklaidomis, išsidėsčiusiomis ant ovalo (37 pav.).



37 pav. Ovalaus ritinėlio įtaka RTM tikslumui

Kadangi ovalas ir elipsė vienas nuo kito skiriasi nežymiai, tai su pakankamu tikslumu galima kalbėti apie ritinėlių elipsiškumą ir panaudoti pakankamai išdirbtą matematinį aparatą. Sukant elipsinį ritinėlių, keičiasi ritinėlio gaubimo juosta lanko ilgis.

Kad įvertinti ritinėlio elipsiškumo įtaką perdavimo tikslumui, būtina paskaičiuoti ritinėlio gaubimo lanko ilgį  $l$  ir jo pokytį  $\Delta l$  mechanizmui persislenkant.

Visas elipsės perimetras lygus

$$L = 4aE\left(e, \frac{\pi}{2}\right), \quad (8)$$

čia  $a$  – elipsės didžiojo pusašio ilgis;

$E\left(e, \frac{\pi}{2}\right)$  – pilnas 2-os eilės elipsinis integralas;

$e$  – ekscentricitetas, lygus

$$e = \frac{\sqrt{a^2 - b^2}}{a}, \quad (9)$$

čia  $b$  – elipsės mažojo pusašio ilgis.

Pilnas 2-os eilės elipsinis integralas randamas pagal formulę

$$E\left(e, \frac{\pi}{2}\right) = E\left(K^2, \frac{\pi}{2}\right) = \int_0^{\pi/2} \sqrt{1 - K^2 \sin^2 \varphi} d\varphi, \quad (10)$$

čia  $K$  – parametras, pagal kurį sudarytos pilnų elipsinių integralų reikšmių lentelės; šiuo atveju  $K = e$ .

Pavaizduotoje 34-ame paveiksle padėtyje, ritinėlio posūkio kampas  $\varphi = 0$ , ir gaubimo lanko ilgis randamas pagal formulę

$$l = 3aE\left(e, \frac{\pi}{2}\right) - aE(e, \alpha), \quad (11)$$

čia  $E(e, \alpha)$  – nepilnas 2-os eilės elipsinis integralas.

Pasisukus apatiniam varančiajam ritinėliui kampų  $\varphi$ , gaubimo lanko ilgis pasikeičia ir randamas pagal formules:

$$l = 4aE\left(e, \frac{\pi}{2}\right) - aE\left[e, \alpha + \left(\frac{\pi}{2} - \varphi\right)\right] - aE\left[e, \left(\frac{\pi}{2} - \varphi\right)\right] \quad (12)$$

kai  $0 < \varphi \leq \alpha$ ,

$$l = 2aE\left(e, \frac{\pi}{2}\right) + aE(e, \varphi) + aE\left[e, \frac{\pi}{2} - \left(\alpha + \frac{\pi}{2} - \varphi\right)\right] \quad (13)$$

kai  $\alpha < \varphi \leq \frac{\pi}{2}$ .

Jeigu  $\alpha \cong 90^\circ$ , tai, esant  $\varphi = 0$ ,

$$l = 3aE\left(e, \frac{\pi}{2}\right). \quad (14)$$

Jeigu  $\alpha \cong 0^\circ$ , tai, esant bet kokiems ritinėlio posūkio kampams:

$$l = 2aE\left(e, \frac{\pi}{2}\right) \quad (15)$$

Visos priklausomybės pateiktos su prielaida, kad elipsei kampas  $\alpha$  yra pastovus dydis. Tačiau skaičiavimų patikslinimui randame kampo  $\alpha$  reikšmę dvejose ribinėse elipsinio ritinėlio padėtyse, išeinant iš dviejų ritinėlių sąlyčio taško koordinatės pastovumo. Elipsės parametrinės lygtys atrodo taip:

$$y = b \sin t; \quad x = a \sin t. \quad (16)$$

Kai  $t = a$ ,

$$y = \frac{H-d}{2} + \Delta_a. \quad (17)$$

čia  $\Delta_a$  – užlaida ritinėlio apskritumo nuokrypai.

Elipsinio ritinėlio *I* padėčiai (34 pav.) gausime

$$\alpha_1 = \arcsin \frac{y}{b} = \arcsin \frac{\frac{H-d}{2} + \Delta_a}{b}. \quad (18)$$

Elipsinio ritinėlio *II* padėčiai (posūkis 90°)

$$\alpha_2 = \arcsin \frac{H-d}{2b}. \quad (19)$$

Kampo  $\alpha$  pasikeitimo dydis, pasisukus ritinėliui 90°, yra

$$\Delta\alpha = \alpha_1 - \alpha_2. \quad (20)$$

Dėl vieno ritinėlių elipsiškumo (ovalumo) iškyla perdavimo ciklinė paklaida. Tuo atveju, jei abu ritinėliai yra elipsiniai, perdavimo paklaida gali padvigubėti, esant vienodiems ritinėlių

matmenims. Ritinėlių elipsiškumas (ovalumas) iššaukia jų ašių mušimą.

Elipsės centro mušimo pagal vertikalę dydis nustatomas nuokrypos nuo apskritumo dydžiu

$$\Delta_m = \Delta_a = a - b \quad (21)$$

Mušimo pagal horizontalę dydis nustatomas tarpcentrinio atstumo *A*, matuojamo lygia-grečiai kreipiančiosioms, nuokrypos dydžiu.

$$A = \rho_1 \cos \alpha + \rho_2 \cos \alpha, \quad (22)$$

čia  $\rho_1$  ir  $\rho_2$  – viršutinio ir apatinio ritinėlių kreivumo spinduliai

$$\rho_{1,2}^2 = \frac{a^2 b^2}{a^2 \cos^2 \varphi + b^2 \sin^2 \varphi}. \quad (23)$$

Ribiniams atvejams  $\rho_1 = a$ ;  $\rho_2 = a$ ;  $\rho_1 = b$ ;  $\rho_2 = b$  turime

$$A_1 = 2a \cos \alpha; \quad A_2 = 2b \cos \alpha; \quad (24)$$

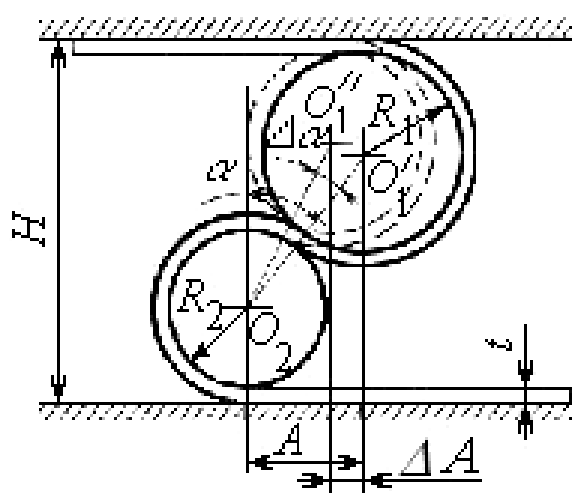
$$\Delta A = A_1 - A_2 = 2a \cos \alpha - 2b \cos \alpha = 2\Delta_a \cos \alpha, \quad (25)$$

čia  $\alpha$  – ritinėlių centrų linijos polinkio kampas

Dviejų ir daugiau elementų jungimas apsunkina technologinių klaidų įvertinimą kinematinio tikslumo skaičiavimuose, nes vienodai galimi tiek paklaidų sumavimas, tiek jų tarpusavio kompensacija.

Vienas kelių, įvertinant RTM struktūros paklaidas, gali būti nuokrypa nuo apibendrinto parametro  $\alpha$  nominalo. Įvertinant RTM konstrukcijos specifiką, galima teigti, kad mechanizmo elementų geometrinės paklaidos keičia ritinėlių gaubimo juosta kampus, beje, gaubimo kampų dydis atitinka apibendrinto parametro  $\alpha$  pasikeitimą. Struktūriniai RTM elementai (35 pav.) susieti priklausomybe

$$\cos \alpha = \frac{H - R_1 - R_2 - 2t}{R_1 + R_2 + t}. \quad (26)$$



35 pav. Schema struktūrinių RTM elementų geometrinių paklaidų nustatymui

Dėl RTM elementų paklaidų įvyksta centrų linijos pasisukimas kampu  $\Delta\alpha$ . Iš mechanizmo geometrijos galima manyti, kad gaubimo kampai taip pat keičiasi kampu  $\Delta\alpha$ ,



kas paveiks juostos deformaciją, vadinasi, ir kinematinę RTM paklaidą. Juostos ilgio pokyčio dydis, keičiantis centrų linijos polinkio kampui dydžiu  $\Delta\alpha$ , randamas sekančiai:

$$\Delta l = \Delta A + (R_1 + R_2 + t)\Delta\alpha, \quad (27)$$

čia  $R_1, R_2, t, \alpha$  – nominalios parametrų reikšmės;

$\Delta A$  tarpcentrinio atstumo  $A$  pokyčio dydis:

$$\Delta A = (R_1 + R_2 + t) \times [\sin(\alpha + \Delta\alpha) - \sin\alpha]. \quad (28)$$

Įvertinant faktorių, veikiančių į juostos ilgio pokytį, daugumą, galima kalbėti apie jų atsitiktinį derinį. Tokiu atveju šios paklaidos matematinis laukimas ir vidutinė kvadratinė nuokrypa lygūs:

$$M[\Delta l] = [\Delta A + (R_1 + R_2 + t)]M[\Delta\alpha], \quad (29)$$

$$\sigma[\Delta l] = [\Delta A + (R_1 + R_2 + t)]\sigma[\Delta\alpha]. \quad (30)$$

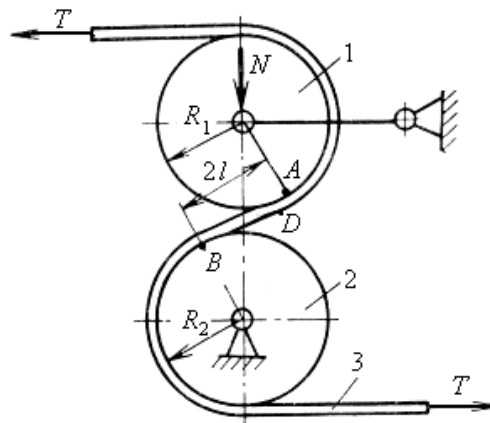
### 3.2 RTM elementų struktūros glaudumo kriterijai

Rolamaito tipo mechanizmai privalo tenkinti tam tikras numatytas sąlygas ir mechanizmo darbo patikimumas yra labai reikšmingas rodiklis. Labai svarbu, tiriant RTM, išsiaiškinti sampratą RTM elementų „glaudi struktūra“.

R.V. Kedmenas darbe [4] išnagrinėjo lanksčios juostos įtempimo ribinių reikšmių, kurioms esant dar užtikrinamas glaudus ritinėlių apgaubimas juosta, sritį. Tačiau, esant bet kokiam juostos įtempimui, tai dar neužtikrina garantuoto kontakto tarp RTM elementų, nors praktikoje kontaktinių zonų buvimas prie tam tikrų mechanizmo parametrų pasitvirtino.

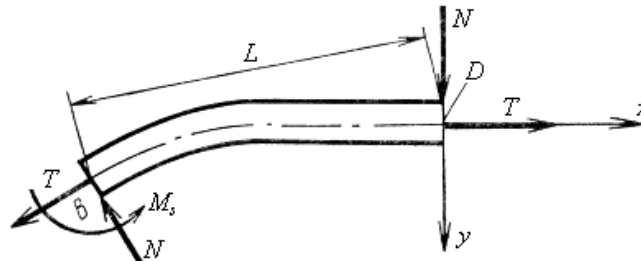
Panagrinėkime rolamaitinio mazgo elementų sąlygtį, kai RTM elementų struktūra neglaudi (36 pav.).

Pereinamąją zoną  $AB$  tarp ritinėlių 1 ir 2 išivaizduojame kaip gembinių sijų  $AD$  ir  $BD$  porą, apkrautą bendra jėga. Taškai  $A$  ir  $B$  yra pereinamųjų zonų riba, ir juostos kreivumas šiuose taškuose lygus nuliui ir atitinka konsolinių sijų užtaisymų vietas.



**36 pav.** RTM elementų neglaudaus sąlyčio schema: 1,2 – ritinėlis; 3 – lanksti juosta

Paveiksle 37 pateikiama konsolinės sijos skaičiuojamoji schema.



**37 pav.** Jėgų, veikiančių juostos pereinamąją zoną, skaičiuojamoji schema

Įvertinant įlinkių nereikšmingumą juostos kreivumui nustatyti, naudojame apytikrą išraišką

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M}{EI} \approx \frac{d^2 y}{dx^2}, \quad (31)$$

čia  $\rho$  – juostos išlinkio kreivumas;

$M$  – lenkimo momentas bet kurioje juostos vietoje;;

$EI$  – juostos standumas.

Lenkimo momentas sijos laisvai pasirinktame  $(x, y)$  taške lygus

$$M(x, y) = Nx + Ty. \quad (32)$$

Pirmuoju artiniu, įvertinant, kad  $x \gg y$ , turime

$$y = \frac{Nx^3}{6EI}. \quad (33)$$

Kai  $x = L$  sijos įlinkis  $\delta_a$  lygus

$$\delta_a = \frac{NL^3}{6EI}. \quad (34)$$

Kadangi „glaudaus sąlyčio“ sampratai atitinka sąlyga  $L = 0$ , tai būtina nustatyti santykį, charakterizuojantį  $L$  kaip funkciją nuo  $N$ :

$$M_D = NL, \text{ ir be to } \frac{1}{R} = \frac{M_D}{EI},$$

tuomet

$$L = \frac{EI}{RN}. \quad (35)$$

Pereinamosios zonos, kurios ribose juostos kreivumas turi reikšmes nuo  $\left(+\frac{1}{R_1}\right)$  iki  $\left(-\frac{1}{R_2}\right)$ , ilgis  $AB = 2L$ . Kai  $R_1 = R_2 = R$ , pereinamosios zonos ilgis  $2L = \frac{2EI}{RN}$  ir prie bet kokių  $N$  reikšmių  $L \neq 0$ , ir dėl šito tarp ritinėlių gali būti tarpas

$$\delta' = \frac{(EI)^2}{3R^3N^2}. \quad (36)$$

Antruoju artiniu įstatysime anksčiau gautą reikšmę (33) į lygtį (32):

$$M = Nx + \frac{TNx^3}{6EI}, \quad (37)$$

arba

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{Nx}{EI} + \frac{TNx^3}{6(EI)^2}. \quad (38)$$

$L'$  reikšmės suradimui pasinaudojama (31) ir (38) formulėmis:

$$L' = \frac{EI}{NR} \cdot \frac{1}{1 + \frac{TL^2}{6(EI)^2}}. \quad (39)$$

Įstačius (35) lygtį į (39), gauname

$$L' = \frac{EI}{NR} \cdot \frac{1}{1 + \frac{TEI}{6(RN)^2}} = \frac{EI}{RN} \cdot \frac{1}{1 + \lambda}. \quad (40)$$

RTM juostos įtempimas  $T$  ir normalinės jėga  $N$  susiję pastovia priklausomybe, charakterizuojančia RTM elementų struktūrą, kas pilnai atitinka sąlygą  $N \geq T$ .

Įstatome  $N$  reikšmę vietoje  $T$  į (40) lygtį. Tuomet

$$\lambda = \frac{TEI}{6(NR)^2} \cong \frac{NEI}{6(NR^2)} = \frac{EI}{6NR^2}. \quad (41)$$

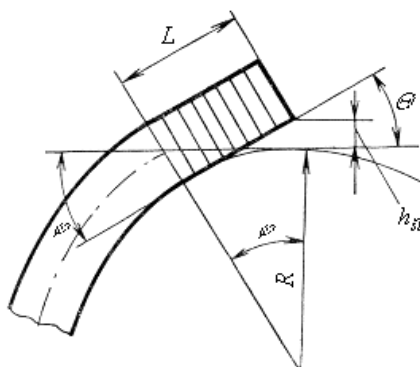
Dydis  $\lambda$  yra mažas, lyginant jį su  $L$  iš (35), todėl galima tvirtinti, kad  $L' \cong L$ .

Donaldas F. Uilksas teigia, kad rolamaito elgsenoje stebimas staigus pokytis, kai juostos „gembinių“ plotelių efektyvus ilgis tampa lygus nuliui ir prasideda deformuojamųjų zonų tarpusavio persidengimas. Ši sąlyga atitinka deformacijos, pirmiausiai spaudžiamojo charakterio, pradžią ir jį sunku įsivaizduoti kaip įtempimo laipsnio bematį kriterijų.

Visi R.V.Kedmeno tyrimo rezultatai [4] gauti išeinant iš prielaidos, kad juosta veikiama grynojo lenkimo, o normalinė jėga  $N$  perduodama į ją viename taške.

Mūsų požiūriu daug tikslesnė yra glaudaus juostos sąlyčio su ritinėliais sąvoka, įvertinant tai, kad pereinamosios zonos ilgis šiuo atveju yra tos pat eilės kaip ir juostos storis, vadinasi, šiuo atveju negalima įvertinti tik juostos išlinkimą ir neįvertinti jos šlyties deformacijos.

Jeigu šlyties kampas  $\Theta$  (38 pav.) lygus kampui  $\varphi = \frac{L}{R}$ , ribojančiam pereinamąją zoną, tai šlyties deformacija užtikrins juostos kontaktą su ritinėliu ir duos minimalios jėgos  $N_v$  viršutinę ribą, nes įvertiname ritinėlio kreivumą.



**38 pav.** Skaičiuojamoji schema juostos šlyties deformacijos įvertinimui (pereinamoji zona užštrichuota)

Todėl pereinamosios zonos  $L$  perdengimui faktiškai reikalingas šlyties kampas mažesnis nei  $\Theta$  :

$$\frac{\Theta R}{L} = 1; \quad \Theta = \frac{\tau}{G}; \quad \tau = \frac{N}{bt}, \quad (42)$$

čia  $\tau$  – šlyties jėga;

$bt$  – juostos skerspjūvis;

$G$  – šlyties modulis

Po (42) ir (35) reikšmių įstatymo gausime

$$N_v = \frac{bt^2}{2R} = \sqrt{\frac{EG}{3}}. \quad (43)$$

Normalinės jėgos  $N_A$ , užtikrinančios glaudų RTM elementų sąlytį, apatine riba galima priimti sąlygą, kad šlyties deformacijos  $h_{sl}$  (38 pav.) ant peties  $L$  dydis lygus tarpui  $\delta'$  tarp juostos ir ritinėlio (36), be to, ritinėlio kreivumas priešinsis juostos šlyčiai, t.y. faktiškai bus reikalinga šiek tiek didesnė jėga pereinamosios zonos  $L$  perdengimui.

$$\frac{h_{sl}}{\delta'} = \frac{\Theta L}{\delta'} = 1. \quad (44)$$

Įstačius reikšmes į (44) gausime RTM elementų glaudaus sąlyčio normalinės jėgos apatinę ribą

$$N_A = \frac{bt^2}{6R} \sqrt{GE}. \quad (45)$$

Apjungiant (43) ir (45) išraiškas, gausime RTM elementų struktūros glaudumo kriterijaus ribas

$$\frac{bt^2}{6R} \sqrt{GE} < N < \frac{bt^2}{2R} \sqrt{\frac{GE}{3}}, \quad (46)$$

beje,  $N_v = \sqrt{3}N_A$ , kas yra visiškai leistina kokybiniam kriterijaus įvertinimui.

Kadangi  $N$  ir  $T$  susiję priklausomybe

$$N = \frac{T(1 + \cos \alpha)}{\sin \alpha}, \quad (47)$$

kur  $\alpha$  – ritinėlių centrų linijos pokrypio kampas, tai, didinant kampą  $\alpha$ ,  $N \rightarrow T$ .

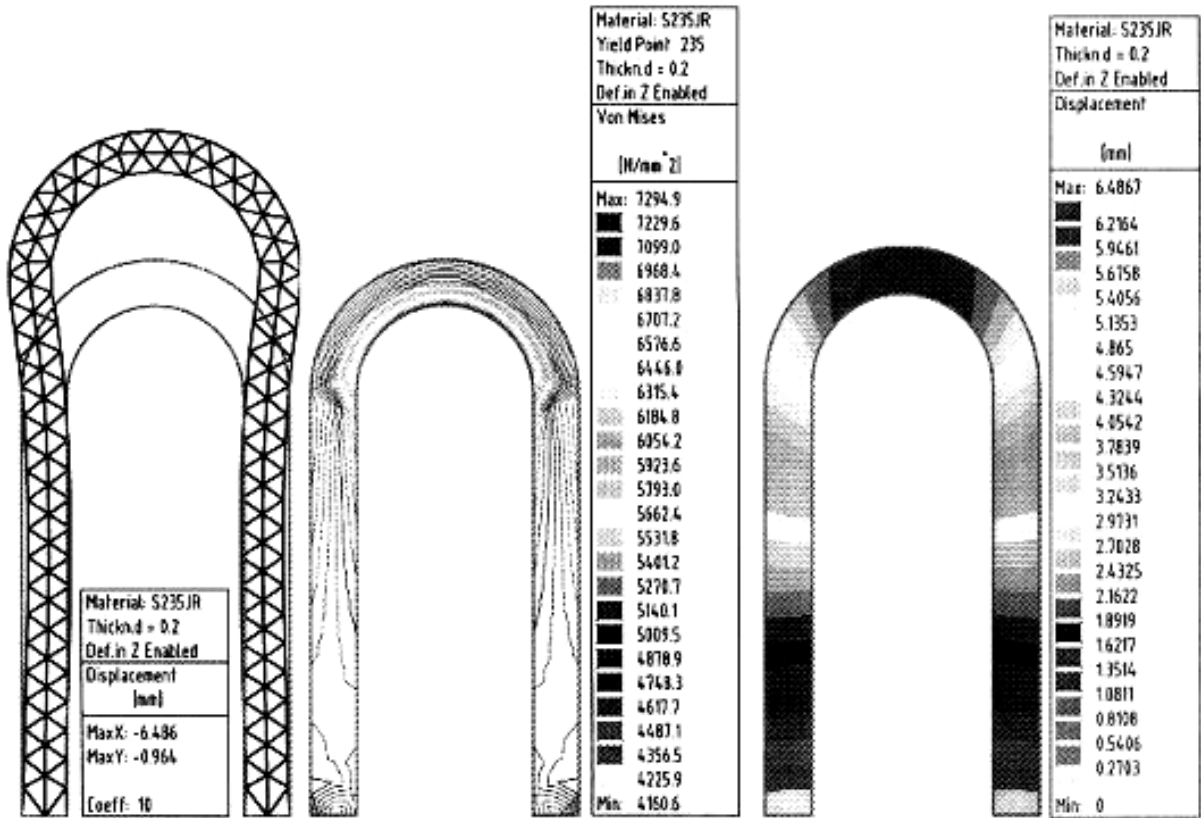
Vadinasi, ritinėlių gaubimo juosta kampo didinimas skatina tolygesnį įtempimų pasiskirstymą sąlyčio paviršiuose. Apkrovos į juostą pasiskirsto tolygiau, o gaunamos kontaktinės jėgos lyginamos su įtemptos juostos įtempimais. Todėl kriterijų (46) tikslinga naudoti  $60^\circ \leq \alpha \leq 90^\circ$  reikšmėms, kas visiškai pateisinama sutinkamai su RTM darbo patikimumo ir ilgaamžiškumo sąlygomis.

### **3.3 Teoriniai juostinių ritininių mechanizmų lanksčios juostos tyrimai**

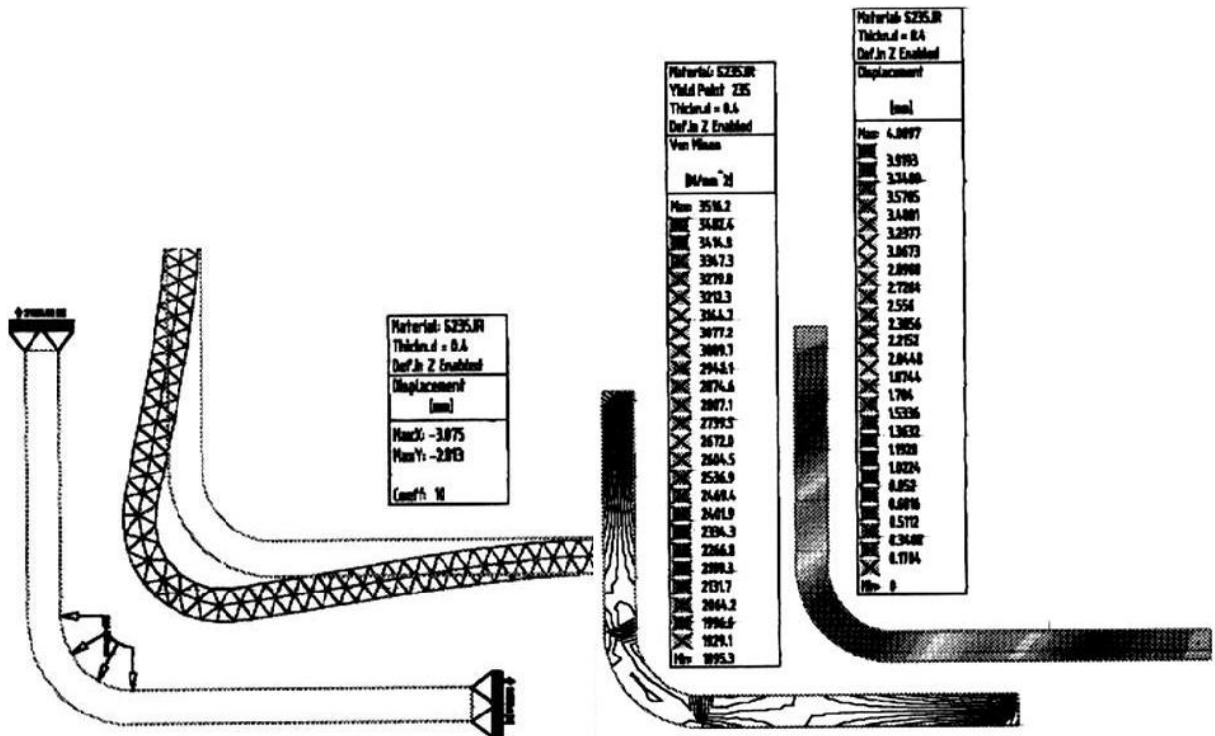
Teoriniai RTM lanksčios juostos tyrimai buvo atliekami pasitelkiant baigtinių elementų metodą (BEM) pagal kompiuterinę SolidWorks Simulation Software Finite Elements Analysis (FEA) programą. Ši programa naudojama apskaičiuoti įtempimus ir deformacijas lanksčioje juostoje.

Pirmiausiai pasirenkame juostą, jos medžiagą, įtvirtinimo vietas. Užduodame juostos apkrovų reikšmes, pasirenkame juostos storį.

Juostos storis – 0.2; 0.4; 0.8 mm. Ritinėlio gaubimo juosta kampas  $\alpha = 90^\circ; 180^\circ$ .



39 pav. Juostos įtempimų ir deformacijų pasiskirstymo diagramos, kai juostos storis lygus 0,2 mm; juosta gaubia ritinėlių 180° kampu



40 pav. Juostos įtempimų ir deformacijų pasiskirstymo diagramos, kai juostos storis lygus 0,4 mm; juosta gaubia ritinėlių 90° kampu

Suvedus visus reikalingus duomenis, skaičiuojame rezultatus, gautus pasitelkus BEM. Rezultatų tikslumas priklauso nuo tinklelio smulkumo, t.y. kuo tinklelis smulkesnis, tuo rezultatai tikslesni. Jį pasirenkame prieš skaičiavimo pradžią. Rezultatus pateikiame įtempimų ir deformacijų pasiskirstymo diagramose (39, 40 pav.).

Deformacijų ir įtempimų priklausomybės nuo juostos storio pateiktos lentelėje 1, o nuo ritinėlio gaubimo juosta kampo – lentelėje 2.

1 Lentelė

**Deformacijų ir įtempimų priklausomybės  
nuo juostos storio**

	Juostos storis, mm		
	0,2	0,4	0,8
Max. deformacijos, mm	6,48	3,24	1,62
Max. įtempimai, N/mm <sup>2</sup>	7294,9	3657,2	1823,7

Tyrimai parodė, kad mažinant juostos storį, įtempimai ir deformacijos, pasiskirstę juostoje, didėja. Pradinis juostos įtempimas neturi įtakos statinei rolamaito charakteristikai ir yra būtinas tik praslydimo išvengimui. Lenkimo įtempimai, juostai pereinant nuo ritinėlio ant ritinėlio, keičia savo ženklą. Tokiu būdu juosta dirba prie kintamojo ženklo lenkimo įtempimų, o tai trumpina jos, o tuo pačiu ir viso RTM darbo ilgaamžiškumą.

2 Lentelė

**Deformacijų ir įtempimų priklausomybės  
nuo ritinėlio gaubimo juosta kampo**

	Ritinėlio gaubimo juosta kampas, laipsn.	
	90	180
Max. deformacijos, mm	4,09	3,24
Max. įtempimai, N/mm <sup>2</sup>	3516,2	3657,2

Didinant ritinėlio gaubimo juosta kampą, maksimalios deformacijos mažėja, o maksimalūs įtempimai didėja.



## 4. ROLAMAITO TIPO MECHANIZMŲ KINEMATINĖS PAKLIDOS EKSPERIMENTINIAI TYRIMAI

RTM kinematinio tikslumo ir struktūrinių ryšių tyrimų nebuvimas apsprendžia pirminį požiūrį į eksperimentą iš kokybinės pusės ir panaudojimą labiausiai prieinamų matavimo priemonių, leidžiančių gauti patikimus rezultatus.

RTM yra linijiniai – kampinių poslinkių keitikliai, todėl jų kinematinų savybių išryškiniui būtina nustatyti perdavimo funkciją tarp įėjimo į mechanizmą ir išėjimo iš jo, tarp linijinio ir kampinio poslinkių.

Šio tyrimo metodo esmė tame, kad matuojami linijiniai – kampiniai įėjimo ir išėjimo RTM grandžių poslinkiai ir analizuojami užduotų RTM parametrų perdavimo santykių rezultatai.

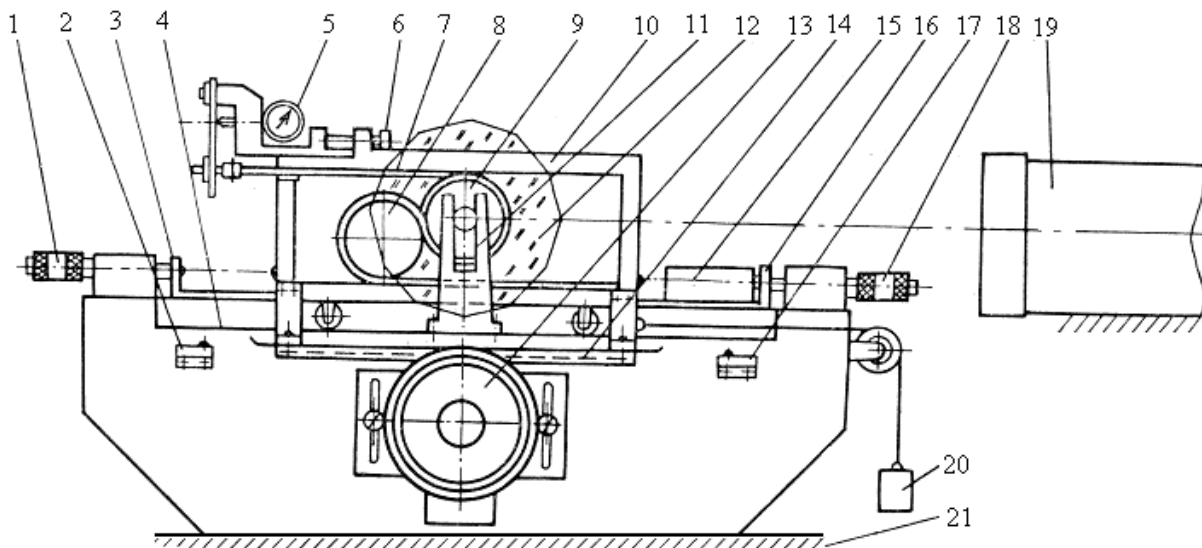
Dėl gan mažų matuojamų poslinkių dydžių (0,001-0,02 % nuo pagrindinio poslinkio) labai svarbus yra matavimo priemonių parinkimas.

Optiniai kampinių matavimų prietaisai atitinka pačius griežčiausius reikalavimus matavimo tikslumui, yra patikimi darbe ir paprasti aptarnaujant. Šiuos reikalavimus eksperimentui atlikti atitiko ir buvo panaudotas autokolimatorius su optiniu veidrodžiu. Veidrodis arba daugiabriaunė veidrodinė prizmė pritvirtinami prie sukamų RTM elementų (ritinėlių), o tai leidžia gauti kaip kokybinius, taip ir kiekybinius fiksuotų linijinių poslinkių rezultatus.

Eksperimentinio įrenginio, skirto tirti RTM kinematinę paklaidą, schema pateikta 41-ame paveiksle.

Eksperimentinis įrenginys susideda iš vežimėlio 10 rėmelio su plokščiomis lygiagrečiomis kreipiančiosiomis ir poros cilindrinų ritinėlių 8 ir 9, kartu su lanksčia juosta 7 sudarančių rolamaitinį mazgą. Lanksti juosta 7 apkraunama įtempimo mechanizmu 6. Dinamometru 5 galima kontroliuoti juostos įtempimą. Vežimėlis 10 gali atlikti slankiojamąjį judesį pagrindo kreipiančiosiomis 4, o ritinėliai nuo išilginio poslinkio sulaukomi šakute 11. Vežimėliui judesys gali būti suteiktas rankiniu būdu, o daugkartiniams cikliniams poslinkiams – elektros variklio 13 per krumpliasiebinę pavarą 14. Veidrodinė matuojamoji prizmė 12 ( $\varnothing$  100 mm, 36 briaunų) pritvirtinama prie ritinėlio 9, autokolimatorius (AΦ-1) 19 išstatytas prizmės 12 sukimo plokštumoje ant bendros nustatymo plokštės 21. Svarmuo 20 užtikrina būtiną matuojamąją jėgą. Panaudojus atitinkamus mikrometrinius sraigtus 1 ir 18 nustatomi judami staliukai 3 ir 16 su atramomis ir galiniais matais 15 vežimėlio 10 išilginio poslinkio fiksacijai. Eksperimentinio įrenginio darbui su elektros variklio 13, skirtu daugkartiniams vežimėlio 10 cikliniams poslinkiams gauti, panaudojami automatiniai vežimėlio 10 poslinkio

krypties perjungikliai 2 ir 17. Perslenkant vežimėlį 10 rankiniu būdu, elektros variklis 13 nuo įrenginio (tuo pačiu ir nuo vežimėlio 10) yra atjungiamas. Tam panaudojamos vertikalios išdrožos su elektros variklio 13 padėties fiksacija.



**41 pav.** Eksperimentinio įrenginio, skirto tirti RTM kinematinę paklaidą, schema: 1,18 – mikrometrinis sraigtas; 2,17 – galinis perjungiklis; 3,16 – judamas staliukas; 4 – kreipiančiosios; 5 – dinamometras; 6 – įtempimo mechanizmas; 7 – lanksti juosta; 8,9 – ritinėlis; 10 – vežimėlis; 11 – šakutė; 12 – veidrodinė prizmė; 13 – elektros variklis; 14 – krumpliaštiebinė pavara; 15 – galinis matas; 19 – autokolimatorius; 20 – svarmuo, skirtas užtikrinti pastovią matuojamąją jėgą; 21 – pagrindas

Eksperimentiniams tyrimams buvo panaudota pagaminta iš plieno 13 X lanksti juosta 7, kurios storis 0,0022-0,08 mm ir plotis 10-40 mm. Vežimėlio 10 kreipiančiosios ir ritinėliai 8 ir 9 pagaminti iš plieno 45. Eksperimentinio įrenginio techninė charakteristika pateikta 3-oje lentelėje.

3 lentelė

**Eksperimentinio įrenginio techninė charakteristika**

Eksperimentinio įrenginio techninė charakteristika	Duomenys
Vežimėlio eiga, mm	120
Juostos apkrovos diapazonas, N	10-400
Poslinkio greitis, m/s	0,006-0,025
Autokolimatoriaus skalės diapazonas min.	6
Atskaitos tikslumas, s	0,25

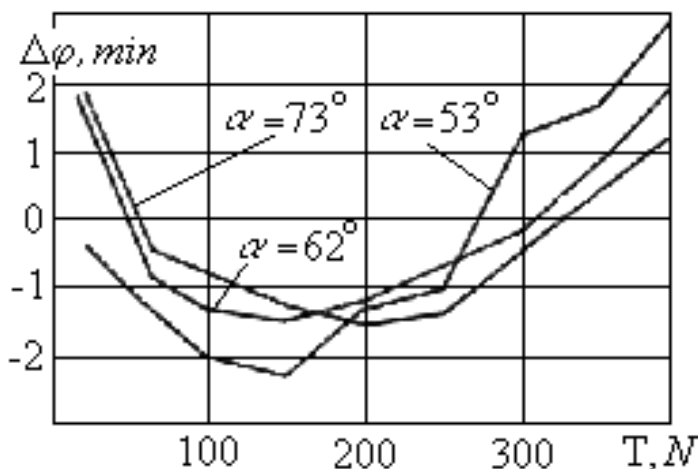
Matavimų seka tokia: vežimėlis 10 fiksuojamas vienoje kraštinėje padėtyje; veidrodinė prizmė 12 nustatoma į nulinę padėtį pagal autokolimatoriaus 19 atskaitos skalę; vežimėlis persislenka užduotu atstumu ir yra vykdomas ritinėlio 8 kampinio poslinkio paklaidos atskaitymas. Kad gauti kokybišką ritinėlių 8 ir 9 slydimo vaizdą, pakanka vežimėlį 10 gražinti į pradinę padėtį. Tokiu būdu nustatomas ritinėlio 9 slydimo per vežimėlio persislinkimo ciklą dydis. Iš anksto prieš matavimus dinamometru nustatomas lanksčios juostos 7 įtempimo dydis. Kad išlyginti įtempimą kiekviename lanksčios juostos 7 gale, būtina atlikti keletą vežimėlio 10 slankiojamųjų perslinkimų.

Matuojamojo ritinėlio padėties matavimo rezultatai, vežimėliui periodiškai persislenkant fiksuotu dydžiu atitinkamoms užpleišijimo kampų (tarp linijos, jungiančios ritinėlių 8 ir 9 centrus, ir vežimėlio 10 plokščiomis lygiagrečiomis kreipiančiosiomis) reikšmėms  $\alpha = 53^\circ, 62^\circ, 73^\circ$ , pateikti 42-ame paveiksle, t.y. pateiktos eksperimentinės priklausomybės, atspindinčios rolamaitinių elementų jėginę sąveiką į kinematinę paklaidą (kampu  $\alpha$  pokytis iššaukia atitinkamą normalinių jėgų  $N$  pasikeitimą).

Matavimuose buvo panaudota  $0,055 \times 32 \text{ mm}^2$  skerspjūvio lanksti juosta ir 25, 30 ir 35 mm skersmens ritinėliai, esant pastoviam atstumui tarp kreipiančiųjų paviršių.

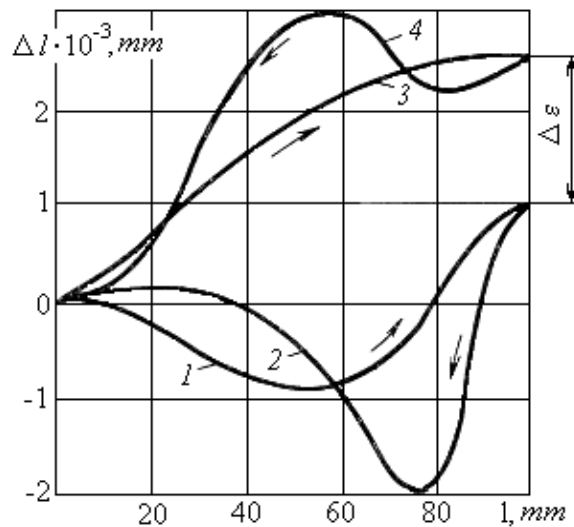
Nustatyta, kad vežimėliui persislenkant reikšmingiausias faktorius juostos deformacijos pokyčiui yra trinties jėga, atsirandanti juostai sąveikaujant su kreipiančiais paviršiais bendro sąlyčio su ritinėliais zonoje.

Klasikinė RTM konstrukcija yra perkrauta pertekliniais ryšiais, ko padarinyje mechanizmo judesys, esant glaudžiam elementų sąlyčiui, vyksta su didele trintimi lanksčios juostos kontakto su kreipiančiosiomis zonoje.



**42 pav.** RTM ritinėlio slydimo dydžio  $\Delta\varphi$  priklausomybė nuo juostos įtempimo  $T$  atitinkamiems užpleišijimo kampams

Kad gauti RTM laisvųjų juostos galų deformacijų pokyčio patikimą vaizdą, deformacijos buvo matuojamos tenzojutikliais, pritvirtintais prie juostos galų. 43 paveiksle pateikta charakteringoji oscilograma patvirtina RTM struktūrinių ryšių sąveikos sudėtingumą.



**43 pav.** RTM lanksčios juostos laisvųjų galų (1,2 – apatinio; 3,4 – viršutinio) deformacijos pokyčio priklausomybės per poslinkio ciklą

Gautų rezultatų ypatumas yra juostos galų deformacijų reikšmių skirtumas  $\Delta \epsilon$  mechanizmo vežimėlio persislinkimo priešingose fazėse, kas yra viena iš patvirtinančių RTM ritinėlių slydimą priežasčių.

Oscilograma, pateikta 43-ame paveiksle, gauta, esant tokiems mechanizmo parametrams:  $\alpha = 37^\circ$ , ritinėlių skersmenys – 25 mm, juostos skerspjūvis –  $0,055 \times 32 \text{ mm}^2$ , juostos įtempimas – 150 N.

Tokiu būdu, sutinkamai su 43 paveikslu, RTM matuojamojo ritinėlio slydimas keičia kryptį, priklausomai nuo juostos apkrovimo dėl trinties jėgų poveikio. Be to, didėjant užpleišijimo kampui  $\alpha$ , slydimo charakteris stabilizuojasi. Esant tam tikriems mechanizmo parametrams slydimas gali išnykti, tačiau, kaip parodė tyrimai, kinematinė paklaida šiuo atveju turi nepastovų charakterį.

RTM ritinėlių slydimo krypties pasikeitimas paaiškinamas trinties jėgų santykio pasikeitimu elementų kontaktavimosi zonose. Didinant juostos įtempimą, didėja jos frikcinis sukibimas su ritinėliais ir auga trinties jėgos dėl slydimo, skatinančio santykinį ritinėlių judesį. Apkraunant ritinėlius nuo 20 iki 200 N ritinėliai slysta prieš laikrodžio rodyklę. Apkrovus daugiau 200 N, slydimo kryptis keičiasi į priešingą.

## IŠVADOS

Faktoriai, veikiantys į RTM kinematinę tikslumą, yra elementų pagaminimo paklaidos ir elementų slydimas dėl RTM geometrinių ir tamprių ryšių netobulumo. Labiausiai paplitę nukrypimai nuo ritinėlių paviršiaus formos yra nukrypimai: nuo apskritumo – ovalumas ir briaunuotumas; nuo cilindriškumo – kūgiškumas, statiniškumas, balniškumas ir išlenktumas. Nustatyta:

1. RTM ritinėlių statiniškumas, balniškumas ir išlenktumas iššaukia netolygius kontaktinius juostos įtempimus, kas galiausiai gali ją deformuoti.

2. RTM ritinėlių kūgiškumas, kaip labiausiai pasitaikanti paklaida, pavaros perdavimo tikslumą veikia juostai palaipsniui persilenkant išilgai kūginio ritinėlio ašies, ko padarinyje pažeidžiamas pavaros darbingumas.

3. Dėl RTM vieno ritinėlių elipsiškumo (ovalumo) iškyla perdavimo ciklinė paklaida. Tuo atveju, jei abu ritinėliai yra elipsiniai, perdavimo paklaida gali padvigubėti, esant vienodiems ritinėlių matmenims. Ritinėlių elipsiškumas (ovalumas) iššaukia jų ašių mušimą.

4. RTM dviejų ir daugiau elementų jungimas apsunkina technologinių klaidų įvertinimą kinematinio tikslumo skaičiavimuose, nes vienodai galimi tiek paklaidų sumavimas, tiek jų tarpusavio kompensacija.

5. RTM ritinėlių gaubimo juosta kampo didinimas skatina tolygesnį įtempimų pasiskirstymą sąlyčio paviršiuose; apkrovos į juostą pasiskirsto tolygiau, o gaunamos kontaktinės jėgos lyginamos su įtemptos juostos įtempimais.

6. Didinant juostos storį, esant vienodoms apkrovoms, maksimalios deformacijos ir įtempimai atitinkamai mažėja.

7. Didinant ritinėlio gaubimo juosta kampą, esant vienodoms apkrovoms, maksimalios deformacijos mažėja, o įtempimai didėja.

8. Rolamaito tipo mechanizmuose reikšmingiausias faktorius juostos deformacijos pokyčiui yra trinties jėga, atsirandanti juostai sąveikaujant su kreipiančiais paviršiais bendro sąlyčio su ritinėliais zonose.

9. RTM ritinėlių slydimas keičia kryptį, priklausomai nuo juostos apkrovimo dėl trinties jėgų poveikio elementų kontaktavimosi zonose. Didinant juostos įtempimą, didėja jos frikcinis sukibimas su ritinėliais ir auga trinties jėgos dėl slydimo, skatinančio santykinį ritinėlių judesį.

## LITERATŪRA

1. **D.F. Wilkes**, 1967, Rolamite: A New Mechanical Design Concept.-Research Report SC-RR-67-656 A, Sandia Laboratories, December.-223p.
2. **D.F. Wilkes**, 1968, Rolamite: A New Mechanism.-Mechanical Engineering. April, v.90, No 4, p.11-29.
3. **C.M. Percival, F.R. Norwood**, 1969, A Theoretical and Experimental Investigation of the Dynamic Response of Rolamite. -Trans. ASME, Ser.B., v.91, No 1, p. 235-239.
4. **R.V. Cadman**, 1969, Rolamite – Geometry and Force Analysis. Journal of Engineering for Industry. Trans. ASME, Ser.B, Feb., v.91, No 1, p. 185-191.
5. Scroller wheel. 1999, Prieiga per internetą <http://www.ids.bc.ca/scroller/>
6. **R.V. Ulozas**, 2001, Constructional Analysis of the Scroller type Mechanisms. ISSN 1392-1207. Mechanika. No. 5(31), p. 58-62.

**PRIEDAI**