



16-osios jaunųjų mokslininkų konferencijos „Mokslas – Lietuvos ateitis“ teminės konferencijos  
**TRANSPORTO INŽINERIJA IR VADYBA,**  
vykusios 2013 m. gegužės 8 d. Vilniuje, straipsnių rinkinys

Proceedings of the 16th Conference for Junior Researchers 'Science – Future of Lithuania'  
**TRANSPORT ENGINEERING AND MANAGEMENT**, 8 May 2013, Vilnius, Lithuania

Сборник статей 16-й конференции молодых ученых «Наука – будущее Литвы»  
**ИНЖЕНЕРИЯ ТРАНСПОРТА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПЕРЕВОЗОК**, 8 мая 2013 г., Вильнюс, Литва

## POPIERIAUS VYNIOTUVO „BELOIT“ HIDRODINAMINIŲ PROCESŲ TYRIMAS

Antanas Vainauskas<sup>1</sup>, Marijonas Bogdevičius<sup>2</sup>

*Vilniaus Gedimino technikos universitetas*

*El. paštas: <sup>2</sup>marijonas.bogdevicius@vgtu.lt*

**Santrauka.** Straipsnyje pateikiama popieriaus vyniotuvo (BELOIT) veikimas, suprojektuotos mechaninės ir hidrodinaminės sistemos, popieriaus vyniojimo technologinis procesas, bei sistemos sąveika su technologiniu procesu. Pateiktos mokslinės ir teorinės problemos eksploatuojant popieriaus vyniotuvą „BELOIT“. Išnagrinėtos popieriaus vyniotuvo „BELOIT“ mechaninės ir hidrodinaminės sistemos įtaka popieriaus vyniojimo technologiniam procesui. Pateiktas popieriaus vyniotuvo matematinis modelis. Atlikti eksperimentiniai tyrimai, vibracijų spektrų analizė. Pateiktos monitoringo galimybės popieriaus vyniotuve.

**Reikšminiai žodžiai:** popieriaus vyniotuvas, hidraulinė sistema, mechaniniai virpesiai, matematinis modelis.

### Įvadas

Šiuolaikinės popieriaus išvyniotuvų linijos reikalauja geros popieriaus prispaudimo kontrolės, siekiant maksimalaus efektyvumo, bei didesnio technologinio našumo.



1 pav. „BELOIT“ popieriaus vyniojimo staklės

Popieriaus vyniojimo sistemose, labai svarbu išlaikyti nustatytus popieriaus rulono technologinius parametrus, kadangi popieriaus vyniojimo metu, prispaudimo funkciją atlieka hidraulinė sistema, kuri hidraulinių cilindrių pagalba prispaudžia popierių prie vyniojimo gilzės per prispaudimo veleną, neleidama atsirasti oro kišenių

(klosčių) susidarymui. Atitinkamai hidraulinė sistema neturi ir perspausti popieriaus, perspaudimo atvėju – popierius plyšta, atsiranda technologinės prastovos, kol popierius iš naujo yra užvyniojamas.

Kadangi tai yra didelės spartos popieriaus vyniotuvo serijos įrenginys, atsiradusios pašalinės vibracijos vyniojimo sekcijoje, tiesiogiai įtakoja popieriaus rulono prispaudimo parametrus. Vibracijos gali atsirasti dėl guolio pažeidimų, veleno kakliuko defektų, movos pažaidų atsiradimas ir t.t.

2011 m. darbo metu, operatoriai negalėjo sureguliuoti tinkamo prispaudimo slėgio. Vyniotuvas pradėjo gaminti popieriaus rulonus su klostėmis. Popieriaus rulonas su klostėmis yra netinkamas tolimesniam gamybos procese, todėl vyniotuvo darbą teko sustabdyti. Pagrindine gedimo priežastimi įvardyta – hidraulinės stotelės gedimas. Popieriaus vyniotuve, prispaudimo mechanizmo hidrauliniuose cilindruose, yra įmontuotas skaitmeninis slėgio daviklis, gedimo analizės metu pastebėta, kad hidraulinio cilindro darbinės kameros slėgis pradeda pulsuoti (slėgio kitimas tam tikra amplitude), to pasėkoje ant popieriaus atsirasdavo oro kišenės (klostės). Pagal šį pastebėjimą buvo atlikta vyniotuvo slėgio regulatoriaus (valdančio prispaudimo slėgi) revizija. Demontavus slė-

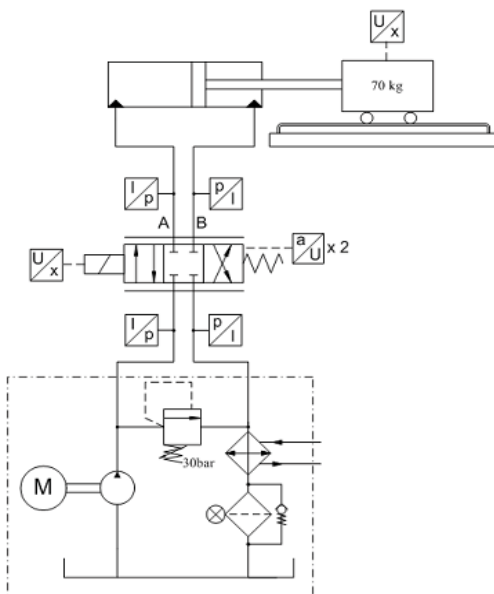
gio reguliatorių, gedimų nepastebėta, todėl buvo atkreiptas dėmesys į vyniotuvo būgno guolius.



2 pav. „BELOIT“ popieriaus vyniotuvo popieriaus prispaudimo mechanizmas

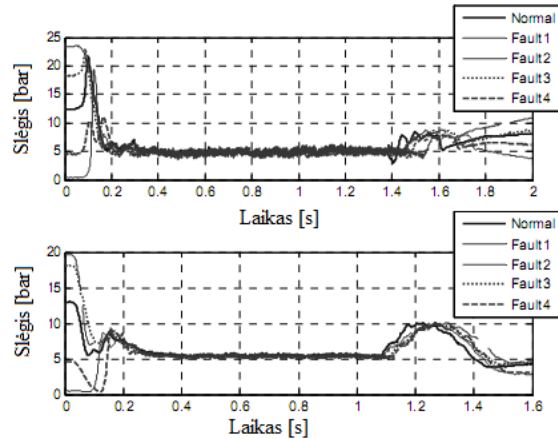
Demontavus vyniotuvo būgno nr. 1 guoliavietes, pastebėtas guolio išorinio žiedo įtrūkimas. Pakeitus guolius, slėgio pulsacijos išnyko, ir popieriaus vyniotuvas toliau buvo eksploatuojamas.

Gedimo analizės metu buvo iškelta hipotezė, kad atsiradusios vibracijos, dėl guolio defekto, įtakojo visam prispaudimo mechanizmui, todėl šiame straipsnyje nagrinėsiu vibracijų įtaką popieriaus prispaudimo technologiniam procesui. Darbo tikslas yra sumodeliuoti BELOIT popieriaus vyniotuvo darbą, įvertinant visus esamus elementų kintamuosius. Parengti dinaminį modelį, bei atlikti eksperimentinį bandymą, bei palyginti priklausomybę nuo sumodeliuoto įrenginio kintamųjų. Panaši problema nagrinėjama straipsnyje „Vibracijų palyginimas su slėgiu, naudojant slėgio redukavimo įrenginį“ (Krogerus 2008).



3 pav. Nagrinėjama hidraulinė sistema (Krogerus *et al.*)

Buvo analizuojama sistema (3 pav.): hidraulinis siurblys, hidraulinis skirstytuvas, hidraulinis siurblys, hidraulinis cilindras, prie kurio prikabinta 70 kg masė su vežimėliu (Krogerus 2008).

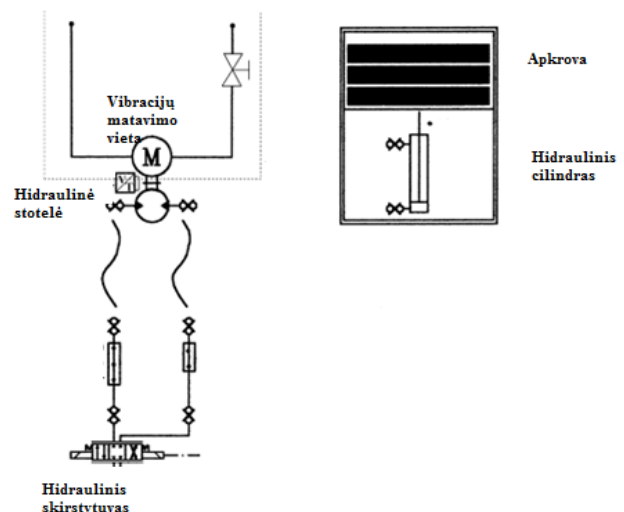


4 pav. Hidraulinio cilindro darbo eiga, ir slėgis (Krogerus T. *et al.* 2008)

Tyrime vežimėlis buvo žadinamas parenkamu dažniu, pagal žadinimo amplitudę matuojamas cilindro prispaudimo slėgis. Straipsnyje aprašoma priklausomybė tarp vibracijų dažnio bei slėgio. (4 pav.) (Krogerus *et al.* 2008).

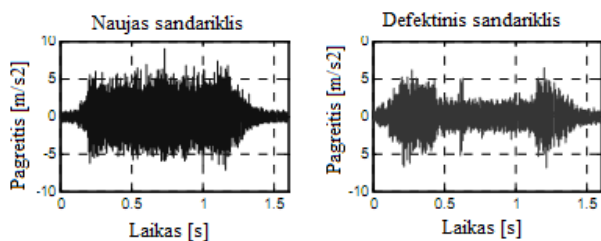
Hidraulinių cilindrų sandarinimo žiedai taip pat įtakoja stotelės hidrodinaminis procesus. Esant riebokšlių pažaidom, jie keičia hidraulinės sistemos hidrodinaminis parametrus (Tan 2003).

Tyrimo metu suprojektuota hidraulinė sistema (3 pav.) ir hidrauliniai cilindrai apkrauti 3 000N jėga.



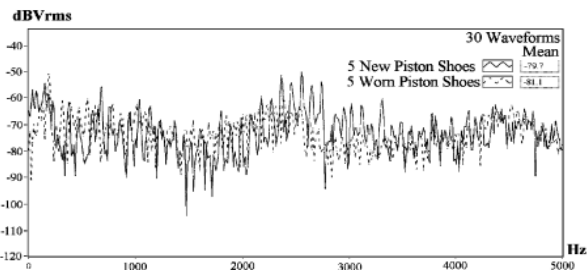
5 pav. Alfred Tan C. H. suprojektuota hidraulinė sistema (Chua *et al.* 2003)

Tyrimas buvo atliekamas su naujais ir padėvėtais riebokšliais. Darbo metu buvo matuojami triukšmai hidraulinio siurblio veikiant skirtingiems riebokšliams. Pasitebėta, kad defekciniai riebokšliai sukelia didesnius triukšmus nei nauji (7 pav.).



6 pav. Hidrauliniės stotelės variklio vibracijų spektras (Tan *et al.* 2003)

Vidutinis triukšmų lygis, dirbant su naujais riebokšliais, yra 2–3 % mažesnis. Didesni triukšmų lygiai atsiranda, dėl atsiradusios papildomos trinties, pasikeitus riebokšlio šiurkštumui, dinaminėje dalyje. Šiurkštumas pasikeičia dėl pastovaus trynimosi į cilindro stūmoklį, bei abrazyvinių dalelių atsiradimas hidraulinėje alyvoje, kurios pažeidžia sandariklį. (Tan *et al.* 2003).



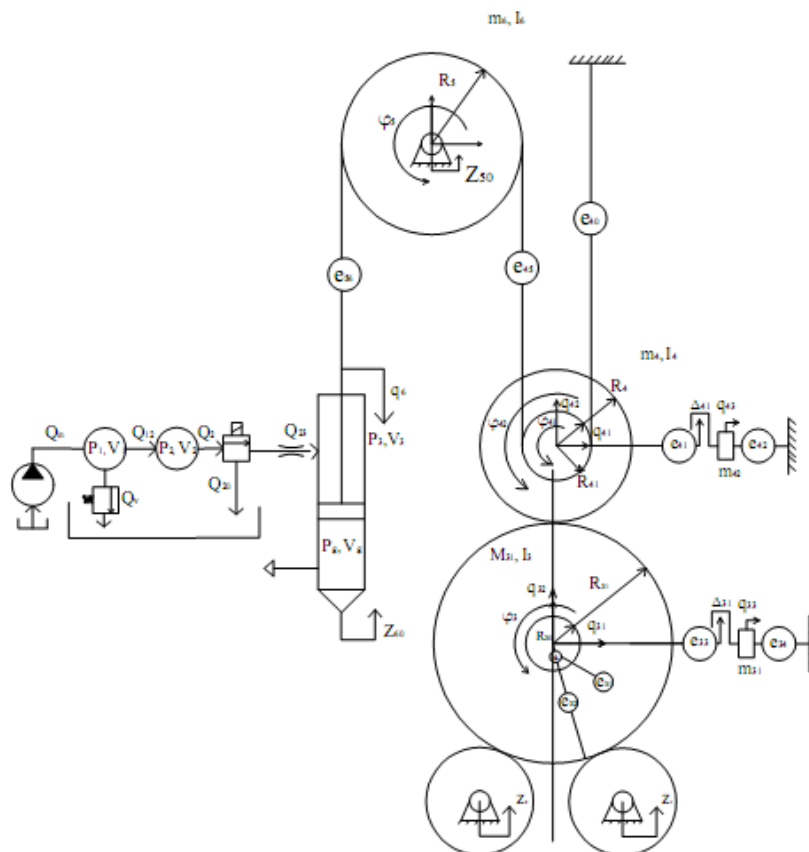
7 pav. Triukšmų lygis su padėvėtais ir naujais hidrauliniams siurbli (Alfred Tan, Patrick Chua)

Straipsnio išvadose aprašomas esamos hidraulinio cilindro riebokšlių pažeidimo įtakoja hidraulinio siurblio darbą.

### Matematinis modelis

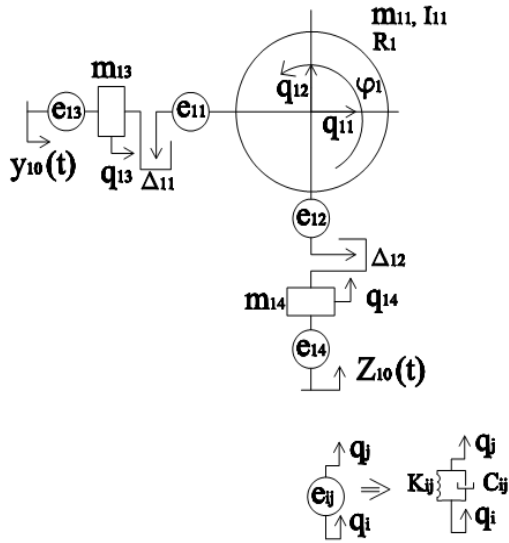
Tyriamajame darbe sudarytas popieriaus vyniojimo staklių „BELOIT“ matematinis modelis (8 pav.) pagal 2 pav.

Straipsnyje nagrinėjama pirmojo vyniotuvo būgno schema. Iš bendros schemos (8 pav.) iškeliamo pirmąjį būgną, bei popieriaus prispaudimo sekciją.



8 pav. Bendra BELOIT popieriaus vyniotuvo skaičiuojamoji schema

Pirmojo vyniotuvo būgno nr. 1 dinaminis modelis (2 pav.):



10 pav. BELOIT popieriaus vyniotuvo nr.1 dinaminis modelis

Popieriaus vyniotuvo būgno elektros variklio sukimo momento ir rotoriaus sukimosi lygtys:

$$\dot{M}_{v1} = C_{v1}(w_{v0} - \dot{\varphi}_1) - d_{v1}M_{v1}; \quad (1)$$

$$I_{11}\ddot{\varphi}_1 = M_{v1} - M_{pas1}, \quad (2)$$

$\dot{M}_{v1}$  – pirmojo vyniojimo būgno variklio sukimosi momentas;  $w_{v0}$  – būgno kampinis greitis;  $I_{11}$  – Inercijos momentas;  $d_{v1}$  – vyniotuvo variklio veleno diametras.

Popieriaus vyniotuvo mechaninės sistemos lygčių sistema:

$$m_{11}\ddot{q}_{11} = \sum F_{1b11} + F_{1,2,11} + F_{t13} \cos \alpha_1 + m_{b11}R_{b1}\dot{\varphi}_1^2 \cos(\alpha_{b1} + \varphi_1); \quad (3)$$

$$m_{11}\ddot{q}_{12} = \sum F_{1b12} + F_{1,2,12} + F_{t13} \sin \alpha_1 - m_{11}g + m_{b11}R_{b2}\dot{\varphi}_1^2 \sin(\alpha_{b1} + \varphi_1); \quad (4)$$

$$m_{12}\ddot{q}_{13} = -f(\delta_{11}) + F_{1b13}; \quad (5)$$

$$\delta_{11} = q_{13} - q_{15}; \quad (6)$$

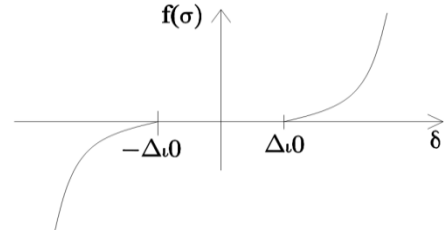
$$m_{12}\ddot{q}_{14} = -f(\delta_{12}) + F_{1b14}; \quad (7)$$

$$m_{13}\ddot{q}_{15} = f(\delta_{11}) - K_{13}(q_{15} - y_{10}) - C_{13}(q_{15} - \dot{y}_{10}); \quad (8)$$

$$m_{14}\ddot{q}_{16} = f(\delta_{12}) - K_{14}(q_{16} - z_{10}) - C_{14}(q_{16} - \dot{z}_{10}); \quad (9)$$

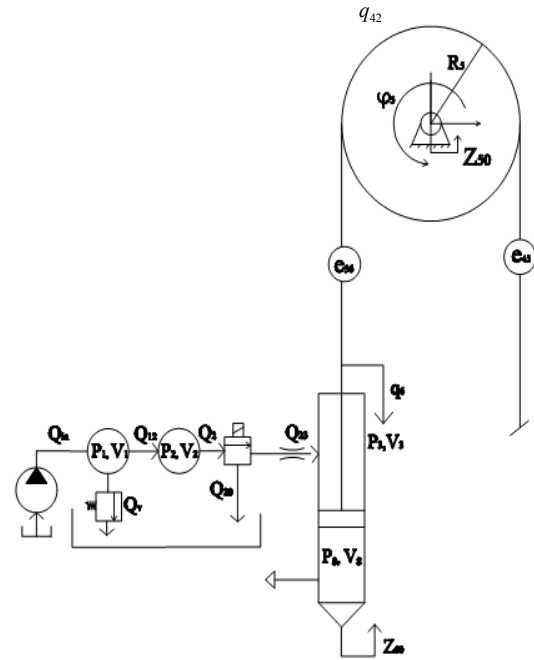
$m_{11}$  – pirmojo vyniojimo būgno masė;  $m_{13}$ ,  $m_{14}$  – vyniotuvo būgno guoliavietės masės;  $F_i$  – pašalinės būgną veikiančios jėgos;  $q_{11}$ ,  $q_{12}$  – vyniotuvo būgno poslinkiai;  $q_{13}$ ,  $q_{14}$  – vyniotuvo būgno guoliaviečių poslinkiai;

$q_{15}$ ,  $q_{16}$  – būgno variklio sukiami poslinkiai;  $R_{b1}$  – pavaros pusės būgno guolio vidinio žiedo spindulys;  $R_{b2}$  – veidinės pusės būgno guolio vidinio žiedo spindulys;



11 pav. Vyniotuvo būgno guolio laisvumo tarpelio kitimas

Iškeliamas iš bendros schemos (8 pav.) prispaudimo mechanizmo dinaminis modelis



12 pav. BELOIT popieriaus prispaudimo mechanizmo dinaminis modelis

Sudaromos mechaninės ir hidrodinaminės lygtys (Bogdevičius 2012).

Mechaninės sistemos lygčių sistema:

$$I_5\ddot{\varphi}_5 = -K_{45}R_5[Z_{50} + R_5\varphi_5 - (q_{42} - R_{41}\varphi_{42})] - C_{45}R_5[\dot{Z}_{50} + R_5\dot{\varphi}_5 - (\dot{q}_{42} - R_{41}\dot{\varphi}_{42})] - K_{56}[q_6 - (R_5\varphi_5 - Z_{50})](-R_5) - C_{56}[\dot{q}_6 - (R_5\dot{\varphi}_5 - \dot{Z}_{50})] - M_{pask}; \quad (10)$$

$$m_6\ddot{q}_9 = -K_{56}[q_9 - (R_5\varphi_5 - Z_{50})] - C_{56}[\dot{q}_6 - (R_5\dot{\varphi}_5 - \dot{Z}_{50})] - F_{T6}\text{sign}(\dot{q}_9 + \dot{Z}_{60}) + p_3A_{31}A_{32}pg + m_6g; \quad (11)$$

$I_5$  – žvaigždutės inercijos momentas;  $R_5$  – žvaigždutės spindulys;  $R_{41}$  – žvaigždutės dalijamasis spindulys;  $q_{42}, q_{42}$  – žvaigždutės poslinkiai;  $q_6$  – hidraulinio cilindro stūmoklio poslinkis;  $q_9$  – hidraulinio cilindro poslinkis  $F_{T6}$  – cilindro riebokšlių trinties jėga;  $p_3$  – prispaudimo slėgis;  $A_{31}$  – hidraulinio cilindro stūmoklio plotas;  $A_{32}$  – hidraulinio cilindro plotas (išmetimo dalies);  $\dot{Z}_{60}$  – Cilindro žadinimo greitis (pašalinių jėgų);  $m_6$  – cilindro masė;  $C_n$  – slopinimo koeficientas;  $K_n$  – standumo koeficientas.

Slėgio kitimas hidrodinaminėje sistemoje aprašomas lygtimis (Bogdevičius 2012):

$$\dot{p}_1 = \frac{K}{V_1} [Q_{in} - Q_v(p_v) - Q_{12}]; \quad (13)$$

$$Q_v(p_v) = A_v \mu_v \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_1 - p_{v1}|}; \quad (14)$$

$$\dot{p}_2 = \frac{K}{V_2} [Q_{12} - Q_{23} - Q_{20}(p_2)]; \quad (15)$$

$$Q_{12} = (A_{12} \mu_{12}) \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_1 - p_{v1}| \text{sign}(p_1 - p_2)}; \quad (16)$$

$$\dot{p}_2 = \frac{K}{V_3 + A_{31} q_6} [Q_{23} - A_{31} \dot{q}_6]; \quad (17)$$

$$Q_{23} = (A_{23} \mu_{23}) \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_2 - p_3| \text{sign}(p_2 - p_3)}; \quad (18)$$

$$\dot{p}_g = \frac{\gamma RT}{V_{g0} + A_{31} q_6} [-G_{out} \text{sign}(p_g - p_\infty) - \frac{\mathcal{P}_g (-A_{31} q_6)}{V_{g0} - A_{31} q_6}], \quad (19)$$

$p_1$  – hidraulinės stotelės sukeliamas slėgis, prieš trieigį vožtuvą;  $p_v$  – išmetamas slėgis iš trieigio vožtuvo;  $p_2$  – magistralinis slėgis prieš slėgio reguliatorių;  $p_3$  – popieriaus prispaudimo slėgis;  $Q_{in}$  – hidraulinio siurblio paduodamas debitas;  $Q_v$  – trieigio vožtuvo numetamas debitas į baką;  $Q_{12}$  – debitas į slėgio reguliatorių;  $Q_{23}$  – debitas į hidraulinį cilindrą;  $V_1$  – tūris iki trieigio vožtuvo;  $V_2$  – tūris iki slėgio reguliatoriaus;  $V_3$  – hidraulinio cilindro darbinės kameros;  $A_v$  – trieigio vožtuvo pratekėjimo slėgio numetimo akučių plotis;  $A_{12}$  – slėgio reguliatoriaus akučių plotis;  $A_{23}$  – droselio pratekėjimo angos plotis;  $A_{31}$  – hidraulinio cilindro stūmoklio plotas.

## Eksperimentinis tyrimas

Eksperimentiniam tyrimo matuojamos vibracijos pirmojo vyniotuvo būgno guoliavietėse. Tyrimo buvo naudojamas Mikrologu SKF Microlog Analyzer GX serijos CMXA 75.

Parametrai:

Matavimo ribos nuo 1 iki 99,999 [aps/min];

Spektrų filtrai:

– 5 Hz – 100 Hz

– 50 Hz – 1,000 Hz

– 500 Hz – 10 kHz

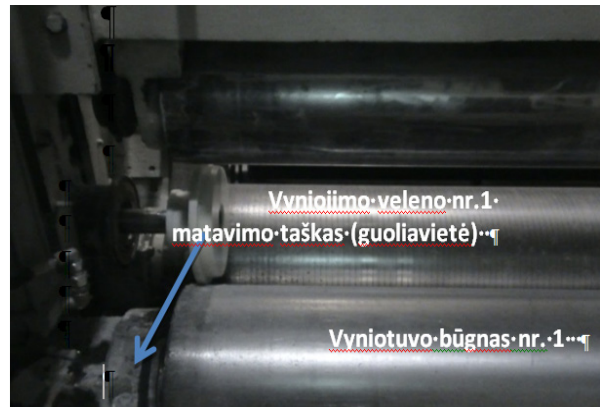
– 5 kHz – 40 kHz

Matavimo paklaida – 5%.

Tyrimo metu buvo atliekamas pirmojo vyniotuvo būgno guoliaviečių vibracijų analizė. Mikrologu buvo gauti vyniotuvo būgno guoliavietės horizontalūs ir vertikalūs greičių spektrai  $\dot{q}_{11}$  ir  $\dot{q}_{12}$  (pagal dinaminį modelį 10 pav.).

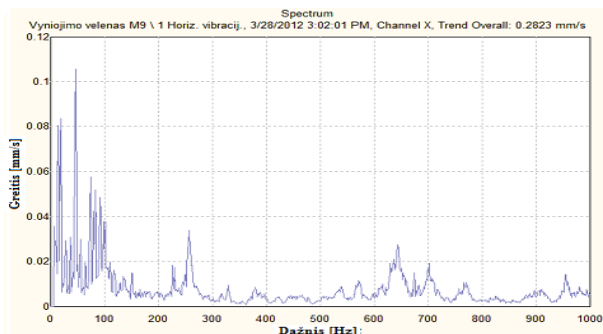
Eksperimentas atliekamas, kai vyniojamas popierius yra dar nepradėtas vynioti t.y. popieriaus rulono diametras ( $d = 0$ mm). Prie tokio popieriaus rulono diametro, prispaudimo velenas labiausiai spaudžia popierių (vyniojimo būgno guoliai labiausiai apkrauti ašinės jėgos). Vyniojimo būgno variklis nesisuka

Tyrimo mikrologo jutiklis yra pridodamas horizontaliai ir vertikalčiai guoliavietės (14 pav.)

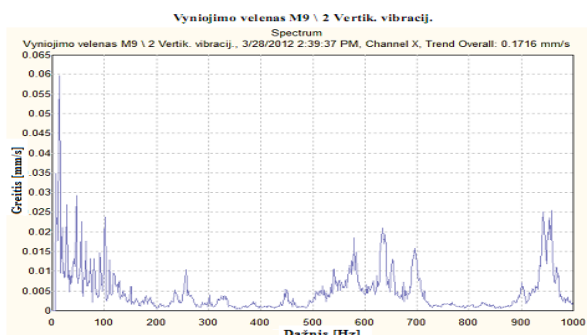


14 pav. Vibracijų matavimo taškai

Pirmojo vyniotuvo būgno matavimo rezultatai (15–16 pav.)



15 pav. Pirmojo vyniotuvo būgno vertikalus greičių spektras  $\dot{q}_{11}$



16 pav. Pirmojo vyniotuvo būgno horizontalus greičių spektras  $\dot{q}_{12}$

Pagal gautus vibracijų spektrus (15 pav. ir 16 pav.) matome, kad neveikiant varikliui atsiranda horizontalios –  $\dot{q}_{11}$  ir vertikalios vibracijos  $\dot{q}_{12}$ . Šios vibracijos atsiranda, dėl prispaudimo sistemos sąveikos su pirmuoju vyniojimo būgnu. Suminės vibracijos yra labai mažos (< 1mm/s).

## Išvados

(1) Pagal matematinį modelį, matoma prispaudimo sekcijos sąveika su pirmojo vyniotuvo guoliavietėms (greičiai –  $\dot{q}_{11}$  ir  $\dot{q}_{12}$ )

(2) Pagal eksperimento rezultatus (15 pav. ir 16 pav.) galime daryti išvada, kad prispaudimo sekcija įtakoja vyniojimo būgną.

(3) Suminiai pirmojo vyniotuvo būgno guoliavietės greičiai (trend overall (15 pav. ir 16 pav.)) yra  $\dot{q}_{11} = 0,2823$  mm/s ir  $\dot{q}_{12} = 0,1716$  mm/s. Suminiai greičiai yra labai maži (< 1mm/s), ir esamoje situacijoje neįtakoja popieriaus vyniojimo technologinio proceso.

## Literatūra

- Tan, A. C. H.; Chua P. S. K.; Lim, G. H. 2003. *Fault diagnosis of water hydraulic actuator under some simulated faults*. School of Mechanical and Production Engineering, Nanyang Technological University.
- Tomi, K.; Jarmo, P.; Kari, T. 2008. Comparison of vibration and pressure signals for fault detection on water hydraulic proportional valve, *Proceedings of the 7th JFPS International Symposium on Fluid Power*, Tampere University of Technology.
- Kubilius, V.; Ramonas, Č.; Lipnickas, A.; Rutkauskas, R. 2008. *Dynamic of a Rewinder with Feedback by Tension Force*. Kaunas University of Technology.
- Dokukova, N. A.; Konon, P. N.; Kaftaikinac, E. N. 2008. Non-natural vibrations of hydraulic shock-absorbers, *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, Vol. 81, No. 6.
- Tang, Y.; Frolov, K. V.; Siniov, A. V. 2001. Study on vibration reduction behavior for the hydraulic engine mount. *Construction engineering journal*.
- Dokukova, R.; Konon, P. N.; Kaftaikinac, E. N. 2008. Nonlinear vibrations of hydraulic shock absorbers. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, Vol. 81, No. 6.
- Bogdevičius, M. 2000. Simulation of dynamic processes in hydraulic, pneumatic and mechanical drivers and their elements 2000: *Summary of the research report presented for habilitation* / Vilnius Gediminas Technical University.