

RULONINĖS OFSETINĖS MAŠINOS OFSETINIO CILINDRO SKERSINIŲ VIRPESIŲ SLOPINIMAS

Eglė Šalvienė¹, Nikolaj Šešok², Igor Iljin³

Vilniaus Gedimino technikos universitetas

El. paštas: ¹egle.salviene@gmail.com; ²pgses@vgtu.lt; ³pgilj@vgtu.lt

Santrauka. Analiziniu ir skaitmeniniu būdu ištirtas dinaminio virpesių slopintuvo efektyvumas slopinant priverstinius periodinius ofsetinio spausdinimo įrenginio ofsetinio cilindro skersinius virpesius, bloginančius atspaudų kokybę. Atliktas ofsetinio cilindro ir virpesių slopintuvo modeliavimas „Matlab“ programa. Sudarytos „Simulink“ diagramos. Pateiktos amplitudinės dažninės charakteristikos. Parodyta, kad naudojant virpesių slopintuvus galima efektyviai mažinti spausdinimo įrenginio cilindro skersinius virpesius.

Reikšminiai žodžiai: virpesių slopintuvas, ofsetinis cilindras, ofsetinės spausdinimo mašinos, skersiniai virpesiai.

Įvadas

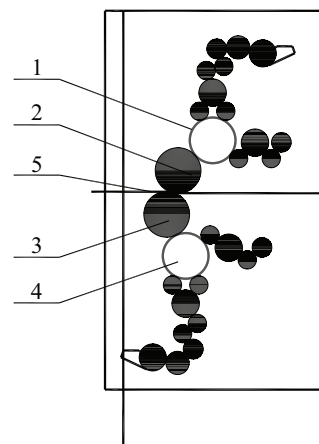
Vienas iš esminių atspaudų kokybę bloginančių veiksnių ofsetinėse spausdinimo mašinose yra spausdinimo įrenginio ofsetinių, forminių ir spausdinimo cilindro skersiniai virpesiai. Virpesius sukelia cilindro guolių paklaidos, spausdinimo įrenginio korpuso virpesiai, cilindro disbalansas, cilindro darbinio paviršių nelygumai, deklę tvirtinančių spynų sukelti smūgiai ir kt. (Raskin 1989).

Darbe nagrinėjama galimybė mažinti ofsetinio cilindro skersinių virpesių intensyvumą naudojant dinaminis virpesių slopintuvus, įmontuotus cilindro viduje. Yra žinoma, kad virpesių slopintuvai efektyviai slopina įvairius mašinų dalių virpesius (Karamyskin 1988; Timoshenko *et al.* 1985), tačiau jų naudojimas spausdinimo mašinose literatūroje neaprašytas.

Tiriamas spausdinimo įrenginio ofsetinis cilindras. Jo dinaminės charakteristikos artimos tipinės ofsetinės ruloninės spausdinimo mašinos spausdinimo įrenginio cilindro dinaminėms charakteristikoms, tačiau gauti rezultatai tinka ir kitų mašinų cilindrui (1 pav.).

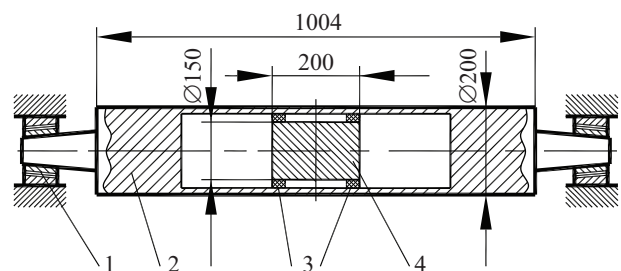
Nagrinėjamas objektas

Nagrinėjamas ofsetinis cilindras yra tuščiaviduris, 200 mm skersmens. Jo viduje įmontuotas virpesių slopintuvas su 27,56 kg masės kietuoju kūnu, kuris tampriaisiais ir slopinimo elementais sujungtas su cilindrui. Tokio cilindro konstrukcija gali būti sudaryta iš cilindro formos minėtojo kūno 4, kuris guminiiais žiedais 3 sujungtas su tiriamuoju cilindrui 2, virpesius sukeliančiais guoliais 1 (2 pav.).



1 pav. Tipinės ofsetinės spausdinimo mašinos spausdinimo įrenginys: 1, 4 – forminiai cilindrai; 2, 3 – ofsetiniai cilindrai; 5 – popieriaus juosta

Fig. 1. A printing unit of typical offset printing press: 1, 4 – plate cylinder; 2, 3 – blanket cylinder; 5 – paper web



2 pav. Konstrukcinė slopintuvo schema: 1 – guoliai; 2 – ofsetinis cilindras; 3 – guminiai žiedai; 4 – slopintuvas

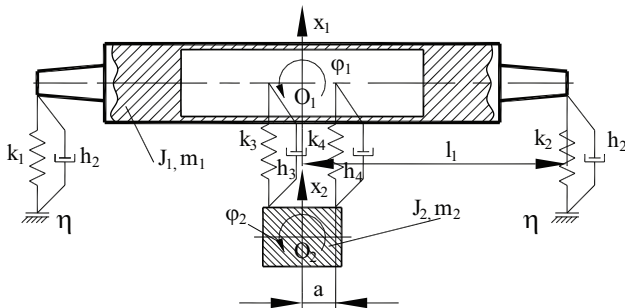
Fig. 2. The structural scheme of a damper: 1 – bearings; 2 – blanket cylinder; 3 – rubber rings; 4 – damper

Pavojingiausia virpesių zona tokiam cilindriui yra 0,700 Hz diapazonas. Jame yra vienas rezonansinis dažnis, kurį atitinka didelė rezonansinė amplitudė.

239,61 Hz slopintuvus derinamas taip, kad toje aplinkoje būtų slopinami rezonansiniai virpesiai. Dažniausiai cilindrių, esančių spausdinimo įrenginyje, rezonansiniai dažniai skiriasi nuo vieno cilindro mazgo rezonansinių dažnių. Tačiau darbe (Augustaitis, Šešok 2004) parodyta, kad, atitinkamai parinkus cilindrių parametrus (naudojant dinaminio požiūriu vienodus cilindrus), cilindrių žemiausias rezonansinis dažnis lieka toks pat kaip ir vieno cilindro. Todėl slopinant atskirai paimtų cilindrių žemiausio rezonansinio dažnio (šiuo atveju 239,61 Hz) priverstinius virpesius, bus slopinami ir viso spausdinimo įrenginio cilindrių to paties dažnio skersiniai virpesiai.

Dinaminis modelis

Dinaminis cilindro su slopintuvu modelis parodytas 3 pav. Cilindro virpesius apibrėžia koordinatės x_1 ir φ_1 . Cilindrių guolių mazgai modeliuojami tampriaisiais slopinimo elementais (jų standumo koeficientai k_1, k_2 , slopinimo koeficientai h_1, h_2). Slopintuvus sujungtas su cilindru tampriaisiais slopinimo elementais (jų standumo ir slopinimo koeficientai k_3, k_4 ir h_3, h_4). Manoma, kad cilindro, esant slopintuvui, harmoniniai virpesiai kinematiškai žadinami, kai atsiranda cilindro guolių paklaidos, kurių amplitudė $\delta = 1 \mu\text{m}$. Slopintuvo kūno poslinkiai apibūdinami koordinatėmis x_2 ir φ_2 . Jo masė ir inercijos momentas apie masės centrą O_2 yra m_2 ir J_2 .



3 pav. Dinaminis ofsetinio cilindro su slopintuvu modelis
Fig. 3. A dynamic model of a blanket cylinder with a damper

Virpesių lygčių sudarymas

Vadovaujantis visos sistemos dinaminio modeliu (3 pav.) sudaromos virpesių lygtys. Joms sudaryti pasitelkiamos Lagranžo lygtys, kurios šiuo atveju bus tokios:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} = 0,$$

čia T, Π – kinetinė ir potencinė energijos; Φ – disipacinė funkcija; $q = \{x_1, x_2, \varphi_1, \varphi_2\}^T$ – nagrinėjamosios sistemos apibendrintosios koordinatės.

Surašomos kinetinės, potencinės ir disipacinės funkcijų išraiškos:

1. Kinetinė energija:

$$T = \frac{1}{2} (m_1 \dot{x}_1 + J_1 \dot{\varphi}_1 + m_2 \dot{x}_2 + J_2 \dot{\varphi}_2)^2.$$

2. Potencinė energija:

$$\Pi = \frac{1}{2} (k_1 \Delta_1^2 + k_2 \Delta_2^2 + k_3 \Delta_3^2 + k_4 \Delta_4^2).$$

Potencinės energijos apibendrintieji poslinkiai:

$$\Delta_1 = x_1 - l_1 \varphi_1 - \eta_1,$$

$$\Delta_2 = x_1 + l_1 \varphi_1 - \eta_1,$$

$$\Delta_3 = x_1 - x_2 - a(\varphi_2 - \varphi_1),$$

$$\Delta_4 = x_1 - x_2 + a(\varphi_2 - \varphi_1).$$

3. Disipacinė funkcija:

$$\Phi = \frac{1}{2} (h_1 \dot{\Delta}_1^2 + h_2 \dot{\Delta}_2^2 + h_3 \dot{\Delta}_3^2 + h_4 \dot{\Delta}_4^2).$$

Disipacinės funkcijos apibendrintieji greičiai:

$$\dot{\Delta}_1 = \dot{x}_1 - l_1 \dot{\varphi}_1 - \dot{\eta}_1,$$

$$\dot{\Delta}_2 = \dot{x}_1 + l_1 \dot{\varphi}_1 - \dot{\eta}_1,$$

$$\dot{\Delta}_3 = \dot{x}_1 - \dot{x}_2 - a(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1),$$

$$\dot{\Delta}_4 = \dot{x}_1 - \dot{x}_2 + a(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1).$$

Modeliavimas „Matlab“ terpėje

Surašomos kinetinės energijos T , potencinės energijos Π ir disipacinės funkcijos Φ išraiškos „Matlab“ kalba.

```
disp('Kinetine energija'),
```

```
TM=[1/2*m1*Dx1^2,
```

```
1/2*J1*Dphi1^2,
```

```
1/2*m2*Dx2^2,
```

```
1/2*J2*Dphi2^2],
```

```
T=sum(TM),
```

```
disp('Potencine energija')
```

```
PM=[1/2*k1*delta1^2,
```

```
1/2*k2*delta2^2,
```

```
1/2*k3*delta3^2,
```

```
1/2*k4*delta4^2],
```

```
P=sum(PM),
```

```
disp(,Disipacine funkcija')
```

```
FM=[1/2*h1*Ddelta1^2,
```

```
1/2*h2*Ddelta2^2,
```

```
1/2*h3*Ddelta3^2,
```

```
1/2*h4*Ddelta4^2],
```

```
F=sum(FM),
```

Pagal aprašytą metodiką (Augustaitis *et al.* 2006) skaičiuojamos perdavimo funkcijos. Gaunamos išraiškos, į kurias išraiškoms ir modeliavimui supaprastinti įrašomi papildomi kintamieji. Sutvarkius šias išraiškas gaunamos tokios perdavimo funkcijų išraiškos, kurias pasitelkus sudaromos perdavimo funkcijų „Simulink“ diagramos. Pavyzdžiui, taikant perdavimo funkciją W_{f1} (f_{1n} – skaitiklis, f_{1d} – vardiklis):

$$f_{1n} = M1 + (-a*k3+a*k4+k1*l1-k2*l1+(-a*h3+a*h4+h1*l1-h2*l1)*p)*x1+(a*k-k4-a*h3-a*h4)*p*x2 + (a^2*k3 + a^2*k4 + (a^2*h3+a^2*h4)*p)*f2$$

$$f_{1d} = J1*p^2 + (a^2*h3 + a^2*h4 + h1*l1^2 + h2*l1^2)*p + a^2*k3 + a^2*k4 + k1*l1^2 + k2*l1^2$$

$$f_{1n} = M1+(A1+B1*p)*x1+(C1-D1*p)*x2 + (E1 + F1*p)*f2$$

$$A1=-a*k3+a*k4+k1*l1-k2*l1$$

$$B1=-a*h3+a*h4+h1*l1-h2*l1$$

$$C1= a*k3 - a*k4$$

$$D1= a*h3-a*h4$$

$$E1= a^2*k3 + a^2*k4$$

$$F1= a^2*h3+a^2*h4$$

$$f_{1d} = J1*p^2 + G1*p + H1$$

$$G1= a^2*h3 + a^2*h4 + h1*l1^2 + h2*l1^2$$

$$H1= a^2*k3 + a^2*k4 + k1*l1^2 + k2*l1^2$$

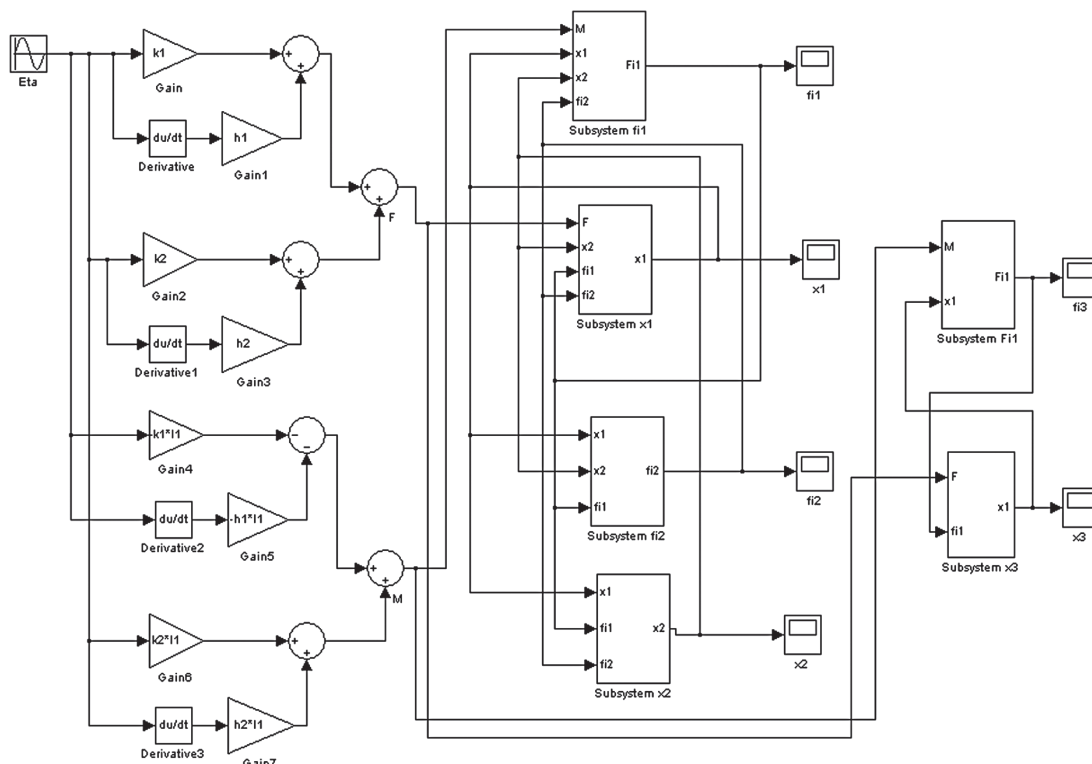
Pagal pateiktą metodiką (Augustaitis *et al.* 2006) sudaromos sistemos „Simulink“ diagramos, leidžiančios tirti amplitudines dažnines charakteristikas (4 pav.).

Tyrimų rezultatai

Tiriamos cilindro amplitudinės dažnines charakteristikos, savųjų virpesių formos, būdingosios lygties šaknys; daugiausia dėmesio skiriama amplitudinėms dažninėms charakteristikoms, gautoms cilindro virpesius kinematiškai žadinant, kai susidaro minėtos guolių paklaidos. Gautų amplitudinių dažninių charakteristikų pavyzdžiai pateikti 5 pav. Jose apibrėžiama cilindro vidurio virpesių pagal koordinatę x_1 amplitudė, kai nuo abiejų guolių vienodų paklaidų veikia kinematinis žadinimas.

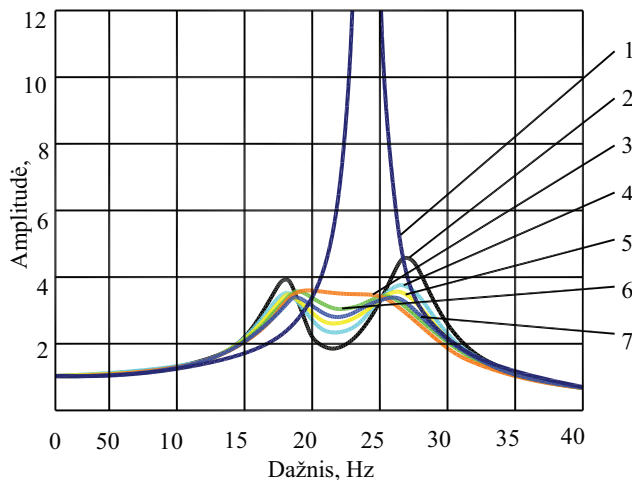
Ištyrus nustatyta, kad naudojant ofsetinio spausdinimo įrenginio ofsetinių cilindrų viduje įmontuotus dinaminis slopintuvus galima gerokai sumažinti jų priverstinius absoliutinius skersinius virpesius ir taip pagerinti atspaudų kokybę.

Nagrinėjamųjų cilindrų priverstinių skersinių virpesių žadinimo dažnių iki 700 Hz diapazone, kuris pavojingiausias, yra tik vienas rezonansinis dažnis 239,61 Hz, kurį atitinkamai rezonansinei amplitudei mažinti ir suderinamas virpesių slopintuvus. Gautos cilindro su virpesių slopintu-



4 pav. Cilindro su slopintuvu žadinant abiejų guolių virpesius vienodų paklaidų „Simulink“ diagrama

Fig. 4. A “simulink” diagram of the cylinder with a damper under vibrations produced by both bearings having equal inaccuracies



5 pav. Cilindro su slopintuvu amplitudinės dažninės charakteristikos priklausomai nuo slopinimo koeficientų h_3, h_4 . 1 – $k_3, k_4 = h_3, h_4 = 0$ (cilindras be slopintuvo); 2 – $k_3, k_4 = 2,239 \times 10^7$ N/m, $h_3, h_4 = 4,6836 \times 10^3$ N× sek/m; 3 – $k_3, k_4 = 2,239 \times 10^7$ N/m, $h_3, h_4 = 10,1478 \times 10^3$ N× sek/m; 4 – $k_3, k_4 = 2,239 \times 10^7$ N/m, $h_3, h_4 = 6,2448 \times 10^3$ N× sek/m; 5 – $k_3, k_4 = 2,239 \times 10^7$ N/m, $h_3, h_4 = 7,0254 \times 10^3$ N× sek/m; 6 – $k_3, k_4 = 2,239 \times 10^7$ N/m, $h_3, h_4 = 7,806 \times 10^3$ N× sek/m; 7 – $k_3, k_4 = 2,239 \times 10^7$ N/m, $h_3, h_4 = 8,5866 \times 10^3$ N× sek/m (optimalus slopintuvo derinimas)

Fig. 5. Frequency amplitude characteristics of the cylinder with a damper depending on dampening coefficients h_3, h_4 . 1 – $k_3, k_4 = h_3, h_4 = 0$ (a cylinder a without damper); 2 – $k_3, k_4 = 2,239 \times 10^7$ N/m, $h_3, h_4 = 4,6836 \times 10^3$ N × s/m; 3 – $k_3, k_4 = 2,239 \times 10^7$ N/m, $h_3, h_4 = 10,1478 \times 10^3$ N× s/m; 4 – $k_3, k_4 = 2,239 \times 10^7$ N/m, $h_3, h_4 = 6,2448 \times 10^3$ N× s/m; 5 – $k_3, k_4 = 2,239 \times 10^7$ N/m, $h_3, h_4 = 7,0254 \times 10^3$ N × s/m; 6 – $k_3, k_4 = 2,239 \times 10^7$ N/m, $h_3, h_4 = 7,806 \times 10^3$ N × s/m; 7 – $k_3, k_4 = 2,239 \times 10^7$ N/m, $h_3, h_4 = 8,5866 \times 10^3$ N × s/m (setting a damper is optimal)

vu amplitudinės dažninės charakteristikos rodo, kad tokios sistemos virpesius slopinantis virpesių slopintuvas veikia beveik taip pat, kaip ir slopinant virpesius elementariojoje vieno laisvės laipsnio sistemoje.

Darbe išnagrinėto virpesių slopintuvo virpesius slopinantis kūnas yra cilindro formos, todėl jo virpesiai yra ne tik tiesiaiegiai pagal koordinatę x_2 , bet ir sukamieji pagal koordinatę φ_2 . Sukamieji virpesiai tokiam slopintuve nereikalingi, tačiau jie netrukdo efektyviai mažinti spausdinimo įrenginio cilindrų skersinių virpesių.

Išvados

1. Analiziniu ir skaitmeniniu būdu ištirtas dinaminio virpesių slopintuvo efektyvumas slopinant priverstinius periodinius ofsetinio spausdinimo įrenginio ofsetinio cilindro skersinius virpesius, bloginančius atspaudų kokybę.
2. Parodyta, kad naudojant virpesių slopintuvą galima gerokai sumažinti spausdinimo įrenginio cilindrų skersinius virpesius.

3. Skersinius cilindro virpesius slopinančio virpesių slopintuvo efektyvumas analogiškas elementariosios vieno laisvės laipsnio sistemos virpesių slopinimo efektyvumui, tačiau norint nustatyti virpesių slopintuvo parametrus reikia nagrinėti sudėtingesnę dinaminę sistemą.

Literatūra

- Augustaitis, V. K.; Gičan, V.; Šešok, N.; Iljin, I. 2006. Application of MATLAB programmes set for individual drive component investigation of a section of the printing press, *Mechanika* 6(62): 28–34.
- Augustaitis, V. K.; Šešok, N. 2004. Relativne prečne vibracije valjev tiskarskega stroja, ki pritiskajo drug ob drugega preko gumijaste obloge = The relative transversal vibrations of printing-press cylinders that are pressed against each other via an elastic blanket, *Strojniški Vestnik* 50(5): 277–290.
- Karamyskin, V. 1988. *Dinamicheskoe gashenie kolebanij*. Moskva: Maschinostroenije. 108 p.
- Raskin, A. 1989. *Technologija pechatnyh processov*. Moskva: Knyga. 432 p.
- Timoshenko, S.; Jang, D.; Uiver, U. 1985. *Kolebanija v inženernom dele*. Moskva: Maschinostroenije. 472 p.

DAMPING TRANSVERSAL VIBRATIONS OF THE OFFSET CYLINDER OF THE OFFSET PRESS

E. Šalvienė, N. Šešok, I. Iljin

Abstract

Investigation into the influence of a dynamic vibration damper on the intensity of the absolute forced transversal vibrations of the blanket cylinder of the web printing offset press was performed. The analytical and numerical examination of the dynamic model of the cylinder was done. The obtained results have disclosed that the application of the damper decreases the intensity of printing cylinder vibrations.

Keywords: damper, blanket cylinder, web printing press, transverse vibrations.