

STRUKTŪRINIŲ ROLAMAITO TIPO MECHANIZMŲ ELEMENTŲ PAKLAIĐŲ ĮTAKA POZICIONAVIMO TIKSLUMUI

Ričardas Viktoras Ulozas

Šiaulių kolegija
Aušros al. 40, Šiauliai, Lietuva
Šiaulių universitetas
P. Višinskio g. 25, Šiauliai, Lietuva
El. p. ulozas@tf.su.lt

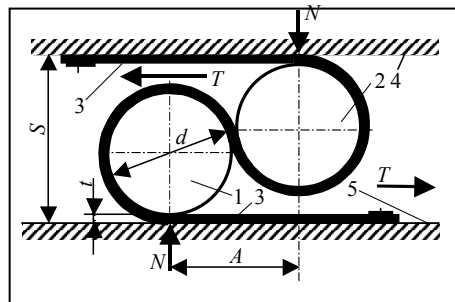
Anotacija

Straipsnyje pateikta pagrindinių paklaidų rolamaito tipo mechanizmuose (RTM) klasifikacija. Faktoriai, veikiantys į RTM kinematinį tikslumą, yra elementų pagaminimo paklaidos ir elementų slydimas dėl RTM geometrinių ir tamprųjų ryšių netobulumo. Nurodyta, kad rolamaito tipo mechanizmuose egzistuoja geometrinis ir tamprusis slydimas, aptartos jų atsiradimo priežastys. Teoriškai išnagrinėta ir aprašyta lygtimis nukrypimų nuo ritinėlių apskritumo įtaka RTM pozicionavimo tikslumui, aptartos ritinėlių ašių mušimo atsiradimo priežastys.

Raktiniai žodžiai: Rolamaito tipo mechanizmas, juosta, ritinėlis, paklaida, slydimas.

Įvadas

Rolamaito tipo juostiniai – ritininiai mechanizmai (RTM) sukurti 1967 m. Klasikinė RTM konstrukcija sudaryta iš dviejų cilindrinė ritinėlių, S būdu glaudžiai (esant įtempimui) dideliu kampu (paprastai >180°) gaubiamų lanksčios juostos, kurios galai pritvirtinti prie dviejų kreipiančiųjų paviršių [1, 2] (1 pav.).



1 pav. Klasikinė rolamaito tipo mechanizmo schema:
1, 2 – ritinėlis; 3 – lanksti juosta; 4, 5 – kreipiantysis paviršius

RTM ritinėliai atlieka slankiojamąjį su vienalaikiu sukimosi 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.

RTM išradėjas Donaldas F. Uilksas (D.F.Wilkes) pastebi, kad šio mechanizmo labai paprasta konstrukcija, mažas trinties koeficientas (mažiausia gauta trinties koeficiento reikšmė 0,00004), didelis kinematinis tikslumas. Mechanizmo platus funkcinis pritaikymas, ypač tiksluose prietaisuose, robototeknikoje, medicinoje, chemijoje, aviacijoje, kosmonautikoje. Remiantis [1-3], RTM – tikslus mechanizmas, kurio elementai juda vienas kito atžvilgiu neslysdami. Tačiau straipsnio [4] autoriai nurodo, kad ritinėliai slysta, esant tam tikriems mechanizmo parametrams, 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, funkciškai 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, ritiniam mazgui arba juostai atliekant žengiamąjį judesį, arba juosta ar ritininis mazgas, persislenkantis besisukant vienam iš ritinėlių.

RTM kinematinė paklaidų dydį apsprendžia konstruktyviniai, technologiniai ir eksploataciniai faktoriai. RTM 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 kampu, nuo juostos skerspjūvio ir ilgio, nuo juostos įtempimo, nuo RTM elementų medžiagos. Technologinės paklaidos priklauso nuo RTM elementų pagaminimo netikslumo, nuo sąveikaujančių paviršių šiurkštumo. Eksploatacinės paklaidos priklauso nuo temperatūros, trinties, ypatingų eksploatacijos sąlygų.

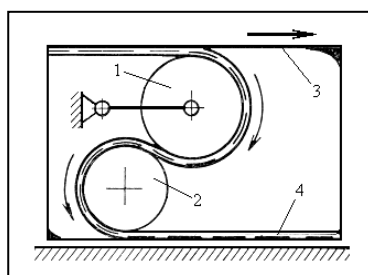
Visi faktoriai, charakterizuojantys vienokias ar kitokias pirmines paklaidas, yra glaudžiai susiję tarpusavyje ir pasireiškia jiems keičiantis.

Tyrimų objektas – struktūriniai rolamaito tipo mechanizmo elementai.

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

Slydimas tarp rolamaito tipo mechanizmų elementų

Panagrinėkime RTM ritinėlių riedėjimą ir slydimą tarp RTM elementų (2 pav.).



2 pav. RTM su judamu korpusu schema:

1, 2 – ritinėlis; 3 – kreipiantysis paviršius; 4 – lanksti juosta

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 kreipiančiaisiais 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.

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

$$\Delta f_{\Sigma} = \Delta f_T + \Delta f_P + \Delta f_L + \Delta f_N + \Delta f_E + \Delta f_D, \quad (2)$$

čia

Δf_T – pailgėjimas dėl juostos pradinio įtempimo;

Δf_P – pailgėjimas dėl pasipriešinimo jėgų;

Δf_L – pailgėjimas dėl išsilenkimo ant ritinėlių;

Δf_N – pailgėjimas dėl normalinių jėgų;

Δf_E – pailgėjimas dėl elementų formos paklaidų;

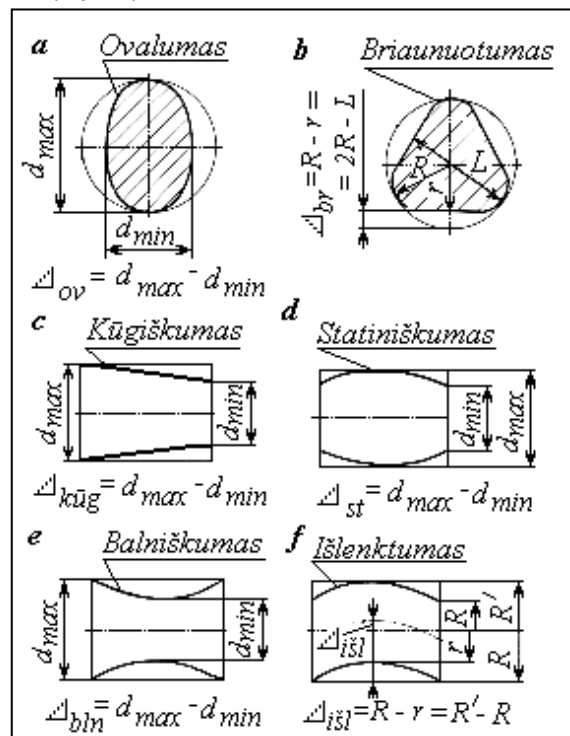
Δf_D – pailgėjimas dėl dinaminio poveikio.

Nurodytos deformacijos susijusios 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 tamprųjų ryšių netobulumo.

Pagal teorines išvadas, pateiktas darbe [5], kaip struktūrinių ryšių ypatybių rezultatas egzistuoja kinematiškai negrįžtamas RTM ritinėlių geometrinis slydimas, jiems atliekant slankiojamąjį su vienalaikiu sukimusi judesį. Geometrinio slydimo dydį veikia lanksčios juostos storis. Geometrinį slydimą tarp RTM elementų galima kompensuoti realią konstrukciją papildžius lanksčia juosta, gaubiančia ritinėlius iš priešingos pusės. Rolamaito tipo mechanizmuose egzistuoja ir tamprusis slydimas, susijęs su laisvųjų juostos galų deformacija dėl pasipriešinimo judesiui jėgų [6]. Tamprusis slydimas pašalinamas per mechanizmo persislinkimo ciklą, jei persislinkimas juostos vidurio atžvilgiu yra simetriškas. Priešingu atveju ritinėlio persislinkimo paklaida auga nuo ciklo į ciklą. Todėl norint stabilizuoti RTM elementų judesį, o tuo pačiu padidinti RTM kinematinį tikslumą, reikia į mechanizmą įvesti kompensatorius, pašalinančius geometrinį ir tamprųjį slydimą.

Nukrypimų nuo ritinėlių apskritumo įtaka RTM pozicionavimo tikslumui

Realiomis sąlygomis RTM ritinėliai gali būti pagaminti necilindriniai, ir jų necilindriškumas charakterizuojamas 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 (3 pav.).



3 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 sukamojo judesio keitiklį 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.

$$\Delta_l = \varphi \Delta_a, \tag{3}$$

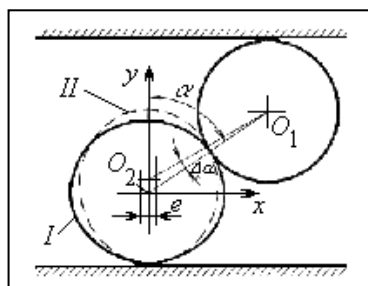
čia

Δ_l – perdavimo paklaidos dėl spindulio svyravimo reikšmė;

φ – ritinėlio posūkio kampas;
 Δ_a – užlaida apskritumo nuokrypai.

Apie RTM ritinėlio profilio (išilginio kirtimo) nuokrypos įtaką į pozicionavimo tikslumą galima vienareikšmiai spręsti pagal idealizuotas formas (3 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 persislenkant išilgai kūginio ritinėlio ašies, ko padarinyje pažeidžiamas pavaros darbingumas.

Išnagrinėjime ovalumo įtaką RTM kinematiniam tikslumui. Priimame, kad vienas ritinėlių pagamintas be formos paklaidų nukrypimo, o kitas – su skerspjūvio formos paklaidomis, išsidėsčiusiomis ant ovalo. 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 ritinėlį (4 pav.), keičiasi ritinėlio gaubimo juosta lanko ilgis.



4 pav. Ovalaus ritinėlio įtaka RTM tikslumui

Kad įvertinti ritinėlio elipsiškumo įtaką perdavimo tikslumui, būtina apskaičiuoti ritinėlio gaubimo lanko ilgį l ir jo pokytį Δl mechanizmui persislenkant.

Visas elipsės perimetras lygus

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

čia

a – elipsės didžiojo pusašio ilgis;

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

e – ekscentricitetas, lygus

$$e = \frac{\sqrt{a^2 - b^2}}{a}, \quad (5)$$

čia

b – elipsės mažojo pusašio ilgis.

Pilnas 2-os eilės elipsinis integralas randamas pagal formulę

$$E\left(e, \frac{\pi}{2}\right) = E\left(K^2, \frac{\pi}{2}\right) = \int_0^{\pi/2} \sqrt{1 - K^2 \sin^2 \varphi} d\varphi, \quad (6)$$

čia

K – parametras, pagal kurį sudarytos pilnų elipsinių integralų reikšmių lentelės;

šiuo atveju

$$K = e.$$

Pavaizduotoje 4-ame paveiksle padėtyje, ritinėlio posūkio kampas $\varphi = 0$, ir gaubimo lanko ilgis randamas pagal formulę

$$l = 3aE\left(e, \frac{\pi}{2}\right) - aE(e, \alpha), \quad (7)$$

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

Pasisukus apatiniam varančiajam ritinėliui kampų φ , gaubimo lanko ilgis pasikeičia ir randamas pagal formules

$$l = 4aE\left(e, \frac{\pi}{2}\right) - aE\left[e, \alpha + \left(\frac{\pi}{2} - \varphi\right)\right] - aE\left[e, \left(\frac{\pi}{2} - \varphi\right)\right] \quad (8)$$

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

$$l = 2aE\left(e, \frac{\pi}{2}\right) + aE(e, \varphi) + aE\left[e, \frac{\pi}{2} - \left(\alpha + \frac{\pi}{2} - \varphi\right)\right] \quad (9)$$

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

$$\text{Jeigu } \alpha \cong 90^\circ, \text{ tai, esant } \varphi = 0, \quad l = 3aE\left(e, \frac{\pi}{2}\right). \quad (10)$$

$$\text{Jeigu } \alpha \cong 0^\circ, \text{ tai} \quad l = 2aE\left(e, \frac{\pi}{2}\right) \quad (11)$$

esant bet kokiems ritinėlio posūkio kampams.

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

$$y = b \sin t; \quad x = a \sin t. \quad (12)$$

$$\text{Kai } t = \alpha, \quad y = \frac{H-d}{2} + \Delta_a. \quad (13)$$

Elipsinio ritinėlio l padėčiai (4 pav.) gausime

$$\alpha_1 = \arcsin \frac{y}{b} = \arcsin \frac{\frac{H-d}{2} + \Delta_a}{b}. \quad (14)$$

Elipsinio ritinėlio l padėčiai (posūkis 90°)

$$\alpha_2 = \arcsin \frac{H-d}{2b}. \quad (15)$$

Kampo α pasikeitimo dydis, pasisukus ritinėliui 90° , yra

$$\Delta\alpha = \alpha_1 - \alpha_2. \quad (16)$$

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

$$\Delta_m = \Delta_a = a - b \quad (17)$$

Mušimo pagal horizontalę dydis nustatomas tarpcentrinio atstumo A , matuojamo lygiagrečiai kreipiančiosioms, nuokrypos dydžiu.

$$A = \rho_1 \cos \alpha + \rho_2 \cos \alpha, \quad (18)$$

čia

ρ_1 ir ρ_2 – viršutinio ir apatinio ritinėlių kreivumo spinduliai

$$\rho_{1,2}^2 = \frac{a^2 b^2}{a^2 \cos^2 \varphi + b^2 \sin^2 \varphi}. \quad (19)$$

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

$$A_1 = 2a \cos \alpha; \quad A_2 = 2b \cos \alpha; \quad (20)$$

$$\Delta A = A_1 - A_2 = 2a \cos \alpha - 2b \cos \alpha = 2\Delta_a \cos \alpha, \quad (21)$$

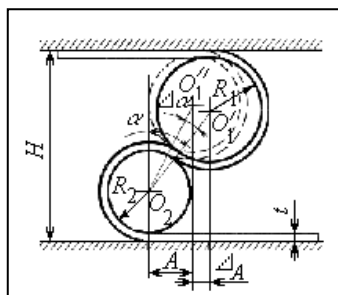
čia

α – 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 α nominalo. Įvertinant RTM konstrukcijos specifiką, galima teigti, kad mechanizmo elementų geometrinės paklaidos keičia ritinėlių gaubimo juosta kampus, beje, gaubimo kampų dydis atitinka apibendrinto parametro α pasikeitimą. Struktūriniai RTM elementai (5 pav.) susieti priklausomybe

$$\cos \alpha = \frac{H - R_1 - R_2 - 2t}{R_1 + R_2 + t}. \quad (22)$$



5 pav. Schema struktūrinių RTM elementų geometrinų paklaidų nustatymui

Dėl perdavimo 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:

$$\Delta l = \Delta A + (R_1 + R_2 + t)\Delta \alpha, \quad (23)$$

čia

R_1, R_2, t, α – nominalios parametrų reikšmės;

tarpcentrinio atstumo A pokyčio dydis ΔA lygus

$$\Delta A = (R_1 + R_2 + t) \times [\sin(\alpha + \Delta \alpha) - \sin \alpha]. \quad (24)$$

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

$$M[\Delta l] = [\Delta A + (R_1 + R_2 + t)]M[\Delta \alpha], \quad (25)$$

$$\sigma[\Delta l] = [\Delta A + (R_1 + R_2 + t)]\sigma[\Delta \alpha]. \quad (26)$$

Reikia įvertinti tai, kad RTM ritinėlių geometrinis ir tamprusis slydimai per mechanizmo persislinkimo ciklą dėl struktūrinių elementų įvairaus charakterio technologinių klaidų didina kinematinės paklaidos atsitiktinę dedamąją.

Išvados

Faktoriai, veikiantys į RTM kinematinį tikslumą, yra elementų pagaminimo paklaidos ir elementų slydimas dėl RTM geometrinių ir tamprųjų 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 persislenkant 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.

Literatūra

1. Wilkes D. F. (1967). *Rolamite: A New Mechanical Design Concept.-Research Report SC-RR-67-656 A*, Sandia Laboratories, December, p. 223.

2. Wilkes D. F. (1968). *Rolamite: A New Mechanism.-Mechanical Engineering*. April, v.90, No 4, p.11-29.

3. Cadman R. V. (1969). *Rolamite – Geometry and Force Analysis*. Journal of Engineering for Industry. Trans. ASME, Series B, February, v.91, No 1, p.185-191.

4. Percival C. M., Norwood, F. R. A (1969). *Theoretical and Experimental Investigation of the Dynamic Response of Rolamite.-Trans. ASME, Ser.B, v.91, No 1, p. 235-239*.

5. Ulozas R. V. (2000). *Geometrinis slydimas tiksluose juostiniuose ritiniuose mechanizmuose*. ISSN 1392-1207. Mechanika. Nr. 3(23), p. 52-55.

6. Ulozas R. V. (2002). *Investigation of Springy Slipping in Rolamite Type Mechanisms*. ISSN 1392-1207. Mechanika. Nr. 4(36), p. 58-62.

INFLUENCE ON POSITIONING PRECISENESS EXISTENT AT DEVIATIONS OF STRUCTURAL ELEMENTS OF ROLAMITE TYPE MECHANISMS

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 noted that exists geometrical and springy sliding in the rolamite type mechanisms, discussed the reasons of their occurrences.

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.

Key words: Rolamite type mechanism, band, roller, deviation, sliding

Įteikta: 2010 m. balandžio 15 d.
Priimta publikuoti: 2010 m. gegužės 14 d.