

ROLAMAITINIAI VYKDOMIEJI ĮTAISAI IR JŲ DINAMIKOS TYRIMAS

Egidijus Tuzinas, Ričardas Viktoras Ulozas
Šiaulių universitetas, Technologijos fakultetas

Įvadas

Juostinius ritininius mechanizmus (rolamaitus) (RTM) sukūrė 1967 m. Donaldas Fitzdžeraldas Uilksas (Donald Fitzgerald Wilkes) (Wilkes, 1967, 1968).

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

RTM ritinėliai atlieka slankiojamąjį su viena-laikiu sukimusi judesį. Mechanizmo statinė pusiausvyrą aprašoma lygtimi:

$$TS = NA,$$

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

Šio mechanizmo konstrukcija paprasta, mažas trinties koeficientas, didelis kinematinis tikslumas.

RTM – tikslus mechanizmas, kurio elementai juda vienas kito atžvilgiu neslysdami (Wilkes, 1967, 1968; Cadman, 1968). Tačiau C. M. Pervical, F. R. Norwood (1969) nurodo, kad ritinėliai slysta esant tam tikriems mechanizmo parametrams, nors šio reiškinių teoriškai nepagrindžia. Jie atkreipia dėmesį, kad labai svarbu suprasti praslydimo tarp RTM elementų esmę.

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

Šios mokslininkų išvados rodo, kad būtina išsiaiškinti sąveiką tarp RTM elementų.

Mechanizmai turi platų funkcinių pritaikymą kaip vykdomieji įtaisai ypač tiksluose prietaisuose, robototeknikoje, medicinoje, chemijoje, aviacijoje, kosmonautikoje.

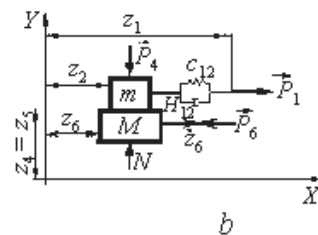
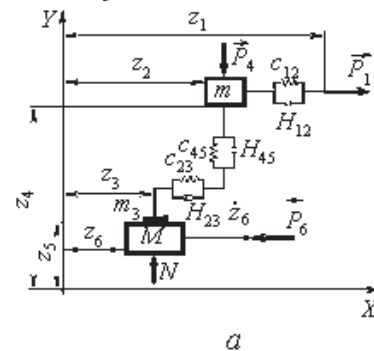
Straipsnio tikslas – teoriškai išnagrinėti sąlygas, kurioms esant mechanizmo elementai juda sinchroniškai – be praslydimo vienas kito atžvilgiu. **Tyrimų objektas** – RTM elementai ir sąveika tarp jų.

Rolamaitinių vykdomųjų įtaisų sistemos „ritinėlis-juosta“ dinaminiai modeliai

RTM dinaminiai modeliai yra gan sudėtingi ir jų teoriniai tyrimai sunkūs. Todėl buvo sudaryti supaprastinti RTM sistemos „ritinėlis-juosta“ dinaminiai modeliai ir teoriškai ištirti.

Sudaryti RTM sistemos „ritinėlis-juosta“ dinaminiai modeliai, kai kontaktas tarp sistemos elementų deformuojamas ir nedeformuojamas (1 pav.).

Lanksti juosta aprašoma sukauptaisiais parametrais. Kontakto tarp lanksčios juostos ir ritinėlio zonos viduryje sukaupta juostos masė m , kita jos dalis išilgine kryptimi pakeista tampriuoju c_{12} ir slopinančiu (disipatyviniu) H_{12} elementais, sujungtais lygiagrečiai. Lanksčios juostos sąveika su ritinėliu įvykdoma mase m , o atitinkamai sujungti tarp savęs tamprūs c_{23} , c_{45} ir slopinantys (disipatyvūs) H_{23} , H_{45} elementai įvertina juostos deformacijas ritinėlio atžvilgiu tangentine ir normaline kryptimis. Dalis juostos sukauptosios masės priklauso masei m , dalis – masei m_3 , išsidėsčiusiai betarpiškai prie ritinėlio, priimto kaip kūno su mase M . Deformuojamas kontaktas tarp juostos ir ritinėlio įvertinamas tampriais ir slopinančiais elementais c_{23} , c_{45} , H_{23} , H_{45} , o taip pat mase m_3 (13 pav., a).



1 pav. RTM sistemos „ritinėlis – juosta“ dinaminiai modeliai, kai kontaktas tarp sistemos kūnų: a – deformuojamas; b – nedeformuojamas

z_i ($i = 1, \dots, 6$) – elementų persislinkimas (tangentine ir normaline kryptimis), P_1 – traukiančioji jėga, P_6 – pasipriešinimo judesiui jėga, P_4 – masės m prispaudimo prie masės M jėga.

Diferencialinės judesio lygtys, sutinkamai su dinaminium modeliu, pavaizduotu 3a paveiksle, atrodo taip:

$$\left. \begin{aligned} H_{12}(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + c_{12}(z_1 - z_2) &= P_1 \\ m\ddot{z}_2 - H_{12}(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) - c_{12}(z_1 - z_2) + H_{23}(\dot{z}_2 - \dot{z}_3) + \\ + c_{23}(z_2 - z_3) &= 0 \\ m_3\ddot{z}_3 - H_{23}(\dot{z}_2 - \dot{z}_3) - c_{23}(z_2 - z_3) + \\ + [H_{45}(\dot{z}_4 - \dot{z}_5) + c_{45}(z_4 - z_5)] \times \\ \times f_0 \text{sign}(\dot{z}_3 - \dot{z}_6) + f(\dot{z}_3 - \dot{z}_6) &= 0 \\ M\ddot{z}_6 - [H_{45}(\dot{z}_4 - \dot{z}_5) + c_{45}(z_4 - z_5)]f_0 \cdot \\ \cdot \text{sign}(\dot{z}_3 - \dot{z}_6) - f(\dot{z}_3 - \dot{z}_6) &= -P_6 \\ m\ddot{z}_4 + H_{45}(\dot{z}_4 - \dot{z}_5) + c_{45}(z_4 - z_5) &= -P_4 \end{aligned} \right\} (1).$$

Diferencialinės judesio lygtys pagal dinaminį modelį, pavaizduotą 1b paveiksle, atrodo taip:

$$\left. \begin{aligned} H_{12}(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + c_{12}(z_1 - z_2) &= P_1 \\ m\ddot{z}_2 - H_{12}(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) - c_{12}(z_1 - z_2) + \\ + Nf_0 \text{sign}(\dot{z}_2 - \dot{z}_6) + f(\dot{z}_2 - \dot{z}_6) &= 0 \\ M\ddot{z}_6 - Nf_0 \text{sign}(\dot{z}_2 - \dot{z}_6) - f(\dot{z}_2 - \dot{z}_6) &= -P_6 \\ m\ddot{z}_5 + P_4 &= N \end{aligned} \right\} (2).$$

Lygtyse (1) ir (2):

H_{12}, H_{23}, H_{45} – klampios trinties koeficientai,
 c_{12}, c_{23}, c_{45} – standumo koeficientai,
 f_0 – sausos slydimo trinties koeficientas,
 f – klampios trinties koeficientas.

Kai kuriais atvejais klampios trinties koeficiento f dydis proporcingas normalinės reakcijos dydžiui, t. y.

$$f = f_1 N_{45}, \quad (3)$$

čia: f_1 – klampios trinties koeficientas

$$N_{45} = H_{45}(\dot{z}_4 - \dot{z}_5) + c_{45}(z_4 - z_5) \quad (4)$$

Išorinis sužadinimas

$$\left. \begin{aligned} P_1 &= A_1 + B_1 \dot{z}_1 + D_1 \sin(\omega t + \alpha_1), \\ P_4 &= A_4 + B_4 \dot{z}_4 + D_4 \sin(\omega t + \alpha_4), \\ P_6 &= A_6 + B_6 \dot{z}_6 + D_6 \sin(\omega t + \alpha_6), \\ z_5 &= D_5 \sin(\omega t + \alpha_5). \end{aligned} \right\} (5).$$

Čia:

A_1, A_4, A_6 – jėgos pastoviosios dedamosios,
 B_1, B_4, B_6 – pastoviosios, nustatančios linijines priklausomybes tarp jėgų ir atitinkamų greičių,
 D_1, D_4, D_6 – jėgos harmoninių komponentų amplitudės, ω – kampinis dažnis, $\alpha_1, \alpha_4, \alpha_6, \alpha_5$ fazės.

Sistemos darbui įvertinti išnagrinėtos pagrindinės charakteristikos, pavyzdžiui, darbo ar galin gumo, traukiančiosios ar pasipriešinimo judesiui jėgos ir pan.

Pagal 1 paveikslą, traukiančiųjų jėgų darbas

$$A_m = \int_0^{H_z} P_1 dz_1 = \int_0^T P_1 \dot{z}_1 dt \quad (6)$$

Naudingas darbas

$$A_u = \int_0^{H_z} P_6 dz_6 = \int_0^T P_6 \dot{z}_6 dt \quad (7)$$

Naudingo veiksmo koeficientas

$$\eta = \frac{A_u}{A_m} = \frac{\int_0^T P_6 \dot{z}_6 dt}{\int_0^T P_1 \dot{z}_1 dt} \quad (8)$$

Judėjimo greičio netolygumas

$$\vartheta_{\dot{z}} = \frac{\dot{z}_{\max} - \dot{z}_{\min}}{\dot{z}} \quad (9)$$

$$\bar{\dot{z}} = \frac{\dot{z}_{\max} + \dot{z}_{\min}}{2} \quad (10)$$

Įvedame naujus kintamuosius:

$$x_i = \frac{z_i}{l} \quad (i = 1, \dots, 6); \quad p = \sqrt{\frac{c_{12}}{m}};$$

$$\tau = pt; \quad \nu = \frac{\omega}{p}; \quad 2h_{rs} = \frac{H_{rs}}{pm} \quad (rs = 12, 23, 45);$$

$$N' = \frac{N}{p^2 ml}; \quad \mu = \frac{M}{m}; \quad \mu_3 = \frac{m_3}{m};$$

$$F_j = \frac{P_j}{p^2 ml} = \frac{P_j}{c_{12} l} \quad (j = 1, 4, 6);$$

$$a_j = \frac{A_j}{c_{12} l}; \quad b_j = \frac{B_j}{pm}; \quad d_j = \frac{D_j}{c_{12} l}; \quad d_5 = \frac{D_5}{l};$$

$$\delta_{23} = \frac{c_{23}}{c_{12}}; \quad \delta_{45} = \frac{c_{45}}{c_{12}}. \quad (11)$$

čia:
 l – juostos ilgis,
 p ir τ – nauji kintamieji.

Įvedus naujus kintamuosius (11), lygtys (1) bedimensėje formoje atrodys taip:

$$\left. \begin{aligned} 2h_{12}(x'_1 - x'_2) + (x_1 - x_2) &= F_1 \\ x''_2 - 2h_{12}(x'_1 - x'_2) - (x_1 - x_2) + 2h_{23}(x'_2 - x'_3) + \\ + \delta_{23}(x_2 - x_3) &= 0 \\ \mu_3 x''_3 - 2h_{23}(x'_2 - x'_3) - \delta_{23}(x_2 - x_3) + \\ + [2h_{45}(x'_4 - x'_5) + \delta_{45}(x_4 - x_5)] \times \\ \times [f_0 \text{sign}(x'_3 - x'_6)] + f(x'_3 - x'_6) &= 0 \\ \mu x''_6 - [2h_{45}(x'_4 - x'_5) + \delta_{45}(x_4 - x_5)] f_0 \cdot \\ \cdot \text{sign}(x'_3 - x'_6) - f(x'_3 - x'_6) &= -F_6 \\ x''_4 + 2h_{45}(x'_4 - x'_5) + \delta_{45}(x_4 - x_5) &= -F_4 \end{aligned} \right\} \quad (12),$$

čia:
 h_{12}, h_{23}, h_{45} – dempferiavimo koeficientai.

Įvedus naujus kintamuosius (11), lygtys (2) bedimensėje formoje atrodys taip:

$$\left. \begin{aligned} 2h_{12}(x'_1 - x'_2) + (x_1 - x_2) &= F_1 \\ x''_2 - 2h_{12}(x'_1 - x'_2) - (x_1 - x_2) + \\ + N'f_0 \text{sign}(x'_2 - x'_6) + f(x'_2 - x'_6) &= 0 \\ \mu x''_6 - N'f_0 \text{sign}(x'_2 - x'_6) - f(x'_2 - x'_6) &= -F_6 \\ x''_5 + F_4 &= N' \end{aligned} \right\} \quad (13).$$

Lygtis (3) konvertuojama į (14)

$$f = f_1 [2h_{45}(x'_4 - x'_5) + \delta_{45}(x_4 - x_5)] \quad (14).$$

Išorinis sužadinimas (5) bedimensėje formoje

$$\left. \begin{aligned} F_1 &= a_1 + b_1 x'_1 + d_1 \sin(v\tau + \alpha_1), \\ F_4 &= a_4 + b_4 x'_4 + d_4 \sin(v\tau + \alpha_4), \\ F_6 &= a_6 + b_6 x'_6 + d_6 \sin(v\tau + \alpha_6), \\ x_5 &= d_5 \sin(v\tau + \alpha_5) \end{aligned} \right\} \quad (15),$$

čia: $v = \omega / p$.
Naudingo veiksmo koeficientas išreiškiamas:

$$\eta = \frac{A_u}{A_m} = \frac{\int_0^T F_6 x'_6 d\tau}{\int_0^T F_1 x'_1 d\tau} \quad (16).$$

Nustatomas judesio greičio netolygumas:

$$\delta x'_s = \frac{x'_{s \max} - x'_{s \min}}{\bar{x}'_s} \quad (s = 1, 2, 6) \quad (17),$$

$$\bar{x}'_s = \frac{x'_{s \max} + x'_{s \min}}{2} \quad (18).$$

Teoriniai rolamaitinių vykdomųjų įtaisų sistemos „ritinėlis-juosta“ dinaminį procesų tyrimai

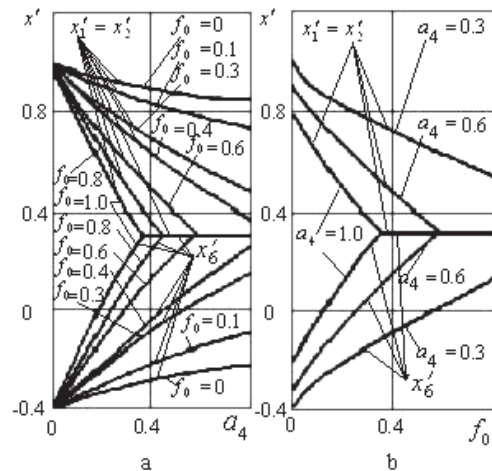
Sistemos „ritinėlis-juosta“ neveikia virpesiai. Tuo atveju, kai nagrinėjamos sistemos „ritinėlis-juosta“ kūnai juda vienas kito atžvilgiu sinchroniškai (be praslydimo), sakoma, kad jie yra nepraslydimo zonoje (NZ).

Tiriame dinaminį procesus, vykstančius rolamaitinių vykdomųjų įtaisų sistemoje „ritinėlis-juosta“, kai kontaktas tarp sistemos kūnų nedeformuojamas.

Dinaminį procesų, vykstančių rolamaitinių vykdomųjų įtaisų sistemoje „ritinėlis-juosta“ su deformuojamu kontaktu tarp jos kūnų yra kokybiniai analogiški procesams, vykstantiems sistemoje su nedeformuojamu kontaktu tarp jos kūnų.

Toliau grafinėmis kreivėmis nustatomos judesio nusistovėjusiam režime priklausomybės nuo jo parametrų. Skliausteliuose po paveikslais nurodomi sistemos su deformuojamu kontaktu tarp jos kūnų parametrai.

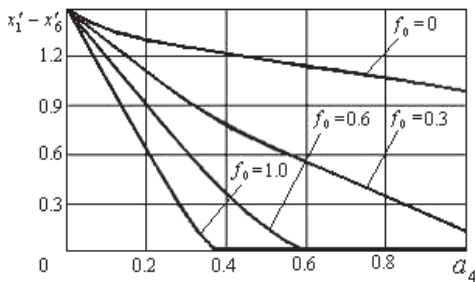
Iš 2 paveikslo matyti, kad, esant nustatytai a_4 reikšmei, tiriamųjų kūnų greičiai x'_1 , x'_2 ir x'_6 tampa vienodi, t. y. kūnai tarpusavyje nepraslysta esant pakankamai didelei sausos slydimo trinties koeficiento f_0 reikšmei (4 pav., a). Būtina pastebėti, kad kuo didesnė a_4 reikšmė, kai $f_0 = \text{const}$, tuo greičiau tarp sistemos kūnų susidaro NZ (4 pav., b). Tai matyti ir iš 5-o paveikslo.



2 pav. Sistemos kūnų greičių priklausomybės nuo judesio parametrų nusistovėjusiam judesio režime grafikai, kai $a_1 = 0,5$; $a_6 = -0,2$; $b_1 = b_6 = -0,5$; $2h_{12} = 0,2$; $\mu = 1,0$; $f_1 = 0,1$; $(2h_{23} = 2h_{45} = 2,0$; $\delta_{23} = \delta_{45} = 10$; $\mu_3 = 0,01$; $b_4 = -0,5)$

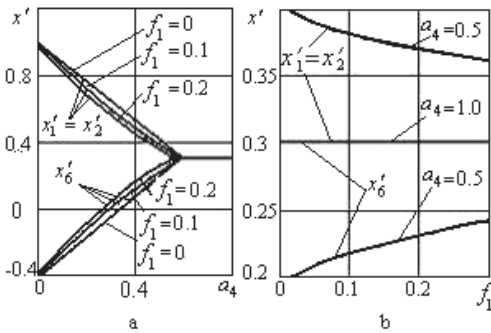
Beje, esant nustatytai f_0 reikšmei, a_4 reikšmės didinimas turi prasmę tik iki įėjimo į NZ, po įėjimo į ją tai jau nebeturi prasmės, nes sistemos kūnai juda vienodu greičiu (2 ir 3 pav.).

Didėjant a_4 reikšmei, kai sausos slydimo trinties koeficientas $f_0 = const$, sistemos kūnai patenka į NZ tik esant tam tikrai a_4 reikšmei, nepriklausomai nuo klampios trinties koeficiento f_1 (4 pav., a). Didinimas f_1 duoda tik nežymų greičių x'_1 mažėjimą, esant duotoms a_4 reikšmėms (priklausomybių kreivės paveiksle yra išgaubtos) (4 pav., b), tačiau į NZ, esant duotai f_0 reikšmei, sistemos kūnai patenka prie tam tikros a_4 reikšmės ir greičiai x'_1 , x'_2 , x'_6 tampa lygūs (6 pav., a, b).

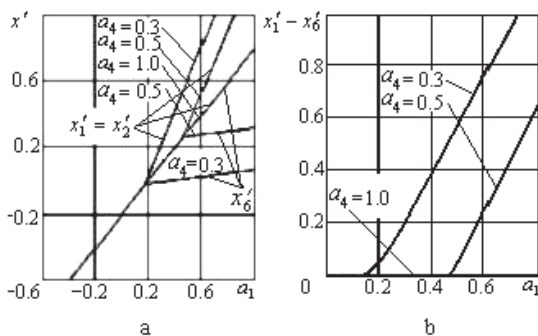


3 pav. Praslydimo tarp sistemos kūnų greičių priklausomybės nuo judesio parametru nusistovėjusiame judesio režime grafikai, kai $a_1 = 0,5$;

$a_6 = -0,2$; $b_1 = b_6 = -0,5$; $2h_{12} = 0,2$; $\mu = 1,0$; $f_1 = 0,1$;
 $(2h_{23} = 2h_{45} = 2,0$; $\delta_{23} = \delta_{45} = 10$; $\mu_3 = 0,01$;
 $b_4 = -0,5)$

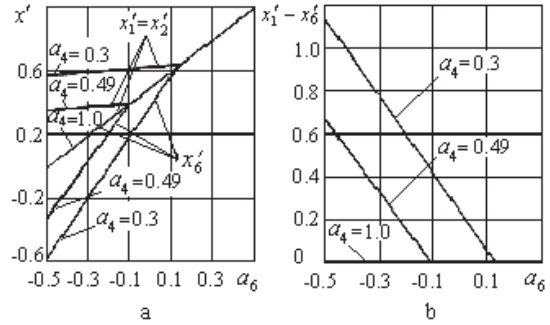


4 pav. Sistemos kūnų greičių priklausomybės nuo judesio parametru nusistovėjusiame judesio režime



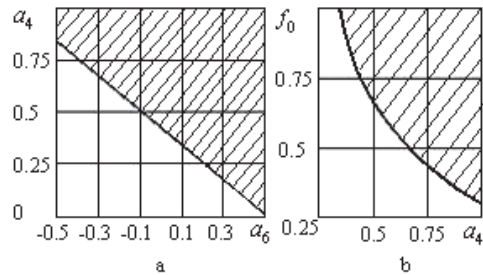
5 pav. Sistemos kūnų greičių priklausomybės nuo judesio parametru nusistovėjusiame judesio režime

Esant nustatytai a_4 reikšmei, tiriamųjų kūnų greičiai x'_1 , x'_2 , x'_6 išsilygina mažėjant a_1 dydžiui, t. y. kuo mažesnis a_1 , tuo greičiau ateina nepraslydimo tarp sistemos kūnų momentas (5 pav., a). Kai $a_1 = const$, praslydimas tarp sistemos kūnų mažėja didėjant a_4 (5 pav., b). Priklausomybių kreivės, parodytos 5 paveiksle, užlūžta įeinant į NZ.



6 pav. Sistemos kūnų greičių priklausomybės nuo judesio parametru nusistovėjusiame judesio režime

Jeigu $a_6 = const$ ir a_4 reikšmė auga, NZ pasiekama greičiau. Jei $a_4 = const$, sistemos kūnai patenka į NZ didėjant a_6 iki tam tikros reikšmės (6 pav., a, b).



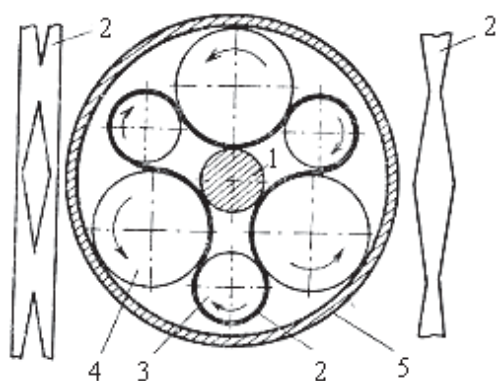
7 pav. Sistemos kūnų kintamų nusistovėjusio judesio režimų sričių priklausomybė nuo judesio parametru

Kaip matyti iš 7-o paveikslo, didinant a_4 ir a_6 sistemos kūnai nebepraslysta. Esant nustatytai a_6 reikšmei, a_4 didinimas kūnams įėjus į NZ, prasmės neturi, nes jie juda vienodu greičiu. Nepraslydimo zona užštrichuota.

Augant a_6 , sistemos kūnų greičiai $x'_1 = x'_2 = x'_6$ didėja (8 pav., a), tačiau į NZ patekti galima ir prie mažesnės a_4 reikšmės (7 pav., a). Kai $a_4 = const$, NZ pasiekama didėjant f_0 ir, atvirkščiai, kai $f_0 = const$, NZ pasiekama didinant a_4 (7 pav., b). Būtina pažymėti, kad $f_0 \cdot a_4 = const$.

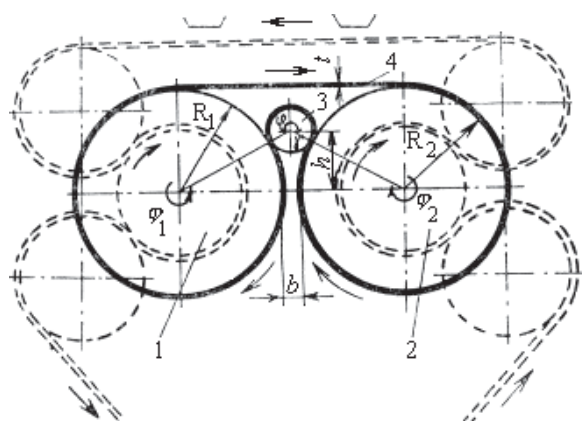
Rolamaitinių vykdomųjų įtaisų schemas

Atlikti teoriniai tyrimai leido suprasti nepraslydimo tarp RTM elementų priežastis ir padėjo kurti originalias rolamaitinių vykdomųjų įtaisų konstrukcijas (8, 9 pav.).



8 pav. RTM – sukamųjų virpesių sužadintojas
 1 – centrinis ritinėlis (velenas); 2 – lanksti begalinė juosta; 3 – mažesnio skersmens ritinėliai; 4 – didesnio skersmens ritinėliai; 5 – išorinis žiedas (cilindras)

Sukamųjų virpesių jutiklių taravimui sukurtas RTM – sukamųjų virpesių sužadintojas (8 pav.). Didensio skersmens ritinėliai 4 kontaktuojasi betarpiškai su cilindrinio korpusu 5 ir per lanksčią begalinę juostą 2 su vėlenu 1 ir mažesnio skersmens ritinėliais 3. Begalinė juosta 2 turi tam tikros formos išpjovas ar nuopjovas, charakterizuojančias virpesių formą. Sukant vėleną 1, gaunanti judesį nuo tiriamojo mazgo, jėga, reikalinga juostos deformacijai, keičiasi kintant juostos skerspjūviui. Ši kintanti jėga per ritinėlius 3 ir 4 perduodama cilindriniam korpusui 5. RTM ritinėliai atlieka planetinį judesį.

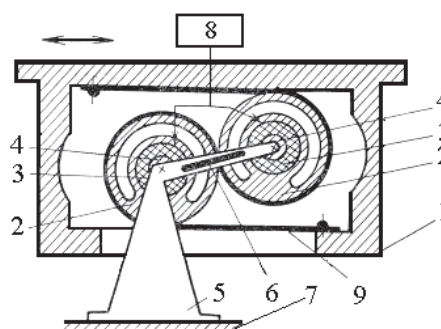


9 pav. Magnetinės juostos traukimo mechanizmo rolamaitinis pavaros mazgas. 1 – varantysis ritinėlis; 2 – varomasis; 3 – mažesnio skersmens ritinėlis; 4 – lanksti begalinė juosta

Vėlenas, ant kurio užtvirtintas ritinėlis 1, sukamas vienuodu greičiu. Vėlenas su užtvirtintu ant jo ritinėliu 2 gauna judesį per lanksčią begalinę juostą 4. Juostos 4 įtempimą užtikrina mažesnio skersmens ritinėlio 3 padėtis mechanizme. Ritinėliai 1, 2, 3 gaubiami juosta 4 kampais $\varphi > 180^\circ$.

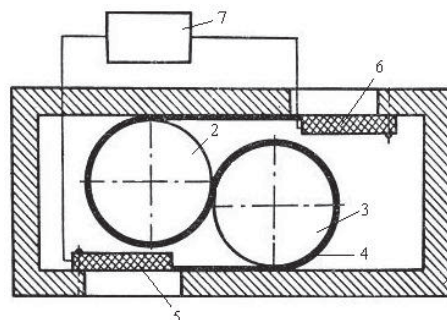
Į RTM konstrukcijas įvesti pjezoelektriniai elementai suteikė galimybę valdyti trintį tarp RTM

elementų, kartu pasipriešinimo judesiui jėgą juose (10, 11 pav.) (Ulozas, 2001; Ulozas, 2001).



10 pav. RTM – dinaminis virpesių slopintuvas (TSRS išradimas Nr. 806930): 1 – korpusas; 2 – cilindrinis dielektrinis debalansuotas ritinėlis; 3 – pjezoelektrinė įvorė; 4 – ašis; 5 – laikiklis; 6 – išpjova; 7 – nejudamas pagrindas

Dinaminis virpesių slopintuvas (12 pav.) sukurtas siekiant plačiame diapazone valdyti korpuso 1 linijinių svyravimų amplitudę. Tai pasiekama valdant sudaromos virpesių plėvelės tarp pjezoelektrinės įvorės 3 ir gaubiančio ją ritinėlio 2 parametrus, t. y. keičiant pasipriešinimo ritinėlių pasisukimui ant pjezoelektrinių įvorių jėgą, kartu ir korpuso linijinių svyravimų amplitudę.



11 pav. RTM tiesiaieigio poslinkio atrama
 1 – korpusas; 2, 3 – ritinėlis; 4 – lanksti juosta; 5, 6 – pjezoelektrinis elementas; 7 – aukšto dažnio įtampos generatorius

Virpesių plėvelę tarp RTM elementų galima sukurti pjezoelektrinį elementą 5, 6 sujungiant su lanksčia juosta 4 ir pjezoelektrinio elemento elektrodams suteikus aukštadažnį elektrinį signalą. Lanksčioje juostoje 4 sužadunami išilginiai banginiai aukštadažniai virpesiai, kurie sumažina energijos, būtinos juostos lenkimo deformacijai, dydį, taip pat ir riedėjimo trinties efektyvų momentą dėl normalinės reakcijos pulsacijos pasiskirstymo kontakto „lanksti juosta – ritinėliai“ zonoje. Pjezoelektrinių elementų panaudojimas šioje RTM konstrukcijoje iš esmės paplėčia jo funkcines galimybes.

Išvados

1. Sudaryti RTM sistemos „ritinėlis-juosta“ dinaminiai modeliai, kai kontaktas tarp sistemos elementų deformuojamas ir nedeformuojamas.
2. RTM sistemos „ritinėlis – juosta“ kūnai, įėję į nepraslydimo zoną, toliau juda vienodu greičiu. Pateiktos teorinių tyrimų kreivės.
3. Dinaminių procesų, vykstančių rolamaitinių vykdomųjų įtaisų sistemoje „ritinėlis-juosta“ su deformuojamu kontaktu tarp jos kūnų yra kokybiniai analogiškas procesams, vykstantiems sistemoje su nedeformuojamu kontaktu tarp jos kūnų.

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., 2001, Rolamaitinių mechanizmų su virpančiais elementais eksperimentiniai tyrimai. *Mechanika*. Nr. 6 (32). P. 47–53.
6. Ulozas R. V., 2001, The Precision Roller-Band Mechanisms. *Journal of Vibroengineering*. No. 2 (7). P. 31–34.

EXECUTIVE DEVICES OF ROLAMITE TYPE AND RESEARCH ON THEIR DYNAMICS*Egidijus Tuzinas, Ričardas Viktoras Ulozas***Summary**

This paper looks at the theoretical researches on dynamic model of a system “roller-band” of a rolamite type mechanism (hereinafter referred to as RTM). The dynamic model is presented in two variants: when the contact between bodies of the analyzed system is deformed and when it is not deformed. The dynamic model of a system “roller-band” of the RTM is described by the differential equations and is analyzed in the aspect when the system is not under influence of excitation of vibrations.

There are investigated the conditions of non-slipping among the bodies of a system “roller-band” of the RTM, i.e. the conditions when the bodies come into a non-slipping zone and further move in identical velocities. The curves of theoretical research are shown. Four schemes of executive devices of rolamite type, including those with piezoelectric elements, are presented and described. Rollers are wrapped by a flexible band with strain and in big angle and contact each other only via a flexible band.

Keywords: Rolamite type mechanisms, “roller-band” system, non-slipping zone.

ROLAMAITINIAI VYKDOMIEJI ĮTAISAI IR JŲ DINAMIKOS TYRIMAS*Egidijus Tuzinas, Ričardas Viktoras Ulozas***Santrauka**

Straipsnyje aprašyti rolamaito tipo mechanizmų (RTM) sistemos „ritinėlis – juosta“ dinaminių modelių teoriniai tyrimai. Dinaminis modelis pateiktas dviem variantais, t. y., kai kontaktas tarp sistemos kūnų yra deformuojamas ir kai nedeformuojamas. Rolamaitinių vykdomųjų įtaisų sistemos „ritinėlis – juosta“ dinaminis modelis aprašytas diferencialinėmis lygtimis ir ištirtas tuo aspektu, kai sistema neveikiama sužadinių virpesiais.

Ištirtos sąlygos, kai RTM sistemos „ritinėlis – juosta“ kūnai įeina į nepraslydimo tarpusavyje zoną, t. y. kūnai, įėję į nepraslydimo zoną, toliau juda vienodu greičiu. Pateiktos teorinių tyrimų kreivės.

Pateiktos ir aprašytos keturios rolamaitinių vykdomųjų įtaisų schemas, tarp jų ir su pjezoelektriniais elementais. Ritinėliai gaubiami lanksčia juosta ar juostomis su įtempimu dideliu kampu ir tarpusavyje kontaktuoja tik per lanksčią juosta.

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

Įteikta 2011-02-14