

ASPECTE PRIVIND CALCULUL CIURURILOR VIBRATOARE INERȚIALE

STABILIREA PARAMETRILOR REGIMULUI VIBRATOR. DIMENSIONAREA GENERATORULUI DE VIBRAȚII

ASPECTS REGARDING THE CALCULATION OF INERTIAL VIBRATING SCREENS

DETERMINATION OF THE VIBRATORY PARAMETERS REGIME. SIZING OF VIBRATION GENERATOR

Prof. univ. dr. ing. Gheorghe I. ENE

Departamentul Echipamente pentru Procese Industriale
Facultatea Inginerie Mecanică și Mecatronică
Universitatea POLITEHNICA din București, Romania

Rezumat: În lucrare se prezintă modalitățile de stabilire a parametrilor regimului vibrator al ciururilor vibratoare inerțiale și de dimensionare a generatorului de vibrații (cu mase excentrice în mișcare de rotație) care produce forța perturbatoare necesară excitării ciurului.

Cuvinte cheie: regim vibrator, parametri, generator de vibrații

Abstract: The paper presents modalities of determining the vibratory parameters regime of the inertial vibrating screens and sizing of vibration generator (with rotating eccentric mass) that produces disruptive force needed for screen excitation.

Keywords: vibratory regime, parameters, vibration generator

1. GENERALITĂȚI

Ciururile vibratoare inerțiale sunt mașini cu acțiune vibrantă larg utilizate pentru clasarea prin cernere a diferitelor materiale granulare. Principial, construcția acestor tipuri de ciururi este simplă; ele constau dintr-o carcasă în care sunt plasate sitele, rezemată pe batiul ciurului prin intermediul unui sistem elastic format din arcuri elicoidale [1, 2] sau din elemente elastice din cauciuc [3, 5]. Pentru antrenarea carcusei sitelor în mișcare de vibrație se utilizează generatoare de vibrații inerțiale, cu mase excentrice în mișcare de rotație, forța perturbatoare de excitație fiind forța centrifugă de inerție produsă de masele excentrice rotitoare.

Din punct de vedere al calculelor de proiectare, ciururile vibratoare inerțiale sunt considerate sisteme dinamice monomasice excitate cu forțe perturbatoare armonice produse de masele excentrice în mișcare de rotație. În această situație, modalitățile de stabilire a parametrilor regimului vibrator, dimensionării generatorului de vibrații și dimensionării sistemului elastic de

rezemare al echipajului mobil, pentru ciururile inerțiale cu vibrații după traiectorii eliptice și circulare, sunt prezentate în cele ce urmează.

2. REGIMUL VIBRATOR AL CIURURILOR INERȚIALE

Modelul mecanic al ciururilor vibratoare inerțiale este prezentată în figura 1.

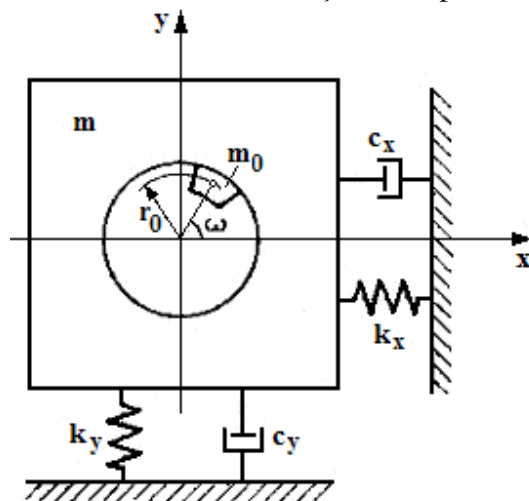


Fig. 1. Modelul dinamic al ciurului vibrator inerțial.

Utilizând acest model dinamic, ecuațiile diferențiale ale mișcării sistemului oscilant al ciurului sunt (v. fig. 1) [1, 2]:

$$\begin{aligned} m \cdot \ddot{x} + c_x \cdot \dot{x} + k_x \cdot x &= F_0 \cdot \cos(\omega t - \varphi_x); \\ m \cdot \ddot{y} + c_y \cdot \dot{y} + k_y \cdot y &= F_0 \cdot \sin(\omega t - \varphi_y) \end{aligned} \quad (1)$$

în care m este masa sistemului oscilant al ciurului (care include și masa neechilibrată a generatorului de vibrații); k_x, k_y – constantele elastice ale sistemului de rezemare după direcțiile axelor de coordonate x și y , c_x, c_y – constantele de amortizare ale sistemului de rezemare după direcțiile acestorași axe; F_0 – amplitudinea forței perturbatoare; ω - pulsația acesteia; t – timpul; φ_x, φ_y – unghiul de fază.

Generatorul de vibrații inerțial (cu masă excentrică în mișcare de rotație), plasat în centrul de masă al sistemului oscilant, produce o forță perturbatoare armonică a cărei amplitudine este:

$$F_0 = m_0 \cdot r_0 \cdot \omega^2, \quad (2)$$

unde m_0 reprezintă valoarea masei excentrice sau, în cazul în care se utilizează mai multe mase excentrice care rotesc în jurul aceleiași axe, valoarea totală a lor; r_0 - excentricitatea acestora (distanța dintre axa de rotație și centrul de masă al masei neechilibrate); ω - pulsația forței perturbatoare (viteza unghiulară a arborelui generatorului de vibrații).

Aspecte privind calculul ciururilor vibratoare inerțiale

Ținând seama expresia (2), ecuațiile diferențiale (1) devin:

$$\begin{aligned} \ddot{x} + 2 \cdot n_x \cdot \dot{x} + p_x^2 \cdot x &= \frac{m_0 \cdot r_0 \cdot \omega^2}{m} \cdot \cos(\omega t - \varphi_x); \\ \ddot{y} + 2 \cdot n_y \cdot \dot{y} + p_y^2 \cdot y &= \frac{m_0 \cdot r_0 \cdot \omega^2}{m} \cdot \sin(\omega t - \varphi_y) \end{aligned} \quad (3)$$

unde factorii de amortizare au expresiile:

$$n_x = \frac{c_x}{2 \cdot m}; \quad n_y = \frac{c_y}{2 \cdot m}, \quad (4)$$

iar pulsațiile proprii ale sistemului, expresiile:

$$p_x = \sqrt{\frac{k_x}{m}}; \quad p_y = \sqrt{\frac{k_y}{m}}. \quad (5)$$

În cazul de față prezintă interes practic numai regimul staționar de funcționare (vibrația forțată) deoarece vibrația proprie se amortizează destul de rapid în cadrul regimului tranzitoriu. Soluțiile ecuațiilor (3) corespunzătoare regimului staționar (vibrația forțată) au forma:

$$\begin{aligned} x &= A_x \cdot \cos(\omega t - \varphi_x), \\ y &= A_y \cdot \sin(\omega t - \varphi_y), \end{aligned} \quad (6)$$

unde amplitudinile mișcării sunt:

$$\begin{aligned} A_x &= \frac{m_0 \cdot r_0}{m} \cdot A_{0x}, \\ A_y &= \frac{m_0 \cdot r_0}{m} \cdot A_{0y}, \end{aligned} \quad (7)$$

(A_{0x} și A_{0y} fiind factorii de amplificare), iar fazele inițiale:

$$\begin{aligned} \varphi_x &= \arctg \frac{2 \cdot n_x}{|p_x^2 - \omega^2|} = \arctg \frac{\frac{2 \cdot n_x \cdot \omega}{p_x}}{\left|1 - \frac{\omega^2}{p_x^2}\right|}; \\ \varphi_y &= \arctg \frac{2 \cdot n_y}{|p_y^2 - \omega^2|} = \arctg \frac{\frac{2 \cdot n_y \cdot \omega}{p_y}}{\left|1 - \frac{\omega^2}{p_y^2}\right|}. \end{aligned} \quad (8)$$

Expresiile factorilor de amplificare sunt:

$$A_{0x} = \frac{\left(\frac{\omega}{p_x}\right)^2}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{p_x^2}\right)^2 + \left(\frac{2 \cdot n_x}{p_x}\right)^2 \left(\frac{\omega}{p_x}\right)^2}},$$

$$A_{0y} = \frac{\left(\frac{\omega}{p_y}\right)^2}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{p_y^2}\right)^2 + \left(\frac{2 \cdot n_y}{p_y}\right)^2 \left(\frac{\omega}{p_y}\right)^2}}. \quad (9)$$

Curbele de variație ale factorului de amplificare în funcție de mărimile ω/p (raportul dintre pulsația forței perturbatoare și pulsația proprie a sistemului) și $\zeta = \frac{n}{p} = \frac{c}{c_{cr}} = \frac{c}{2 \cdot \sqrt{k \cdot m}}$ (factorul care caracterizează amortizarea din sistem ($c_{cr} = 2 \cdot m \cdot p = 2 \cdot \sqrt{k \cdot m}$ - coeficient de amortizare critic)) sunt prezentate în figura 2 [1, 2, 3].

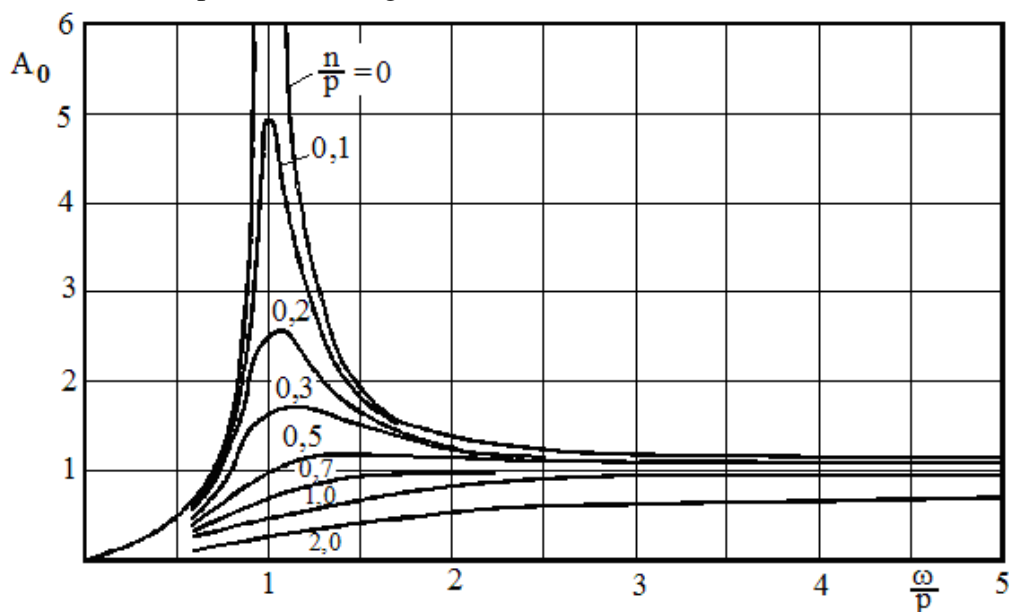


Fig. 2. Curbele de variație ale factorului de amplificare în funcție de factorul de amortizare (n/p) și de raportul pulsațiilor (ω/p).

Factorul de amortizare are valorile [4]:

- $\zeta = n/p = 0,008 \dots 0,02$, pentru ciururile care funcționează în gol și pentru cele care funcționează cu straturi subțiri ale materialului pe sită;

Aspecte privind calculul ciururilor vibratoare inerțiale

- $\zeta = n/p = 0,02 \dots 0,2$, pentru ciururile care funcționează cu straturi groase ale materialului pe sită (limita superioară pentru straturi groase și cu permeabilitate redusă).

Ciururile vibratoare funcționează în regim staționar în postrezonanță ($\omega \gg p$) trecând, în cadrul regimului tranzitoriu (pornire și oprire), prin rezonanță (pulsățiile de rezonanță fiind determinate cu relațiile (5)).

Din figura 2 se observă că pentru $\omega/p > 3$ amplitudinea vibrațiilor este practic constantă, atât în raport cu amortizarea din sistemul vibrator (încărcarea ciurului) cât și în raport cu variația forței perturbatoare (produsă de modificarea, între anumite limite, a turației generatorului de vibrații).

Domeniul de funcționare în regim de postrezonanță este definit de valorile $\omega/p = 3 \dots 10$. Creșterea pulsației forței perturbatoare peste anumite limite ($\omega > 10p$) duce la creșterea puterii necesare acționării vibratorului și la necesitatea utilizării unui sistem de arcuri cu constantă elastică redusă (arcuri moi) pentru a evita transmiterea vibrațiilor la fundația mașinii, ceea ce influențează defavorabil stabilitatea pe reazemele elastice a carcsei ciurului.

În condițiile funcționării în regim de postrezonanță (când amortizările în sistem se pot neglija), amplitudinile mișcării sunt determinate de relațiile:

$$A'_x = \frac{m_0 \cdot r_0}{m} \cdot \frac{\left(\frac{\omega}{p_x}\right)^2}{\left|1 - \left(\frac{\omega}{p_x}\right)^2\right|}; \quad A'_y = \frac{m_0 \cdot r_0}{m} \cdot \frac{\left(\frac{\omega}{p_y}\right)^2}{\left|1 - \left(\frac{\omega}{p_y}\right)^2\right|}. \quad (10)$$

iar fazele inițiale sunt: $\varphi_x = \pi$; $\varphi_y = \pi$.

Ecuția traiectoriei, descrisă în timpul mișcării de către centrul de masă al carcsei ciurului, în raport cu sistemul de referință plasat în centrul de oscilație se obține eliminând timpul în relațiile (6):

$$\frac{x^2}{A_x'^2} + \frac{y^2}{A_y'^2} = 1. \quad (11)$$

Prin urmare, carcasa ciurului realizează în planul secțiunii longitudinale, o mișcare de translație eliptică, toate punctele acesteia mișcându-se pe elipse identice de semiaxe A'_x și A'_y (fig. 3). Pentru regimul de funcționare în postrezonanță ($p_x < \omega$, $p_y < \omega$) punctele carcsei sitei se mișcă pe traiectoriile eliptice în sensul rotației masei excentrice a vibratorului.

Traietoria vibrațiilor carcsei devine circulară atunci când rigiditățile sistemului elastic după direcțiile Ox și Oy sunt egale adică atunci când $p_x = p_y < \omega$, caz în care punctele carcsei sitei se mișcă pe traiectoriile circulare în sensul rotației masei excentrice a vibratorului.

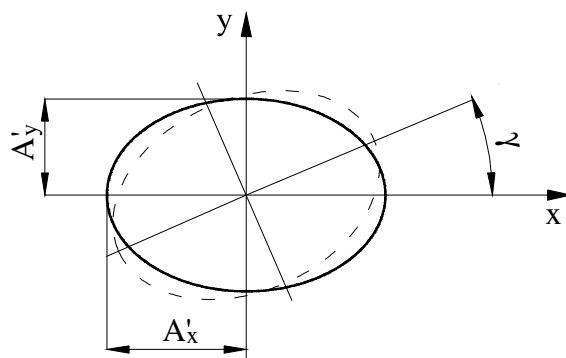


Fig. 3. Traectoria mișcării vibratoare.

În cazul general, când se ține seama de rezistențele (amortizările) din sistem ($c_x \neq 0$, $c_y \neq 0$), carcasa sitei realizează o mișcare de translație tot după o traiectorie eliptică, dar axele elipsei nu mai coincid cu axele sistemului de coordonate ci sunt înclinate cu un unghi γ față de acestea (v. fig. 3). Mărima unghiului γ depinde de defazarea relativă ($\varphi_x - \varphi_y$), adică de raportul coeficienților de amortizare după cele două direcții și este dată de relația [1, 4, 6]:

$$\operatorname{tg} 2\gamma = \frac{2 \cdot A_x \cdot A_y \cdot \sin(\varphi_y - \varphi_x)}{A_y^2 - A_x^2}. \quad (12)$$

Atunci când $|\varphi_y - \varphi_x| < \pi/2$, punctele carcasei se mișcă pe traiectorii în sensul de rotație al masei excentrice.

În situația în care constantele elastice și de amortizare după ambele direcții sunt egale ($k_x = k_y$ și $c_x = c_y$) și $p_x = p_y < \omega$, amplitudinile vibrațiilor și fazele după cele două direcții sunt egale ($A_x = A_y$ și $\varphi_y = \varphi_x$), iar punctele carcasei se mișcă pe traiectorii circulare în sensul rotației masei excentrice a generatorului de vibrații.

3. STABILIREA PARAMETRILOR REGIMULUI VIBRATOR AL CIURULUI

Saltul particulelor de material de pe sita care vibrează se realizează atunci când valoarea accelerației ciurului după direcția verticală depășește valoarea accelerației gravitației, adică atunci când coeficientul de aruncare C îndeplinește condiția [1, 2, 3]:

$$C = \frac{A_y \cdot \omega^2}{g} > 1. \quad (13)$$

Pentru valoarea $C = \sqrt{1 + \pi^2} = 3,296$ se atinge “rezonanța statistică”, adică durata saltului particulei este egală cu perioada unei oscilații a carcasei ciurului (durata unei rotații a masei excentrice). Pentru ciururile existente, coeficientul de aruncare are valorile $C = 2,5 \dots 7,5$ (adică accelerațiile carcasei sunt de $(2,5 \dots 7,5) \cdot g$, g fiind accelerația gravitației).

Parametrii regimului vibrator al ciurului (amplitudine, frecvență) se adoptă fie utilizând date practice, fie folosind expresia coeficientului de aruncare (13). În funcție de caracteristicile materialului supus cernerii și de factorii tehnologici se adoptă valoarea coeficientului de aruncare

iar din relația (13) rezultă, după caz, valoarea amplitudinii A_y a vibrațiilor ciurului sau a pulsației ω a forței perturbatoare necesare producerii acestora.

Amplitudinea vibrației în direcția orizontală este determinată, în cazul regimului de funcționare în postrezonanță când efectul amortizării este ne semnificativ, de relația:

$$A_x = \frac{m_0 \cdot r_0}{m} \cdot \frac{\omega^2}{|p_x^2 - \omega^2|} \quad (14)$$

Dacă se impune, din considerente tehnologice, mărirea amplitudinii vibrației după direcția orizontală, atunci relația (14) determină valoarea pulsației proprii după această direcție:

$$p_x = \omega \cdot \sqrt{1 - \frac{r_0}{A_x} \cdot \frac{m_0}{m}} \quad (15)$$

4. CARACTERISTICILE TRAIECTORIEI ELIPTICE A VIBRAȚIILOR CARCASEI CIURULUI

Amplitudinea vibrației după direcția verticală (Oy) este determinată de relația (10), iar cea a vibrației după direcția orizontală (Ox) de relația (14).

Înclinarea axei traiectoriei eliptice față axa Ox se determină ținând seama că amortizarea după direcția orizontală este foarte redusă. În această situație, din relația (8) se obține $\varphi_x = 0$ și expresia (12) capătă forma:

$$\operatorname{tg} 2\gamma = \frac{2 \cdot A_x \cdot A_y \cdot \sin \varphi_y}{A_x^2 - A_y^2} \quad (16)$$

în care [6]:

$$\sin \varphi_y = \frac{2 \cdot n_y / p_y}{\omega / p_y} \cdot A_{0y}, \quad (17)$$

factorul de amplificare A_{0y} fiind determinat de relația (9).

Unghiul de fază φ_x poate fi determinat și prin utilizarea relației (8):

$$\varphi_y = \operatorname{arctg} \frac{2 \cdot n_y}{|p_y^2 - \omega^2|} = \operatorname{arctg} \frac{\frac{2 \cdot n_y}{p_y} \cdot \frac{\omega}{p_y}}{\left|1 - \frac{\omega^2}{p_y^2}\right|}.$$

5. DIMENSIONAREA GENERATORULUI DE VIBRAȚII

Mărimile care se cunosc la proiectarea unui ciur vibrator sunt:

- masa m a părții vibratoare (carcasa sitei, inclusiv generatorul de vibrații + materialul supus cernerii);
- amplitudinea A a vibrației și pulsația de antrenare ω ;
- domeniul staționar de funcționare (postrezonanță).

Ținând seama că pentru domeniul de funcționare în postrezonanță cu $\omega/p=3...10$ $A_{0y} \approx 1$ (v. fig. 2), din relația (10) rezultă:

$$A_y \approx A = \frac{m_0 \cdot r_0}{m}. \quad (18)$$

Utilizând relația (18) se determină momentul static al masei excentrice:

$$m_0 \cdot r_0 = m \cdot A \quad (19)$$

din care rezultă, adoptând constructiv o anumită excentricitate r_0 , valoarea masei excentrice:

$$m_0 = m \cdot \frac{A}{r_0 - A}. \quad (20)$$

Deoarece $A \ll r_0$, expresia (20) devine:

$$m_0 \approx m \cdot \frac{A}{r_0}. \quad (21)$$

Valoarea masei excentrice determinată cu relația (21) poate fi corectată utilizând relația (7) corespunzătoare. Se obține:

$$m_0 = m \cdot \frac{A_y}{r_0 \cdot A_{0y} - A_y} \quad (22)$$

în care factorul de amplificare A_{0y} este definit de expresia (9).

În relația (9) mărimea ω/p_y se adoptă între valorile recomandate pentru regimul de funcționare în postrezonanță, iar pentru factorul de amortizare se apreciază valoarea $2n/p_y=0,2$ [6]. Pentru domeniul de funcționare în postrezonanță se observă că efectul amortizării este nesemnificativ (v. fig. 2) astfel că mărimea A_{0y} , care intervine în expresia (18), se poate determina cu relația aproximativă:

$$A_{0y} = \frac{\omega^2}{|p_y^2 - \omega^2|} = \frac{\left(\frac{\omega}{p_y}\right)^2}{\left|1 - \left(\frac{\omega}{p_y}\right)^2\right|} \quad (23)$$

care se obține din relația (7), neglijând amortizarea.

6. PUTEREA MOTORULUI DE ACȚIONARE A CIURURILOR INERȚIALE

Pentru adoptarea motorului de acționare al generatorului de vibrații este necesar să se cunoască forța perturbatoare pe care acesta trebuie să o dezvolte, puterea de regim și cuplul maxim de pornire al motorului de antrenare. În cazul generatoarelor de vibrații cu mase excentrice, deci cu forță perturbatoare determinată de forța centrifugă de inerție, motorul de antrenare trebuie să fie capabil să dezvolte cuplul necesar demarării (care este mai mare decât cel

Aspecte privind calculul ciururilor vibratoare inerțiale

nominal) atât pentru scoaterea din repaus a maselor dezechilibrate cât și pentru accelerarea acestora până la turația de regim, fără ca el să se încălzească peste limita admisibilă. Pe de altă parte, în regimul staționar de funcționare al ciurului, motorul de acționare trebuie să asigure întreținerea vibrațiilor, compensând disiparea internă de energie și să învingă frecarea din lagăre.

Puterea de regim a motorului de antrenare a generatorului inerțial de vibrații cu mase excentrice în mișcare de rotație are două componente:

- Puterea medie necesară întreținerii mișcării de vibrație a ciurului, care se determină cu relația [6]:

$$N_v = \frac{1}{2} \cdot m_0 \cdot r_0 \cdot \omega^2 \cdot (A_x \cdot \sin \varphi_x + A_y \cdot \sin \varphi_y) \quad (23)$$

unde $\sin \varphi_x$ și $\sin \varphi_y$ se determină cu una din relațiile (8) sau (17).

- Puterea medie necesară învingerii frecărilor în lagărele generatorului de vibrații, care este dată de relația [6]:

$$N_f = \frac{1}{4} \cdot m_0 \cdot d \cdot \omega^3 \cdot f \cdot (2 \cdot r_0 + A_x \cdot \cos \varphi_x + A_y \cdot \cos \varphi_y) \quad (24)$$

în care d este diametrul fusului lagărului; f – coeficientul de frecare din lagăr (pentru lagăre cu rulmenți $f = 0,006$).

În cazul vibrațiilor după traiectorii circulare, deoarece $A_x = A_y = A$ și $\varphi_x = \varphi_y = \varphi$, relațiile (23) și (24) devin:

$$N_v = m_0 \cdot r_0 \cdot \omega^3 \cdot A \cdot \sin \varphi \quad (25)$$

$$N_f = \frac{1}{2} \cdot m_0 \cdot d \cdot \omega^3 \cdot f \cdot (r_0 + A \cdot \cos \varphi) \quad (26)$$

Puterea medie totală necesară acționării generatorului de vibrații este:

$$N = N_v + N_f, \quad (27)$$

iar puterea motorului de acționare:

$$N_{mot} = k \cdot \frac{N_f + N_v}{\eta_{tr}} \quad (28)$$

unde k este coeficientul de rezervă de putere ($k = 1,12 \dots 1,20$); η_{tr} - randamentul mecanic al transmisiei ($\eta_{tr} \approx 0,7$).

Motorul electric trebuie să fie capabil să asigure demararea ciurului într-un interval de timp de maxim 5 s.

Puterea necesară demarării se poate determina cu relația [1]:

$$N_d = \frac{J_{rm} + \frac{J_{me} + J_{cs}}{i^2}}{k_m \cdot t} \cdot \omega^2 \quad W \quad (29)$$

unde J_{rm} este momentul de inerție al rotorului motorului electric, $kg \cdot m^2$; J_{me} - momentul de inerție al maselor excentrice, $kg \cdot m^2$; J_{cs} - momentul de inerție al carcasei sitelor, $kg \cdot m^2$; i -

raportul de transmisie al grupului de acționare, ω - viteza unghiulară a generatorului de vibrații, s^{-1} ; k_m - coeficientul de supraîncărcare la pornire al motorului electric; t - timpul de demarare.

EXEMPLU DE CALCUL

Se consideră un ciur vibrator inerțial la care echipajul mobil (carcasa sitelor, materialul de pe acestea și generatorul de vibrații) are masa de 650 kg.

Caracteristicile materialului supus cernerii și condițiile tehnologice impun ca echipajul mobil al ciurului să realizeze vibrații după traiectorii eliptice cu amplitudinea $A_y = A = 2,5 \text{ mm}$ și pulsația perturbatoare $\omega = 100,55 \text{ s}^{-1}$ ($n = 960 \text{ rot/min}$).

Dimensionarea generatorului inerțial de vibrații cu mase excentrice în mișcare de rotație

Masa excentrică a vibratorului se determină folosind relația:

$$m_0 = m \cdot \frac{A}{r_0 - A} = 650 \cdot \frac{0,0025}{0,120 - 0,0025} = 14,16 \text{ kg}$$

unde s-a considerat că excentricitatea ei are valoarea: $r_0 = 120 \text{ mm} = 0,120 \text{ m}$.

Dacă se consideră că ciurul funcționează în regim de postrezonanță cu $k_\omega = \omega/p_y = 5$, și că factorul de amortizare după direcția verticală are valoarea $2 \cdot n_y/p_y = 0,2$, rezultă valoarea factorului de amplificare:

$$A_{0y} = \frac{\left(\frac{\omega}{p_y}\right)^2}{\left[\left(1 - \frac{\omega^2}{p_y^2}\right)^2 + \left(\frac{2 \cdot n_y}{p_y}\right)^2 \left(\frac{\omega}{p_y}\right)^2\right]^{1/2}} = \frac{5^2}{\left[\left(1 - 5^2\right)^2 + 0,2^2 \cdot 5^2\right]^{1/2}} = 1,04$$

Valoarea masei excentrice se corectează conform relației:

$$m_0 = m \cdot \frac{A_y}{r_0 \cdot A_{0y} - A_y} = 650 \cdot \frac{0,0025}{0,120 \cdot 1,033 - 0,0025} = 14 \text{ kg}$$

Vibratorul va avea două mase excentrice plasate la capetele aceluiași arbore, fiecare având valoarea $m_0/2 = 7 \text{ kg}$.

Constanta elastică axială a sistemului de arcuri

- Pulsația proprie a sistemului elastic arcuri, după direcția verticală (axială):

$$p_y = \frac{\omega}{k_\omega} = \frac{100,55}{5} = 20,11 \text{ s}^{-1},$$

- Constanta elastică a sistemului de arcuri, după direcția verticală (axială):

$$k_y = p_y^2 \cdot m = 20,11^2 \cdot 650 = 2,7 \cdot 10^5 \text{ N/m}.$$

Constanta elastică transversală a sistemului de arcuri

Din considerente tehnologice se adoptă pentru raportul dintre constantele elastice transversală și axială ale sistemului de arcuri, valoarea $k_x/k_y = 0,75$.

- Constanta elastică transversală a sistemului de arcuri are valoarea:

Aspecte privind calculul ciururilor vibratoare inerțiale

$$k_x = 0,75 \cdot k_y = 0,75 \cdot 2,7 \cdot 10^5 = 2,0 \cdot 10^5 \text{ N/m} .$$

Caracteristicile vibrațiilor eliptice ale carcasei ciurului

- Amplitudinea vibrației după direcția verticală (Oy): $A_y = 2,5 \text{ mm}$.
- Pulsăția proprie a sistemului elastic după direcția orizontală:

$$p_x = \sqrt{\frac{k_x}{m}} = \sqrt{\frac{2,0 \cdot 10^5}{650}} = 17,54 \text{ s}^{-1} .$$

- Amplitudinea vibrației după direcția orizontală:

$$A_x = \frac{m_0 \cdot r_0}{m} \cdot \frac{\omega^2}{|p_x^2 - \omega^2|} = \frac{14 \cdot 0,12}{650} \cdot \frac{100,55^2}{|17,54^2 - 100,55^2|} = 0,0027 \text{ m} = 2,7 \text{ mm} .$$

- Mărimea:

$$\sin \varphi_y = \frac{2 \cdot n_y / p_y}{\omega / p_y} \cdot A_{0,y} = \frac{0,2}{5} \cdot 1,04 = 0,0416 .$$

- Unghiul de defazare: $\varphi_y = \arcsin 0,0416 = 2,4^\circ$.
- La același rezultat se ajunge utilizând relația:

$$\varphi_y = \arctg \frac{2 \cdot n_y}{|p_y^2 - \omega^2|} = \arctg \frac{2 \cdot n_y \cdot \omega}{\left|1 - \frac{\omega^2}{p_y^2}\right|} = \arctg \frac{0,2 \cdot 5}{|1 - 5^2|} = 2,4^\circ .$$

- Înclinarea axei traiectoriei eliptice față axa Ox :

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} 2\gamma &= \frac{2 \cdot A_x \cdot A_y \cdot \sin \varphi_y}{A_x^2 - A_y^2} = \frac{2 \cdot 2,7 \cdot 2,5 \cdot 0,0416}{2,7^2 - 2,5^2} = 0,54 . \\ \gamma &= 0,5 \cdot \arctg 0,54 = 0,5 \cdot 28,4^\circ = 14,2^\circ . \end{aligned}$$

Puterea necesară acționării ciurului

Deoarece traiectoriile vibrațiilor ciurului sunt foarte apropiate de traiectoriile circulare ($A_x = 2,7 \text{ mm}$; $A_y = 2,5 \text{ mm}$), pentru determinarea puterii motorului de acționare, în regimul staționar de funcționare al ciurului, se pot utiliza relațiile (25) și (26).

- Puterea necesară întreținerii mișcării de vibrație a ciurului:

$$N_v = m_0 \cdot r_0 \cdot \omega^3 \cdot A \cdot \sin \varphi = 14 \cdot 0,12 \cdot 100,55^3 \cdot 0,0025 \cdot 0,0416 = 178 \text{ W} .$$

- Puterea necesară învingerii frecărilor în lagărele vibratorului:

$$\begin{aligned} N_f &= 0,5 \cdot m_0 \cdot d \cdot \omega^3 \cdot f \cdot (r_0 + A \cdot \cos \varphi) = \\ &= 0,5 \cdot 14 \cdot 0,06 \cdot 100,55^3 \cdot 0,006 \cdot (0,12 + 0,0025 \cdot 0,999) = 314 \text{ W} \end{aligned}$$

unde s-a considerat diametrul fusului lagărului $d = 60 \text{ mm}$.

- Puterea motorului de acționare:

$$N_{mot} = k \cdot \frac{N_v + N_f}{\eta_{tr}} = 1,2 \cdot \frac{178 + 314}{0,70} = 844 \text{ W}$$

unde k este coeficientul de rezervă de putere ($k = 1,12 \dots 1,20$); η_{tr} - randamentul mecanic al transmisiei ($\eta_{tr} \approx 0,7$).

Motorul electric cu această putere trebuie să fie capabil să asigure cuplul de demarare a ciurului într-un interval de timp de redus de timp, fără să supraîncălzească. Pentru siguranță trebuie să se determine puterea necesară demarării, utilizând relația (29).

7. CONCLUZII

Ciururile vibratoare inerțiale funcționează în regim de post rezonanță deoarece în acest domeniu amplitudinea vibrațiilor carcasi sitelor rămâne practic constantă, nefiind influențată nici de amortizarea din sistem (încărcarea sitelor cu materialul supus cernerii) și nici de variația, în anumite limite, a pulsației forței perturbatoare.

Parametrii regimului vibrator, amplitudinea vibrațiilor și pulsația forței perturbatoare, trebuie stabiliți în mod corect, deoarece valorile acestora influențează în mod hotărâtor asupra performanțelor ciurului (de material cernut, eficiența calitatea și precizia cernerii).

Bibliografie

1. Ene, Gh., *Echipamente pentru clasarea și sortarea materialelor solide polidisperse*, Editura Matrix Rom, București, 2005.
2. Ene, Gh., *Aspecte privind calculul morilor vibratoare*, Buletinul IPB, seria Construcții de mașini, tom L, 1988, p. 73-86
3. Ene, Gh., Pavel, C., *Introducere în tehnica izolării vibrațiilor și a zgomotului*, Editura Matrix Rom, București, 2012.
4. Munteanu, M., *Introducere în dinamica mașinilor vibratoare*, Editura Academiei, București, 1986.
5. Ene, Gh., *Design of the Elastic System of the Vibrating Screens*, Revista de Chimie, 60, Nr. 11, 2009, p. 1123-1128.
6. Mihăilescu, Șt., Goran, V., Bratu, P., *Mașini de construcții vol. III*, Editura Tehnică, București, 1986.