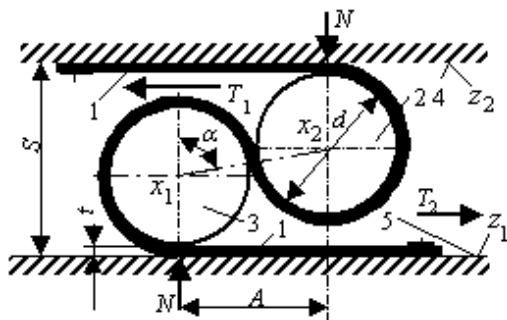


TEORINIAI SLYDIMO REIŠKINIO TARP JUOSTINIŲ RITINIŲ MECHANIZMŲ ELEMENTŲ TYRIMAI

Laimutis Brunius, Ričardas Viktoras Ulozas
Šiaulių universitetas, Technologijos fakultetas

Įvadas

Remiantis [1–3, 5], rolamaito tipo mechanizmas (RTM) – tikslus mechanizmas, kurio elementai juda vienas kito atžvilgiu neslysdami (1 pav.).



1 pav. Juostinio ritininio Rolamaito tipo mechanizmo schema: 1 – lanksti juosta; 2, 3 – ritinėlis; 4, 5, \$z_1, z_2\$ – kreipiantysis paviršius

Straipsnio [4] autoriai nurodo, kad ritinėliai slysta esant tam tikriems mechanizmo parametrams, nors šio reiškinių teoriškai nepagrindžia.

Labai svarbi RTM kinematinio tikslumo tyrimų grandis yra struktūrinių ryšių ir jų poveikio į kinematinį tikslumą nustatymas. Šiame aspekte ypač reikia atkreipti dėmesį į kontaktinį RTM elementų sąlytį. Klasikinė RTM konstrukcija turi tris kontaktines zonas, t. y. ryšių persipildomumą, o tai aiškiai trukdo analizuoti mechanizmo parametrų sąryšį [1, 2].

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 taikymas trinties jėgos tarp skriemulio ir lanksčios grandies, kaip lankstaus ryšio galų įtempimo, trinties koeficiento ir gaubimo kampo funkcijos nustatymui.

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 laiką tarp kontaktinių zonų už gaubimo kampo išlie-

ka įtempimai, priklausomai nuo ritinėlių padėties juostos atžvilgiu. Kadangi jėgos \$N\$ ir \$T\$ (1 pav.) susietos priklausomybe

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

čia \$\alpha\$ – ritinėlių centro linijos polinkio kampas.

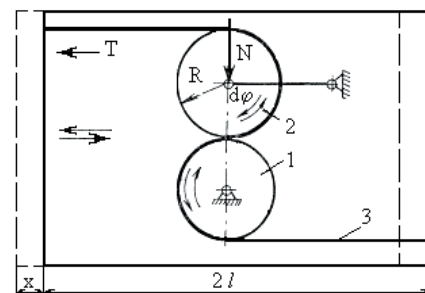
Didinant kampą \$\alpha\$, \$N \rightarrow T\$. Ritinėlių gaubimo juosta kampo didinimas skatina tolygesnį įtempių išsidėstymą ant sąlyčio paviršių. Iš statikos lygčių rolamaito tipo mechanizmui (1 pav.) galima gauti priklausomybę tarp juostos laisvųjų galų įtempimų \$T\$, t. y. \$T_1\$ ir \$T_2\$.

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

čia \$f\$ – slydimo trinties koeficientas.

Lygtis (1) atspindi tik dalinį jėgų persiskirtymą ant RTM laisvųjų juostos galų atvejį, nes neįvertinami reiškiniai, vykstantys rolamaitinio mazgo kontaktų zonose, o taip pat ant ritinėlių ir juostos sąlyčio paviršių.

Svarbu išaiškinti struktūrinių ryšių kontaktinėse zonose, o taip pat tamprios juostos laisvųjų ruoželių įtaką kinematiniam RTM tikslumui. Todėl labai svarbu teisingai parinkti tyrimo bazinio objekto schemą. Schema turi būti pati paprasčiausia ir kartu atspindėti RTM ypatybes (2 pav.).



2 pav. Bazinis RTM tyrimo modelis: 1, 2 – ritinėlis; 3 – lanksti juosta

Tokiu baziniu objektu gali būti modelis, skirtas tirti RTM. Jame ritinėliai įtvirtinti guolinėse atramose ir juos S būdu gaubiančios juostos galai privirtinti prie persislinkimą užtikrinančio įtaiso.

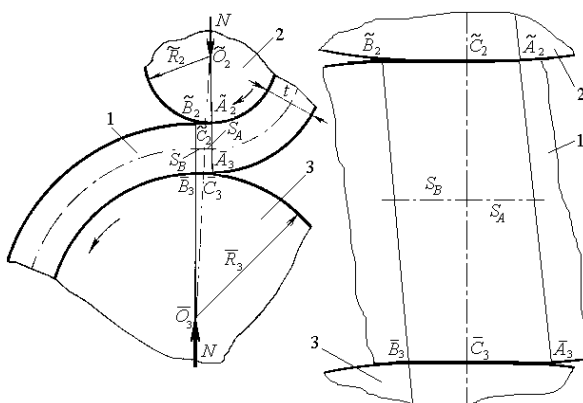
Ritininio mazgo kinematiniams sujungimui būtina išorinė jėga N , kuri yra vienas iš tiriamojo mechanizmo apsprendžiančių parametrų. Duota schema visiškai atitinka reikalavimus, taikomus RTM tyrimo baziniam modeliui, t. y. išsaugo RTM specifiką, tuo pat metu būdama paprasčiausiu variantu, leidžiančiu nustatyti nurodyto tipo juostinių ritininių mechanizmų ryšių judesio dėsningumus, o besikontaktuojančių elementų bendros zonos buvimas žymiai supaprastina klausimo apie struktūrinių RTM ryšių sąveikos RTM nagrinėjimą.

Geometrinio slydimo juostiniuose ritininiuose mechanizmuose teoriniai tyrimai

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

Šio tyrimo tikslas – išsiaiškinti geometrinio slydimo ir jo kompensavimo galimybę tiksluose JRM.

Panagrinėkime charakteringą JRM mazgą, susidedantį iš dviejų cilindrinų ritinėlių ir lanksčios juostos, gaubiančios juos iš priešingų pusių (3 pav.).



3 pav. JRM mazgo „ritinėlis-juosta-ritinėlis“ schema

Priimkime, kad juosta su ritinėliais, veikiami išorinės jėgos, sudaro juostinį ritininį mazgą su glaudžia geometrija, t. y. mazgo elementai kontaktuoja ritinėlių centrų linijoje. Kontaktinės ritinėlių ir juostos apkrovos veikia 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 . Ženklu „~“ pažymėti juostinio ritininio mechanizmo elementai (ritinėlis ar kreipiančioji plokštuma), „paduodantys“ juosta, o ženklu „-“ – ją „priimantys“.

Pjūvis $\bar{A}_2 \bar{A}_3$ judėdamas pereina į padėtį $\tilde{B}_2 \tilde{B}_3$ per kontakto zoną ir tampa natūraliu spindulių $\tilde{O}_2 \tilde{A}_2$ ir $\tilde{O}_3 \tilde{B}_3$ tęsiniu. Panagrinėkime juostos 1 judesio ypatybes elementų 2 ir 3 kontakto zonoje. Pjūviui atstumus nuo centrų linijos $\tilde{O}_2 \tilde{O}_3$ 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. Dėl to atstojamosios pridėties taškas persislenka į riedėjimo pusę 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 3 pav. priimame, kad:

$$S_A = S_0 + k; \quad S_B = S_0 - k; \quad S_A + S_B = 2 S_0, \quad (3)$$

čia $2 S_0$ – kontakto plotis.

$$\text{Min}(\bar{R}_2; \bar{R}_3) \gg t; \quad \text{min}(\tilde{R}_2; \tilde{R}_3) \gg S_0 > k. \quad (4)$$

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

$$\tilde{B}_2 \tilde{C}_2 = S_B \frac{\bar{R}_3 + t}{\bar{R}_3 + \frac{t}{2}}; \quad \tilde{C}_2 \tilde{A}_2 = S_A \frac{\bar{R}_2}{\bar{R}_2 + \frac{t}{2}};$$

$$\bar{B}_3 \bar{C}_3 = S_B \frac{\bar{R}_3}{\bar{R}_3 + \frac{t}{2}}; \quad \bar{C}_3 \bar{A}_3 = S_A \frac{\bar{R}_2 + t}{\bar{R}_2 + \frac{t}{2}}. \quad (5)$$

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

$$\begin{aligned}\tilde{x} &= \tilde{B}_2 \tilde{C}_2 + \tilde{C}_2 \tilde{A}_2 = \frac{(S_0 - k)(\tilde{R}_3 + t)}{\tilde{R}_3 + \frac{t}{2}} + \frac{(S_0 + k)\tilde{R}_2}{\tilde{R}_2 + \frac{t}{2}}; \\ \bar{x} &= \bar{B}_3 \bar{C}_3 + \bar{C}_3 \bar{A}_3 = \frac{(S_0 - k)\bar{R}_3}{\bar{R}_3 + \frac{t}{2}} + \frac{(S_0 + k)(\tilde{R}_2 + t)}{\tilde{R}_2 + \frac{t}{2}}.\end{aligned}\quad (6)$$

Lanksti juosta 1 persislinks dydžiu

$$2S_0 = \frac{\tilde{x} + \bar{x}}{2}.\quad (7)$$

Lai juosta 1 persislinks be galo mažų dydžių ds , o ritinėliai 2 ir 3 – $d\tilde{x}$ ir $d\bar{x}$ atitinkamai. Įvertinant tai, kad

$$d\tilde{x} = \tilde{x} \frac{ds}{2S_0}; \quad d\bar{x} = \bar{x} \frac{ds}{2S_0},\quad (8)$$

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

$$\frac{t}{R} \ll 1;\quad (9)$$

$$\begin{aligned}d\tilde{x} &= \left[\frac{(S_0 - k)(\tilde{R}_3 + t)}{\tilde{R}_3 + \frac{t}{2}} + \frac{(S_0 + k)\tilde{R}_2}{\tilde{R}_2 + \frac{t}{2}} \right] \frac{ds}{2S_0} = \\ &= \frac{1}{2} \left[\frac{(1 - \frac{k}{S_0})(1 + \frac{t}{\tilde{R}_3})}{1 + \frac{t}{2\tilde{R}_3}} + \frac{1 + \frac{k}{S_0}}{1 + \frac{t}{2\tilde{R}_2}} \right] ds.\end{aligned}\quad (10)$$

Remiantis (8) lygtimi, galima parašyti, kad

$$\frac{t}{2\tilde{R}_3} \ll 1; \quad \frac{t}{2\tilde{R}_2} \ll 1.\quad (11)$$

Varijuodami šiais mažais dydžiais, gauname

$$d\tilde{x} = \left[1 + \frac{t}{4} \left(\frac{1}{\tilde{R}_3} - \frac{1}{\tilde{R}_2} - \frac{k}{\tilde{R}_3 S_0} - \frac{k}{\tilde{R}_2 S_0} \right) \right] ds.\quad (12)$$

Nekreipiame dėmesio į mažų dydžių kvadratus ir gauname

$$d\tilde{x} \cong \left[1 + \frac{t}{4} \left(\frac{1 - \frac{k}{S_0}}{\tilde{R}_3} - \frac{1 + \frac{k}{S_0}}{\tilde{R}_2} \right) \right] ds.\quad (13)$$

Analogiškai

$$d\bar{x} \cong \left[1 - \frac{t}{4} \left(\frac{1 - \frac{k}{S_0}}{\tilde{R}_3} - \frac{1 + \frac{k}{S_0}}{\tilde{R}_2} \right) \right] ds.\quad (14)$$

Pažymimas kontaktinis koeficientas $m = \frac{k}{S_0}$ (15) ir įrašomas į 14 lygtį.

$$d\tilde{x} = \left[1 - \frac{t}{4} \left(\frac{1 + m}{\tilde{R}_2} - \frac{1 - m}{\tilde{R}_3} \right) \right] ds;\quad (16)$$

$$d\bar{x} = \left[1 + \frac{t}{4} \left(\frac{1 + m}{\tilde{R}_2} - \frac{1 - m}{\tilde{R}_3} \right) \right] ds.\quad (17)$$

Tarkime, kad

$$\delta = \frac{t}{4} \left(\frac{1 + m}{\tilde{R}_2} - \frac{1 - m}{\tilde{R}_3} \right),\quad (18)$$

tai atitinkamų ritinėlių skaičiuojamieji poslinkiai kontakto zonoje:

$$d\tilde{x} = (1 - \delta) ds; \quad d\bar{x} = (1 + \delta) ds,\quad (19)$$

čia δ – kinematinis slydimo koeficientas.

Priklausomybės (19) rodo, kad ritinėliai juostos atžvilgiu slysta priešingomis kryptimis (3 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 \tilde{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 nagrinėjamo mazgo RTM elementų geometrinį slydimą, esant laisvai pasirinktiems ritinėlių spinduliams.

Kinematinis slydimo koeficientas δ skirtingas priešingiems ritinėlių poslinkiams, nes juostą „paduodančio“ ir „priimančio“ ritinėlių spindulių reikšmės išraiškoje (18) keičiasi vietomis. Iš (18) matyti, kad dydį δ sąlygoja nagrinėjamo mazgo geometrijos parametrai, o lanksčios juostos storis t esminiai veikia į jo elementų geometrinio slydimo dydį.

Vienodiems ritinėliams lygtis (18) atrodo:

$$\delta = \frac{mt}{2R}.\quad (20)$$

Kontaktinio koeficiento m reikšmės nustatymas pagal (15) yra sąlyginis, nes nėra metodikos kontaktinės zonos tarp RTM ar STM elementų pločiui apskaičiuoti. Todėl tikslinga eksperimentiniu būdu nustatyti m ir δ reikšmes.

Tokiu būdu ištirti struktūriniai JRM ryšiai ir priklausomybės (19) leidžia nustatyti ritinėlių naują laisvumo laipsnį mechanizmuose. Galima daryti išvadą, kad perdavimo skaičius, esant pastoviems mechanizmo parametrams, turėtų priklausyti nuo judesio įtampas, ir ši savybė jau savaime yra netrivialus faktas.

Norėdami išsiaiškinti kinematinės mechanizmo ypatybes, išnagrinėkime perdavimo santykių nuoseklumą esant RTM elementų riedėjimui. Priklausomybėse (16) ir (17), riedant ritinėliams 2 ir 3 su juosta 1 (3 pav.) plokščiais kreipiančiais paviršiais z_1 ir z_2 (žr. 1 pav.), vieno spindulio \tilde{R}_2 ar \tilde{R}_3 reikšmę priimame lygią ∞ , o kito $\tilde{R}_2 = R$ ar $\tilde{R}_3 = R$ atitinkamai.

Pagal pateiktą teorinį pagrindimą kontaktinėse zonose vyks geometrinis elementų praslydimas.

Užrašome perdavimo funkcijas pagal formules (16) ir (17) kiekvienai kontaktinei zonai, judant ritinėliams su juosta į kairę pagrindo atžvilgiu, beje, (16) formulė atitinka juostą „paduodantį“ elementą, o (17) – „priimantį“:

1. Kontaktinė zona „kreipiantysis paviršius z_2 („paduodantis“ juosta) – lanksti juosta 1 – ritinėlis 2 („priimantis“ juosta)“:

$$\frac{dz_2}{dx_2} = \frac{1 + \frac{t}{4} \left(\frac{1-m}{R} \right)}{1 - \frac{t}{4} \left(\frac{1-m}{R} \right)}.$$

Linearizuodami, gauname

$$\frac{dz_2}{dx_2} \cong 1 + \frac{t(1-m)}{2R}; \quad (21)$$

2. Kontaktinė zona „ritinėlis 2 („paduodantis“ juosta) – lanksti juosta 1 – ritinėlis 3 („priimantis“ juosta)“:

$$\frac{dx_2}{dx_1} = \frac{1 - \frac{mt}{2R}}{1 + \frac{mt}{2R}}.$$

Linearizuodami, gauname

$$\frac{dx_2}{dx_1} \cong 1 - \frac{mt}{R}; \quad (22)$$

3. Kontaktinė zona „ritinėlis 3 („paduodantis“ juosta) – lanksti juosta 1 – „kreipiantysis paviršius z_1 („priimantis“ juosta)“:

$$\frac{dx_1}{dz_1} = \frac{1 - \frac{t}{4} \left(\frac{1+m}{R} \right)}{1 + \frac{t}{4} \left(\frac{1+m}{R} \right)}.$$

Linearizuodami, gauname

$$\frac{dx_1}{dz_1} \cong 1 - \frac{t(1+m)}{2R}. \quad (23)$$

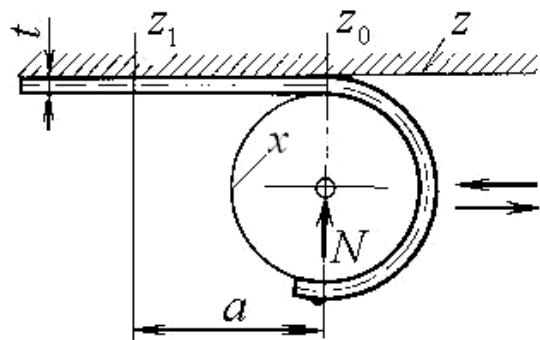
Tuo atveju, kai riedėjimas vyksta be praslydimo tarp elementų, turi būti tenkinama sąlyga

$$\frac{dz_2}{dz_1} = \frac{dz_2}{dx_2} \frac{dx_2}{dx_1} \frac{dx_1}{dz_1} = 1. \quad (24)$$

RTM, pavaizduotame 1 pav., sutinkamai su lygtimis (21), (22) ir (23), sąlyga (24) neišlaikoma, o tai leidžia daryti prielaidą apie perteklinius ryšius tarp jo elementų. Iš to seka, kad mechanizmas dirba su struktūrinių elementų slydimu ir turi galimybę judėti dėl lankščios juostos tampriųjų savybių.

Geometrinio slydimo kompensavimas

Pasinaudodami teorinėmis išvadomis apie RTM elementų geometrinio slydimo atsiradimo priežastis, išnagrinėkime ritinėlio, apgaubto lankščia juosta ir riedančio plokštuma be slydimo lietimosi zonoje, tiesialinijinį grįžtamąjį judesį (4 pav.).



4 pav. Juostinio ritininio mechanizmo schema geometriniam slydimui nagrinėti

Ritinėlis su juosta persislenka iš padėties z_1 į padėtį z_0 ir „paduoda“ juostą. Plokščioji mechanizmo grandis taps „priimančia“ juosta ir pagal priklausomybes (19), kai $dz > 0$, galime užrašyti ritinėlio persislinkimo priklausomybę nuo juostos persislinkimo

$$dz = (1 + \delta_1) ds, \quad (25)$$

čia: z – išilginis ritinėlio poslinkis; s – juostos poslinkis; δ_1 – kinematinis slydimo koeficientas (persislinkimas dešinėn).

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

$$dz = (1 - \delta_2) ds', \quad (26)$$

čia δ_2 – kinematinis slydimo koeficientas (persislinkimas kairėn).

Įvertindami, kad δ_1 ir δ_2 yra maži dydžiai, juostos persislinkimo priklausomybės kiekvienam atvejui atrodys:

$$ds = (1 - \delta_1) dz; \quad ds' = (1 + \delta_2) dz. \quad (27)$$

Suintegravę, gausime

$$s_1 - s_0 = (1 - \delta_1)(z_1 - z_0); \quad (28)$$

$$s'_0 - s_1 = (1 + \delta_2)(z_0 - z_1). \quad (29)$$

Sutvarkę lygtis (27) ir (28), gausime

$$s'_0 - s = (z_1 - z_0)(-\delta_1 - \delta_2); \quad (30)$$

$$\Delta s = -a(\delta_1 + \delta_2), \quad (31)$$

čia: a – ritinėlio persislinkimo amplitudė; Δs – juostos persistūmimo per vieną ritinėlio riedėjimo ciklą dydis, „-“ ženklas rodo, kad persistūmimo kryptis priešinga z kryptčiai.

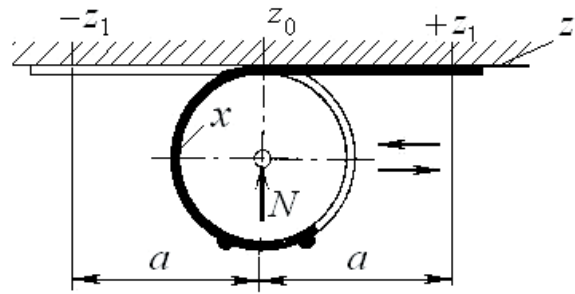
Iš lygties (18) randame δ_1 ir δ_2 reikšmes, priimdami domėn tai, kad vieno iš ritinėlių spindulys $R = \infty$ (plokštuma):

$$\delta_1 = \frac{t}{4} \cdot \frac{1+m}{R}; \quad \delta_2 = -\frac{t}{4} \cdot \frac{1-m}{R}; \quad (32)$$

$$\delta_1 + \delta_2 = \frac{tm}{2R}; \quad \Delta s = -\frac{atm}{2R}. \quad (33)$$

Įvertiname RTM elementų geometrinio slydimo negrįžtamumą judesio kryptimi ir tai, kad šiam slydimui kompensuoti siūloma į mechanizmą įvesti papildomą lanksčią grandį – juosta, gaubiančią ritinėlių 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 5-ame pav.



5 pav. Geometrinio slydimo kompensacija juostiniuose ritininiuose RTM

Ritinėlis, apgaubtas dviem juostomis iš priešingų pusių, juda plokštuma z . Juostos ištemptos jėga T , o ritinėlis apkrautas jėga N . Tai užtikrina mechanizmo besikontaktuojančių elementų glaudų susilietimą.

Įvertindami, kad ritinėlių gaubia dvi juostos, turime galimybę kontaktinę kinematinę porą „ritinėlis – plokštuma“ nagrinėti vienu metu ir kaip „paduodančią“ juosta ir kaip „priimančią“.

Priklausomai nuo judesio krypties, gausime šias priklausomybes:

$$\Delta s_1 = -a(\delta_1 + \delta_2); \quad (34)$$

$$\Delta s_2 = a(\delta_1 + \delta_2). \quad (35)$$

Suminis priklausomybių (34) ir (35) rezultatas bus lygus nuliui, t. y.

$$2\Delta s = \Delta s_1 + \Delta s_2 = 0, \quad (36)$$

tuo patvirtinama, kad galima kompensuoti geometrinį slydimą tarp elementų, priešingomis kryptimis apgaubus ritinėlių dviem juostomis.

Priklausomybės (34) ir (35) gali skirtis ne tik ženklu, bet ir kinematinėms koeficientų reikšmėms, priklausomai nuo pradinės ir atgalinės eigos skirtingų sąlygų. Šiuo atveju paklaidų dydžiai gali turėti skirtingas nuo nulio reikšmes, lygias absoliučiu dydžiu ir priešingas pagal ženklą.

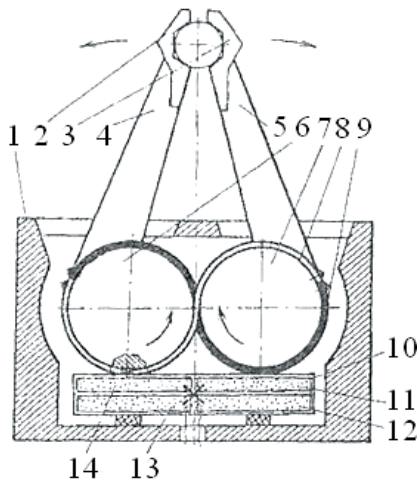
Darbo išvados apie egzistuojantį geometrinį slydimą tarp juostinių ritininių mechanizmų elementų ir galimybės kompensuoti šį slydimą teoriniais tyrinėjimais įgyvendintos originaliuose juostiniuose ritininiuose mechanizmuose [5, 6] su geometrinio slydimo kompensacija.

Praktinis tyrimo rezultatų įgyvendinimas

Atlikti teoriniai tyrimai parodė, kad egzistuojantį geometrinį slydimą tarp RTM elementų galima kompensuoti į realią konstrukciją įvedus papildomą lanksčią juosta, gaubiančią ritinėlius iš priešingos

pusės. Toks principas pritaikytas rolamaitinio mikro-manipuliacijos griebte (6 pav.).

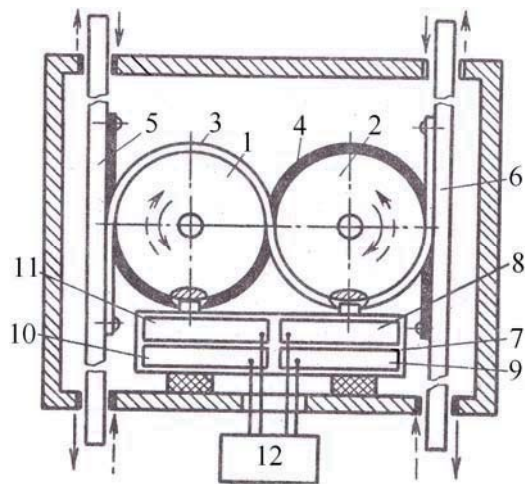
Mikromanipuliacijos veikia taip: padavus aukštadažnę įtampą pjezokeraminės plokštelės 10 elektrodams 12 ir 14 bei elektrodai kitoje plokštelės pusėje, ji ima virpėti ir jos mazginiuose taškuose atsiranda virpesiai elipsine trajektorija. Plokštelė 10, kontaktuodama su cilindriniais svirties 4 ir 5 galais 6 ir 7, priverčia juos sukis apie savo ašis priešingomis kryptimis. Todėl žiaunos 2 ir 3 juda į priešingas viena kitos atžvilgiu puses. „Padavus“ aukštadažnę įtampą elektrodams 11 ir 13 bei elektrodai kitoje plokštelės pusėje, jos virpesių kryptis pasikeičia į priešingą. Tai leidžia reversuoti svirties 4 ir 5 judėjimo kryptį. Kadangi kiekviena iš juostų 8 ir 9 savo galais yra pritvirtinta prie svirties 4 ir 5 cilindriniai galai 6 ir 7 ir gaubia tuos galus kryžmai. Vienos svirties galo sukimas priverčia sukis kitos svirties galą.



6 pav. Rolamaitinis mikro-manipuliacijos griebtas [5]: 1 – korpusas; 2, 3 – žiaunos; 4, 5 – svirtys; 6, 7 – svirties galai; 8, 9 – lanksčios juostos; 10 – pjezokeraminė plokštelė; 11, 12, 13, 14 – elektrodai

Dviejų juostų, gaubiančių ritinėlius iš priešingų pusių, panaudojimas panaikina geometrinį praslydimą mechanizme, be to, pjezokeraminė plokštelė sukelia sukimo virpesius iš karto abiem cilindriniam svirties galams ir tuo užtikrina visišką sinchroniškumą, suspaudžiant ir išskeičiant mikro-manipuliacijos žiaunas.

Toki patį konstravimo principą galima panaudoti kuriant rolamaitinius vykdomuosius įtaisus (RVĮ). 7-ame paveiksle parodyta tokio RVĮ – linijinio variklio, kuriame lanksčių juostų galai tvirtinami ne prie ritinėlių, o prie slankiklių, schema.



7 pav. RVĮ – linijinis variklis [6]: 1, 2 – rotorius; 3, 4 – lanksti juosta; 5, 6 – slankiklis; 7 – pjezoelementas su sudalintais elektrodais 8–11; 12 – valdymo blokas

Tokiu dviejų juostų jungimu su slankikliais ne tik išvengsime geometrinio praslydimo tarp mechanizmo elementų, bet ir užsitikrinsime sinchronišką dviejų rotorių priešingos sukimosi krypties ir dviejų slankiklių vienos krypties judesius.

Išvados

Siekiant išaiškinti struktūrinių ryšių įtaką kinematiniam RTM tikslumui kontaktinėse zonose, buvo sudaryta ir ištyrinėta bazinio objekto schema.

Teoriniais tyrimais nustatyta:

1. RTM vyksta 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.

Literatūra

1. Wilkes D. F., 1967, Rolamite: A New Mechanical Design Concept. *Research Report SC-RR-67-656 A*. Sandia Laboratories, December.
2. Wilkes D.F., 1968, Rolamite: A New Mechanism. *Mechanical Engineering*. April. Vol. 90. No 4. P. 11–29.
3. Cadman R.V., 1969, Rolamite – Geometry and Force Analysis. *Journal of Engineering for Industry*. Trans. ASME, Ser. B. Feb. Vol. 91. No 1. P. 185–191.
4. Percival C. M., Norwood F. R., 1969, *A Theoretical and Experimental Investigation of the Dynamic Response of Rolamite*. Trans. ASME, Ser. B. Vol. 91. No 1. P. 235–239.
5. Ulozas R.V., 2007, Teoretinė ir eksperimentinė dinamika mehanizmo Rolamite. A Theoretic-

cal and Experimental Investigation of the Dynamics of Rolamite-Type Mechanisms. *Strojnicki vestnik. Journal of Mechanical Engineering*. No 53 (2007) 1. P. 26–47.

6. *Mikromanipulatoriaus griebtas*. TSRS išradimas Nr. 1516348. TPK⁴ B25J 15/02; B25J 11/00.
7. *Linijinis variklis*. TSRS išradimas Nr. 1566851. TPK⁴ F16H 19/06; H02N 2/00.

THEORETICAL RESEARCH ON THE PHENOMENON OF SLIDING BETWEEN ELEMENTS OF BAND-ROLLER MECHANISMS

Laimutis Brunius, Ričardas Viktoras Ulozas

Summary

The scheme of theoretical research basic model of RTM for research of geometrical sliding between elements of RTM is presented and described. It is proven that between elements of RTM irrevocable geometrical sliding exists. The thickness of a flexible band influences the magnitude of geometrical sliding. The introduction of additional band to the mechanism on the opposite sides of a roller can compensate for the geometrical sliding between elements of RTM.

Keywords: Rolamite type mechanisms, “roller-band” system, geometrical sliding no-slide zone.

TEORINIAI SLYDIMO REIŠKINIO TARP JUOSTINIŲ RITINIŲ MECHANIZMŲ ELEMENTŲ TYRIMAI

Laimutis Brunius, Ričardas Viktoras Ulozas

Santrauka

Frikcinių mechanizmų elementų besiliečiančių taškų santykinis persislinkimas, priklausantis nuo sąveikaujančių kūnų formos jų lietimosi zonoje, yra geometrinis slydimas. Tiksluose juostiniuose ritiniuose mechanizmuose (JRM), tokiuose kaip rolamaito tipo (RTM) ar skrolerio tipo mechanizmuose, visi elementai kontaktuojasi su juosta ir todėl galimas geometrinis slydimas turėtų būti sąlygojamas lankstaus perdavimo ryšio – baigtinio storio juostos buvimo. Buvo įvertintas RTM elementų geometrinio slydimo negrižtamumas judesio kryptimi. Šiam slydimui kompensuoti pasiūlyta į mechanizmą įvesti papildomą lanksčią grandį – juosta, gaubiančią ritinėlį iš priešingos pusės. Tai leidžia gauti pastovias perdavimo priklausomybes tarp elementų kampinių ir linijinių persislinkimų ir taip kompensuoti geometrinį slydimą tarp mechanizmo elementų.

Teorinės darbo išvados apie egzistuojantį geometrinį slydimą tarp JRM elementų ir galimybė kompensuoti šį slydimą įgyvendintos pateiktuose dviejuose originaliuose JRM su geometrinio slydimo kompensacija.

Prasminiai žodžiai: rolamaito tipo mechanizmai, sistema „ritinėlis – juosta“, nepraslydimo zona.

Įteikta 2011-04-05