

PROIECTAREA MORILOR VIBRATOARE REZEMATE PE ELEMENTE ELASTICE DIN CAUCIUC

DESIGN OF VIBRATORY MILLS WITH RUBBER BEARING SYSTEM

Prof. univ. dr. ing. Gheorghe ENE¹, Prof. gr. I, ing. Marilena DĂNULEȚ²

¹Catedra Echipamente de Proces, Facultatea de Inginerie Mecanică și Mecatronică, Universitatea POLITEHNICA din București, Romania.

e-mail: ghene01@yahoo.com

²Colegiul Tehnic Câpulung Muscel, Romania.

e-mail: gdanulet@yahoo.com

Rezumat: In lucrare se prezintă un studiu privind dinamica morilor vibratoare inerțiale și se stabilesc parametrii regimului vibrator al acestora. Se prezintă, de asemenea, calculele necesare proiectării generatorului de vibrații inerțiale, cu mase excentrice în mișcare de rotație, utilizat pentru excitarea acestor tipuri de mori și sistemului elastic, format din elemente elastice din cauciuc, pentru rezemarea echipajului mobil al morii.

Cuvinte cheie: mori vibratoare, vibrații mecanice, izolare antivibratoare, elemente elastice din cauciuc.

Abstract: This work presents a study on the dynamics of inertial vibrating mills. The parameters of their vibrating regime are established too. The required computations for the design of inertial vibration generators with eccentrically rotating masses (used for the above mentioned type of mills) and of the elastic system (made up from rubber elastic elements required by the bearing devices of the mobile part of the mill).

Keywords: vibratory mills, mechanical vibration, antivibratory isolation, elastic rubber elements

1. GENERALITĂȚI

Morile vibratoare sunt echipamente destinate măcinării fine ($10...5\mu m$) sau foarte fine (sub $5\mu m$) a diferitelor materiale: ciment, argilă, nisip cuarțos etc., măcinarea fină și foarte fină contribuind la îmbunătățirea calității produselor finite [1, 7, 8].

Morile vibratoare inerțiale (fig. 1) sunt cele mai răspândite. Ele constau din tamburul (corpul) 1 care este rezemat pe sistemul de elastic 4. Mecanismul vibrator, format dintr-un arbore pe care se montează masa excentrică 3, este antrenat în mișcare de rotație de către motorul electric 7. Sub acțiunea forței de inerție neechilibrate a masei excentrice, corpul morii capătă o mișcare vibratoare după traiectorii aproape circulare.

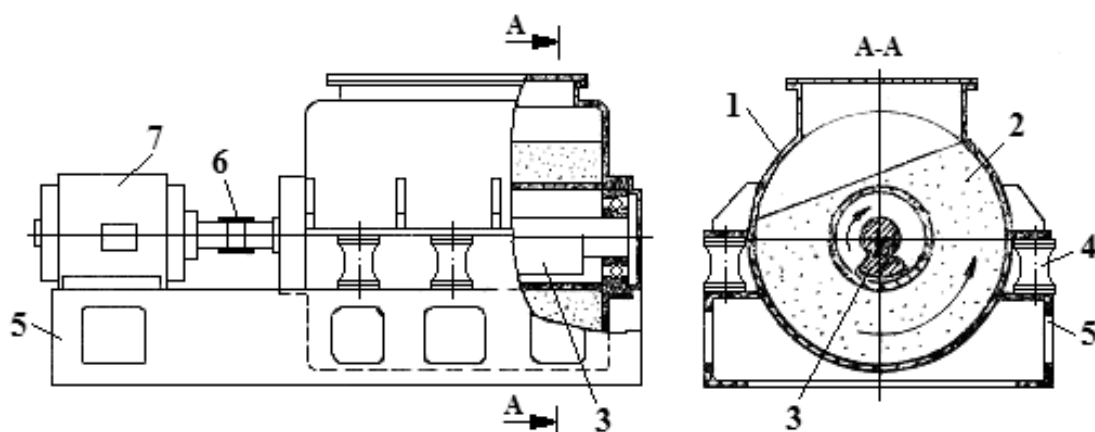


Fig. 1. Moară vibratoare (inertială) cu bile.

1 – tamburul (corpul morii); 2 – încărcătura de măcinare (corpuri de măcinare+materialul supus măcinării); 3 – generatorul de vibrații; 4 - sistemul elastic de rezemare (elemente elastice din cauciuc); 5 – batiu; 6 – cuplaj elastic; 7 – motorul electric pentru acționarea vibratorului.

Vibrațiile corpului morii se transmit umpluturii de măcinare care constă din bile sau cilindri scurți. Sub acțiunea vibrațiilor bilele realizează mișcări complexe care constau din salturi și, totodată, rotații în jurul axelor proprii. Materialul introdus în moară este măcinat datorită șocurilor repetate ale bilelor și frecărilor dintre acestea. Studiul mișcării încărcăturii de măcinare arată că, în cazul vibrațiilor circulare, corpurile de măcinare se mișcă după traiectorii circulare, concentrice, plasate într-un plan perpendicular pe axa arborelui, în sensul contrar sensului de rotație al acestuia.

Morile vibratoare cu bile prezintă multiple avantaje: se pot utiliza atât pentru măcinarea materialelor moi, cât și a celor dure, se poate obține o finețe de măcinare ridicată și o bună omogenizare a produsului obținut prin măcinare (în cazul în care în moară sunt supuse măcinării, în același timp, mai multe materiale), grad ridicat de utilizare al volumului morii.

Dezavantajele acestui tip de moară: debit redus, eficiență ridicată a morii numai pentru anumite mărimi ale granulelor materialului alimentat.

Morile vibratoare cu bile pot să funcționeze uscat sau umed. La măcinarea uscată se pot obține produse ale măcinării de $5...10 \mu m$, iar la măcinarea umedă se poate atinge o finețe de măcinare mult mai ridicată [1, 7, 8]. Măcinarea se poate realiza continuu sau pe șarje. În primul caz, moara poate lucra în circuit deschis sau circuit închis.

Construcțiile cele mai uzuale de mori vibratoare au un singur corp (tambur cilindric), sunt însă și construcții de mori vibratoare cu două sau patru tambure plasate simetric în jurul mecanismului vibrator, lucrând în serie sau în paralel.

Regimul vibrator de funcționare a morii (amplitudinea și frecvența vibrațiilor) se stabilește astfel încât accelerația corpurilor de măcinare să fie $(6...8) \cdot g$ (g fiind accelerația gravitației). De obicei, se adoptă o valoare ridicată a frecvenței (turație ridicată a arborelui mecanismului vibrator), pentru a mări numărul șocurilor bilelor încărcăturii de măcinare. Turația arborelui generatorului de vibrații este în general de 1500 rot/min , sunt însă și construcții care utilizează turații de 3000 rot/min . Utilizarea frecvențelor ridicate se caracterizează prin dezvoltarea unei cantități ridicate de căldură în încărcătura de măcinare (aproximativ $100...120^{\circ}C$), care face posibilă și măcinarea materialelor umede (cu umiditate mai mare de 5 %) [7]. Amplitudinea vibrațiilor morii este în general redusă $2,0...4,0 \text{ mm}$. O amplitudine mai mare (aproximativ 10 mm) este indicată numai în cazul în care materialul alimentat în moară are o granulație relativ mare (aproximativ 30 mm) și trebuie măcinat până

la o granulație nu prea fină (mai mare de $100 \mu m$) [7]. Volumul uzual al morilor vibratoare este de $0,2...1,0 m^3$. El este umplut în proporție de $75...85 \%$ cu corpuri de măcinare și materialul supus măcinării.

Corpurile de măcinare utilizate sunt bile sau cilindri scurți cu diametrul de $8...18 mm$, pentru a căror construcție se utilizează oțel pentru rulmenți ($HRC=60...64$). În cazul în care produsul măcinat nu trebuie impurificat cu metal se utilizează bile din porțelan sau silex. În general, diametrul bilelor se adoptă în funcție de natura materialului supus măcinării (aptitudinea de măcinare a acestuia), de granulația materialului alimentat și de finețea de măcinare cerută.

Dimensiunile granulelor materialului alimentat sunt limitate la $(1/5 \dots 1/6) \cdot d$, unde d este diametrul bilelor utilizate drept corpuri de măcinare. Eficiența morilor vibratoare este cu atât mai mare, cu cât materialul alimentat este mai fin, de aceea se recomandă, pentru ca finețea de măcinare să fie ridicată, ca granulația materialului alimentat să nu depășească $2 mm$ [3, 7].

2. ELEMENTE PRIVIND CALCULUL MORILOR VIBRATOARE [1, 4, 5]

Vibrațiile tamburului morii

Modelul mecanic al morii vibratoare inerțiale este prezentat în figura 2.

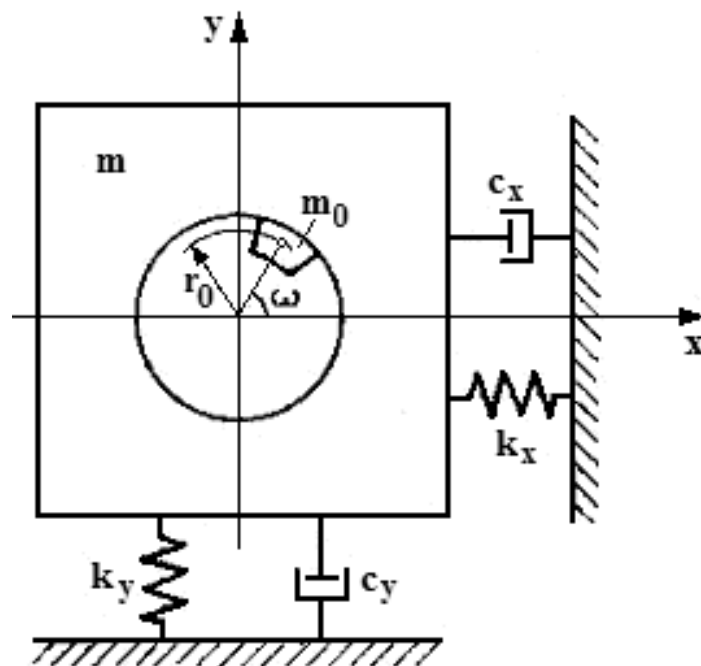


Fig. 2. Modelul mecanic al morii vibratoare

Utilizând acest model mecanic, ecuațiile diferențiale ale mișcării morii vibratoare sunt (v. fig. 2) [1, 5]:

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

în care m este masa sistemului oscilant al morii (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 aceluiași 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 mașinii, 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).

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:

$$A_x = \frac{m_0 \cdot r_0}{m} \cdot A_{0x},$$

$$A_y = \frac{m_0 \cdot r_0}{m} \cdot A_{0y},$$
(7)

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

$$\operatorname{tg} \varphi_x = \frac{\frac{2 \cdot n_x \cdot \omega}{p_x} \cdot \frac{\omega}{p_x}}{1 - \frac{\omega^2}{p_x^2}} = \frac{\frac{2 \cdot n_x}{p_x}}{\frac{\omega}{p_x}} \cdot A_{0x}; \quad \operatorname{tg} \varphi_y = \frac{\frac{2 \cdot n_y \cdot \omega}{p_y} \cdot \frac{\omega}{p_y}}{1 - \frac{\omega^2}{p_y^2}} = \frac{\frac{2 \cdot n_y}{p_y}}{\frac{\omega}{p_y}} \cdot A_{0y}$$
(8)

Expresiile factorilor de amplificare sunt:

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

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

În relațiile (8) și (9) mărimea $\zeta = n/p$ reprezintă factorul de amortizare (fracțiunea de amortizare critică) definit ca fiind raportul dintre coeficientul de amortizare c și coeficientul de amortizare critic c_{cr} :

$$\zeta = \frac{n}{p} = \frac{c}{c_{cr}} = \frac{c}{2 \cdot \sqrt{k \cdot m}}.$$
(10)

în care:

$$c_{cr} = 2 \cdot m \cdot p = 2 \cdot \sqrt{k \cdot m} = 4 \cdot \pi \cdot m \cdot f_p$$
(11)

(f_p – frecvența proprie).

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

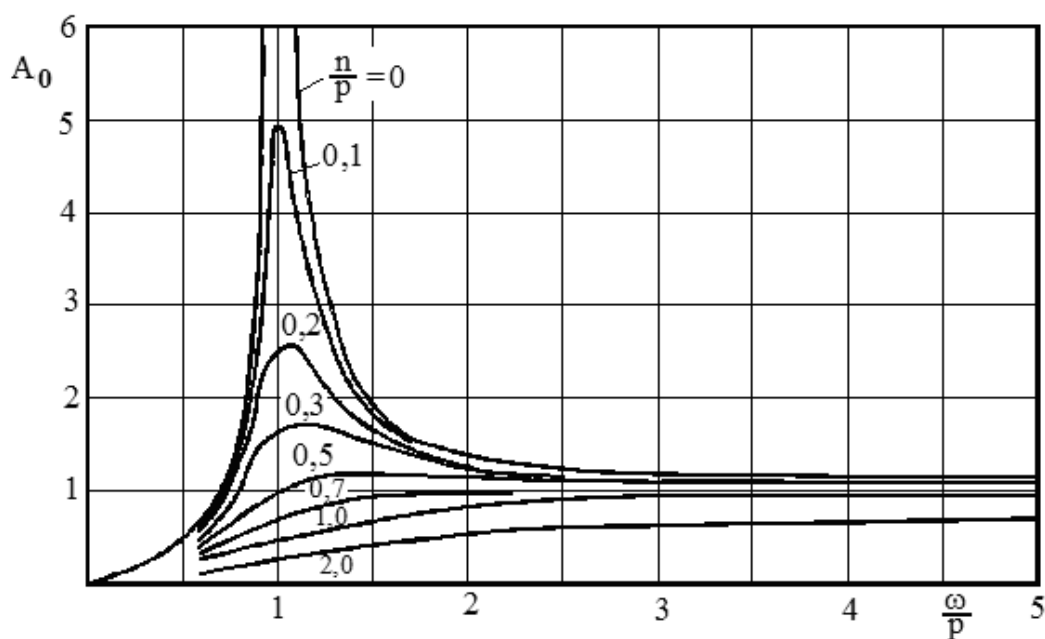


Fig. 3. Curbele de variație ale factorului de amplificare în funcție de factorul de amortizare (n/p) și de raportul pulsațiilor (ω/p).

Pentru a putea aprecia mărimea factorului de amortizare se prezintă valori ale acestuia valabile în cazul ciurilor vibratoare [2, 9]:

- $\zeta = n/p = 0,008 \dots 0,02$, pentru ciurile care funcționează în gol sau cu straturi subțiri de material pe sită;
- $\zeta = n/p = 0,02 \dots 0,2$, pentru ciurile care funcționează cu straturi groase de material pe sită (limita superioară pentru straturi groase și cu permeabilitate redusă).

Morile vibratoare, ca de altfel și alte mașini vibratoare (ciuri, de exemplu), funcționează în regim staționar în postrezonanță ($\omega \gg p$) trecând, în cadrul regimului tranzitoriu (pornire și oprire), prin rezonanță (pulsațiile de rezonanță determinându-se cu relațiile (5)).

Din figura 3 se observă că pentru $\omega/p > 3$ amplitudinea vibrațiilor este practic constantă, atât de amortizarea sistemului (încărcarea mașinii) cât și de variația forței perturbatoare (produsă de modificarea, între anumite limite, a turației generatorului de vibrații) având o influență neînsemnată asupra acesteia.

Domeniul de funcționare în regim de postrezonanță caracteristic acestor mașini este definit de valorile $\omega/p = 3 \dots 10$. Creșterea pulsației forței perturbatoare peste anumite limite ($\omega > 10 \cdot p$) 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 tamburului morii.

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

$$A'_x = \frac{m_0 \cdot r_0}{m} \cdot \frac{\left(\frac{\omega}{p_x}\right)^2}{\left|1 - \left(\frac{\omega}{p_x}\right)^2\right|}; \quad A'_y = \frac{m_0 \cdot r_0}{m} \cdot \frac{\left(\frac{\omega}{p_y}\right)^2}{\left|1 - \left(\frac{\omega}{p_y}\right)^2\right|}, \quad (12)$$

iar fazele inițiale au valorile:

$$\varphi_x = \pi; \quad \varphi_y = \pi. \quad (13)$$

Utilizând relațiile (12), atunci când sunt cunoscute celelalte mărimi (masa și amplitudinile corpului morii, momentul static al maselor neechilibrate ale generatorului de vibrații), iar amortizarea din sistem lipsește sau este neglijabilă, se pot determina pulsațiile proprii ale morii vibratoare:

$$p_x = \omega \cdot \sqrt{1 - \frac{1}{A_x} \cdot \frac{r_0 \cdot m_0}{m}}; \quad p_y = \omega \cdot \sqrt{1 - \frac{1}{A_y} \cdot \frac{r_0 \cdot m_0}{m}} \quad (14)$$

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

$$\frac{x^2}{A_x'^2} + \frac{y^2}{A_y'^2} = 1. \quad (15)$$

Rezultă că tamburul morii realizează, în planul secțiunii transversale, o mișcare de translație eliptică, toate punctele mișcându-se pe elipse identice de semiaxe A'_x și A'_y (fig. 4). Pentru regimul de funcționare în postrezonanță ($p_x < \omega$, $p_y < \omega$) punctele tamburului se mișcă pe traiectoriile eliptice în sensul rotației masei excentrice a vibratorului. Atunci când constantele elastice după ambele direcții sunt egale (adică atunci când $p_x = p_y < \omega$) punctele tamburului se mișcă pe traiectorii circulare în sensul rotației masei excentrice a generatorului de vibrații.

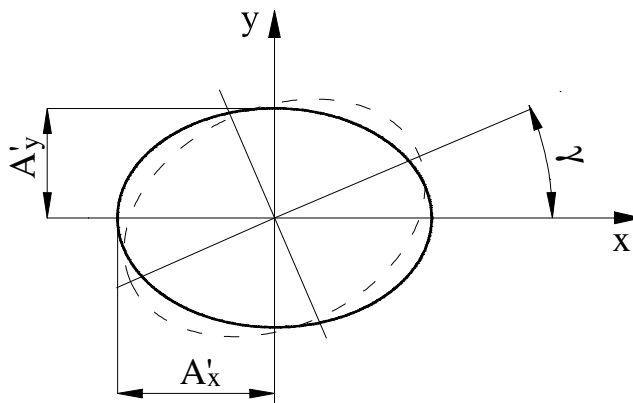


Fig. 4. Traiectoria mișcării vibratoare

În cazul general, când se ține seama de rezistențele din sistem ($c_x \neq 0, c_y \neq 0$), tamburul 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. 4). Mărimea 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 [4, 9]:

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

Atunci când $|\varphi_y - \varphi_x| < \pi/2$, punctele tamburului se mișcă pe traiectorii în sensul de rotație al masei excentrice. În cazul când $A_x = A_y$ și $\varphi_y = \varphi_x$, punctele tamburului se mișcă după traiectorii circulare în sensul de rotire al masei neechilibrate. Condiția necesară și suficientă în acest caz este ca $c_x = c_y$ și $k_x = k_y$.

Stabilirea parametrilor regimului vibrator al tamburului morii

Efectul de măcinare al morii vibratoare este cu atât mai mare cu cât șocurile corpurilor de măcinare (bilelor) asupra materialului vor fi mai puternice și mai numeroase. Șocurile sunt cu atât mai mari cu cât masa individuală a corpului de măcinare este mai mare și cu cât înălțimea saltului realizat de acestea este mai mare.

Trebuie realizate însă anumite corelații, deoarece o masă mai mare a bilei implică un diametru mai mare al acesteia, deci un număr mai redus de bile pe unitatea de volum și, prin urmare, un număr mai mic de șocuri. De asemenea, o înălțime mare a saltului presupune un timp mare de realizare a saltului (care reprezintă un multiplu al perioadei vibrației) și, prin urmare, o reducere a numărului de șocuri.

În fine, numărul de șocuri depinde de pulsația forței perturbatoare (de turația vibratorului). De exemplu, pentru o moară în care se utilizează bile cu diametrul de 12 mm , iar vibratorul are o turație de 3000 rot/min ($\omega \approx 314 \text{ s}^{-1}$), numărul șocurilor produse într-un minut de bilele conținute într-un volum de 1 m^3 este de $2 \cdot 10^9$ [8].

Saltul bilei se realizează atunci când valoarea accelerației tamburului după direcția verticală depășește valoarea accelerației gravitației, adică atunci când coeficientul de aruncare C îndeplinește condiția [1, 2, 3, 4]:

$$C = \frac{A_y \cdot \omega^2}{g} > 1. \quad (17)$$

Pentru valoarea $C = \sqrt{1 + \pi^2} = 3,296$ se atinge “rezonanța statistică”, adică durata saltului bilei este egală cu perioada unei oscilații a tamburului [2]. În această situație numărul de șocuri este maxim însă înălțimea saltului bilelor este mică și, prin urmare, efectul de măcinare este redus.

Lucrarea [7] recomandă pentru coeficientul de aruncare valorile $C=6...8$ (adică accelerațiile tamburului sunt de $(6...8) \cdot g$, g fiind accelerația gravitației). Expresia (17) arată că valoarea amplitudinii trebuie corelată cu valoarea pulsației forței perturbatoare. La morile existente în funcțiune, amplitudinea are valorile $A=2...3 \text{ mm}$ pentru turația vibratorului de 3000 rot/min ($\omega \approx 314 \text{ s}^{-1}$) și $A=3...4 \text{ mm}$ pentru turația de 1500 rot/min ($\omega \approx 157 \text{ s}^{-1}$). În

aceste condiții rezultă valori ale coeficientului de aruncare C mai ridicate decât cele recomandate de lucrarea [7].

De obicei, valoarea cea mai utilizată pentru turația generatorului de vibrații este $n = 1500 \text{ rot/min}$. S-a constatat că la o turație de 1000 rot/min timpul necesar măcinării pentru a se obține o anumită finețe a produsului este de 2,25 ori mai mare decât la turația de 1500 rot/min [8]. De asemenea, turația de 3000 rot/min necesită generatoare de vibrații de o construcție mai pretențioasă (cu lagăre pentru turații ridicate și cu răcire pentru evacuarea căldurii produse prin frecarea dintre masele excentrice, cu turație ridicată, și aerul din interiorul tubului vibratorului).

Înălțimea saltului corpurilor de măcinare poate fi determinată scriind legea conservării energiei pentru o bilă [1, 4]:

$$\frac{m_b \cdot (A_y \cdot \omega)^2}{2} = m_b \cdot g \cdot H, \quad (18)$$

în care m_b este masa bilei; H – înălțimea saltului acesteia.

Din relația (17) rezultă:

$$H = \frac{A_y^2 \cdot \omega^2}{2 \cdot g} = \frac{A_y}{2} \cdot \frac{A_y \cdot \omega^2}{g} = \frac{A_y}{2} \cdot C. \quad (19)$$

Se observă că înălțimea saltului este funcție de amplitudinea vibrației și de frecvența forței perturbatoare.

Dimensionarea generatorului de vibrații și a elementelor sistemului elastic de rezemare

Mărimile care se cunosc la proiectarea unei mori vibratoare sunt:

- masa m a părții vibratoare (tambur + încărcătura de măcinare (corpurile de măcinare și materialul supus măcinării) + generatorul de vibrații);
- amplitudinea A a vibrației și /sau pulsația de antrenare ω ;
- domeniul staționar de funcționare (postrezonanță).

Dimensionarea generatorului de vibrații

Pentru domeniul de funcționare în postrezonanță, când influența amortizărilor în sistem asupra amplitudinii vibrațiilor se pot neglija, utilizând relația (12) se poate determina momentul static al masei neechilibrate a generatorului de vibrații:

$$m_0 \cdot r_0 = A \cdot m \cdot \frac{\left| 1 - \left(\frac{\omega}{p_x} \right)^2 \right|}{\left(\frac{\omega}{p_x} \right)^2}. \quad (20)$$

Cunoscând mărimea momentului static și adoptând constructiv excentricitatea r_0 se poate determina masei neechilibrate:

$$m_0 = \frac{m_0 \cdot r_0}{r_0}. \quad (21)$$

Calculul rezemării elastice a tamburului morii

Constanta elastică a sistemului elastic de rezemare, după direcția verticală se calculează cu relația:

$$k_y = p_y^2 \cdot m \quad (22)$$

în care pulsația proprie se determină din valoarea adoptată a raportului ω/p .

Pentru rezemarea tamburului morii se utilizează elemente elastice din cauciuc de formă cilindrică, cu secțiune transversală plină, plasate în două șiruri de o parte și de alta a tamburului.

Pentru ca funcționarea morii să fie liniștită este necesar ca planul în care sunt plasate legăturile dintre elementele elastice de cauciuc și tambur să conțină axa de rotație a vibratorului (care, la rândul său, este plasat în centrul de masă al sistemului). În acest mod se elimină momentul de răsturnare care acționează asupra sistemului vibrator (tamburului) [10].

Rigiditatea unui singur element de cauciuc sollicitat la compresiune se determină cu relația:

$$k_{x1} = \frac{k_x}{s} \quad (23)$$

în care s este numărul elementelor elastice de cauciuc montate în paralel.

Calculul elementelor elastice din cauciuc se realizează în ipoteza, confirmată experimental, că deformațiile acestora fiind mici relația dintre tensiuni și deformații este liniară.

Caracteristicile mecanice ale cauciucului care intervin în calcul sunt: modulul de elasticitate longitudinal și transversal, rezistența admisibilă la compresiune și forfecare, deformațiile specifice admisibile și coeficientul de multiplicare dinamic.

Modulul de elasticitate longitudinal depinde de tipul sollicitării (statică sau dinamică), duritatea cauciucului (exprimată în grade de duritate Shore, pe scara A) și coeficientul de formă (raportul dintre aria de încărcare la compresiune și aria liberă (laterală)) al elementului elastic. Modulul de elasticitate transversal depinde numai de duritatea cauciucului. Deoarece cauciucul se comportă diferit la sollicitarea în regim static față de sollicitarea în regim dinamic, modulul de elasticitate are valori diferite pentru cele două regimuri de sollicitare. Se ține seama de acest lucru introducând în calcul coeficient de multiplicare dinamic $\varphi_d = E_{din}/E_{st} = G_{din}/G_{st}$ ale cărui valori depind de duritatea cauciucului.

Rezistența admisibilă, în cazul cauciucului, este valoarea tensiunii la depășirea căreia apar amorse de rupere fie în interiorul elementului elastic, fie la suprafața acestuia, durabilitatea (durata de serviciu) lui reducându-se mult. Rezistențele admisibile ale cauciucului sunt determinate prin încercări în regim dinamic.

Pentru ca durabilitatea elementelor din cauciuc să fie ridicată ele trebuie să lucreze în domeniul elastic de aceea, pe lângă condiția rezistenței admisibile, trebuie îndeplinită și condiția ca deformația specifică să nu depășească valorile admisibile.

Cauciucul are capacitate mare de amortizare, elementele elastice din cauciuc disipând o mare parte din energia vibrațiilor. Acest lucru se exprimă prin factorul de pierdere internă a energiei δ a cărui valoare este în funcție de duritatea cauciucului.

Elementele elastice din cauciuc au diferite forme constructive, în funcție de destinația și rolul lor funcțional. De regulă, ele sunt prevăzute, pentru prinderea lor, cu armături metalice fixate prin vulcanizare.

Proiectarea morilor vibratoare rezemate pe elemente elastice din cauciuc

Pentru calcul se utilizează relațiile cunoscute pentru solicitările simple, în care intervin anumiți coeficienți de corecție care țin seama de proprietățile cauciucului și de legătura dintre cauciuc și armătura metalică.

În cele ce urmează se prezintă calculul de dimensionare și de verificare pentru elemente de formă cilindrică, cu secțiunea transversală plină, utilizate pentru rezemarea elastică a morilor vibratoare.

Aceste elemente elastice se caracterizează prin coeficientului de formă definit de relația:

$$\Phi = \frac{S}{S_l} = \frac{\pi \cdot d^2 / 4}{\pi \cdot d \cdot h_0} = \frac{d}{4 \cdot h_0} \quad (24)$$

unde d este diametrul secțiunii transversale al elementului; h_0 – înălțimea acestuia.

Dimensionarea la solicitarea de compresiune a elementului cilindric de cauciuc, cu secțiunea transversală plină, se face cu relațiile [5]:

$$d = \frac{k_{xl}}{\pi \cdot E_{st} \cdot \left(\frac{2}{3} \Phi + 2 \cdot \Phi^3 \right)^2}; \quad (26)$$

$$h_0 = \frac{d}{4 \cdot \Phi}, \quad (27)$$

unde k_{xl} este rigiditatea unui singur element de cauciuc solicitat la compresiune; E_{st} – modulul de elasticitate longitudinal pentru solicitarea statică; Φ - coeficientul de formă (care poate avea valori $\Phi = 0,25 \dots 1,0$).

După determinarea dimensiunilor elementului elastic se fac verificările la rezistență admisibilă și la deformație admisibilă.

Se verifică rezistența la compresiune a elementului de cauciuc, folosind relația:

$$\sigma = \frac{m \cdot g}{S} \cdot \frac{1}{s} = \frac{m \cdot g}{\pi \cdot d^2} \cdot \frac{1}{s} \leq \sigma_a^{din} \quad (28)$$

unde m este masa totală a tamburului morii ; S – aria secțiunii transversale a elementului de cauciuc ; s – numărul elementelor elastice (legate în paralel) ale rezemării tamburului ; σ_a^{din} - rezistența admisibilă la compresiune în regim dinamic de lungă durată.

Se verifică elementul de cauciuc la deformația maximă, cu relația [5]:

$$x_{din} = \frac{P_1}{\pi \cdot d \cdot \varphi_d \cdot E_{st} \cdot \left(\frac{2}{3} \Phi + 2 \cdot \Phi^3 \right)} \leq \varepsilon_a^{din} \cdot h_0 \quad (29)$$

$P_1 = \frac{m \cdot g}{s}$ este forța de compresiune preluată de fiecare dintre elementele elastice ale rezemării; φ_d - coeficientul de amplificare dinamică; E_{st} – modulul de elasticitate

longitudinal pentru solicitarea statică; $\varepsilon_a^{din} \cdot h_0$ deformația admisibilă în regim dinamic (ε_a^{din} - deformația specifică admisibilă în regim dinamic)

Se verifică elementul de cauciuc la solicitarea de forfecare utilizând relația:

$$\tau_{ef} = \frac{F_{cap}^{din}}{S} \leq \tau_a^{din} \quad (30)$$

unde F_{cap}^{din} este forța capabilă pe care elementul elastic o poate prelua în regim dinamic;

$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$ - aria secțiunii transversale a elementului de cauciuc; τ_a^{din} - tensiunea admisibilă de forfecare în regim dinamic.

Forța capabilă se determină cu relația [5]:

$$F_{cap}^{din} = \varphi_d \cdot G_{st} \cdot S \cdot \frac{y_{max}}{h_0} \quad (30')$$

în care G_{st} este modulul de elasticitate transversal în regim static de solicitare; $y_{max} = h_0 \cdot (tg \gamma)_a$ - lunecarea radială (laterală) maximă; $(tg \gamma)_a = \varepsilon_{fa}$ - lunecarea specifică admisibilă.

Transmisibilitatea vibrațiilor

În cazul rezemărilor elastice care utilizează elemente din cauciuc, transmisibilitatea vibrațiilor se determină cu relația [3, 5, 6, 9]:

$$T = \frac{F_T}{F_0} = \frac{\sqrt{1 + 4 \cdot \left(\frac{n}{p}\right)^2 \cdot \left(\frac{\omega}{p}\right)^2}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{p}\right)^2\right]^2 + 4 \cdot \left(\frac{n}{p}\right)^2 \cdot \left(\frac{\omega}{p}\right)^2}} \quad (31)$$

în care n/p este factorul de amortizare; ω/p – raportul dintre pulsația forței perturbatoare (viteza unghiulară a generatorului de vibrații) și pulsația proprie a sistemului vibrator.

Gradul de izolare a vibrațiilor este determinat de relația [6]:

$$I = (1 - T) \cdot 100. \quad (32)$$

Forța dinamică transmisă fundației morii se determină cu relația:

$$F_T = F_0 \cdot T = m_0 \cdot r_0 \cdot \omega^2 \cdot T \quad (33)$$

unde F_0 este forța perturbatoare produsă de generatorul de vibrații.

Determinarea puterii necesare acționării generatorului de vibrații

Puterea necesară acționării morii trebuie să învingă o serie de rezistențe: inerția echipajului mobil (oscilant) la punerea în funcțiune a morii, întreținerea vibrațiilor forțate, frecarea din lagărele generatorului de vibrații, frecarea din sistemul elastic de rezemare al echipajului mobil (oscilant), frecarea dintre masa excentrică rotitoare și aerul din carcasa tubulară a generatorului de vibrații (efectul de ventilare al aerului) etc. Puterea motorului de acționare poate fi determinată cu relația [1, 7]:

$$N = 0,6 \cdot m_i \cdot A^2 \cdot \omega^3 \quad W \quad (34)$$

unde $m_i = m_b + m_m$ este masa încărcăturii de măcinare (m_b – masa bilelor, m_m – masa materialului supus măcinării), kg , A – amplitudinea vibrațiilor echipajului mobil, m , ω - viteza unghiulară a generatorului de vibrații, s^{-1} .

Relația (34) ține seama de învingerea tuturor rezistențelor amintite.

Puterea medie necesară întreținerii vibrațiilor este dată de relația

$$N_v = \frac{1}{2} \cdot m_0 \cdot r_0 \cdot \omega^3 \cdot (A_x \cdot \sin \varphi_x + A_y \cdot \sin \varphi_y), \quad (35)$$

unde $\sin \varphi_x$ și $\sin \varphi_y$ se calculează cu expresiile:

$$\sin \varphi_x = \frac{\frac{2 \cdot n_x \cdot \omega}{p_x} \cdot \frac{p_x}{p_x}}{1 - \left(\frac{\omega}{p_x}\right)^2} = \frac{2 \cdot n_x}{\frac{\omega}{p_x}} \cdot A_{0x}; \quad \sin \varphi_y = \frac{\frac{2 \cdot n_y \cdot \omega}{p_y} \cdot \frac{p_y}{p_y}}{1 - \left(\frac{\omega}{p_y}\right)^2} = \frac{2 \cdot n_y}{\frac{\omega}{p_y}} \cdot A_{0y} \quad (36)$$

Puterea medie necesară învingerii frecărilor din lagărele vibratorului are expresia [2, 4]:

$$N_f = \frac{1}{4} \cdot m_0 \cdot d \cdot \omega^3 \cdot \mu \cdot (2 \cdot r_0 + A_x \cdot \cos \varphi_x + A_y \cdot \cos \varphi_y), \quad (37)$$

unde d este diametrul fusului ; μ - coeficientul de frecare din lagăre.

În cazul vibrațiilor după traiectorii circulare, deoarece $A_x = A_y = A$ și $\varphi_x = \varphi_y = \varphi$, relațiile (35) și (37) devin:

$$N_v = m_0 \cdot r_0 \cdot \omega^3 \cdot A \cdot \sin \varphi, \quad (38)$$

$$N_f = \frac{1}{2} \cdot m_0 \cdot d \cdot \omega^3 \cdot \mu \cdot (r_0 + A \cos \varphi). \quad (39)$$

Exemplu de calcul

Se consideră o moară vibratoare cu bile cu următoarele caracteristici:

- capacitatea tamburului: $V = 0,2 \text{ m}^3$;
- masa totală a părții vibratoare (inclusiv încărcătura de măcinare și generatorul de vibrații): $m = 1200 \text{ kg}$;
- masa părții vibratoare a morii fără încărcătura de măcinare: $m_t = 380 \text{ kg}$;
- masa încărcăturii de măcinare, formată din corpurile de măcinare (bile) și materialul supus măcinării: $m_i = 820 \text{ kg}$ (masa bilelor $m_b = 740 \text{ kg}$, masa materialului supus măcinării $m_m = 80 \text{ kg}$).

Se utilizează elemente elastice din cauciuc cu duritatea de 45°Sh A .

Caracteristicile mecanice ale cauciucului cu această duritate sunt prezentate în tabelul 1.

Tabelul 1.**Caracteristicile mecanice ale cu duritatea de 45°Sh A [5].**

Caracteristica	Valoarea
Coefficientul de amplificare dinamic	$\varphi_d = 1,15$
Modulul de elasticitate longitudinală static (pentru coeficientul de formă $\Phi = 0,25$)	$E_{st} = 2,0 \text{ MN/m}^2$
Rezistența admisibilă la compresiune (pentru $\Phi = 0,25$ și regim dinamic de lungă durată)	$\sigma_a^{din} = 0,27 \text{ MN/m}^2$
Deformația specifică admisibilă la compresiune (pentru regimul dinamic de lungă durată)	$\varepsilon_a = 0,10$
Modulul de elasticitate transversală static	$G_{st} = 0,54 \text{ MN/m}^2$
Rezistența admisibilă la forfecare (pentru regimul dinamic de lungă durată)	$\tau_a^{din} = 0,17 \text{ MN/m}^2$
Deformația (lunecarea) specifică admisibilă la forfecare (pentru regimul dinamic de lungă durată)	$(tg \gamma)_a = \varepsilon_{fa} = 0,15$

a. Parametrii regimului vibrator al morii

- se adoptă turația generatorului de vibrații: $n = 1500 \text{ rot/min}$ ($\omega = 157 \text{ s}^{-1}$);
- se adoptă pentru coeficientul de aruncare valoarea: $C = 7,5$;
- amplitudinea vibrațiilor (relația (17)):

$$C = \frac{A_y \cdot \omega^2}{g} = \frac{0,003 \cdot 157^2}{9,81} = 7,5 \text{ A} = \frac{C \cdot g}{\omega^2} = \frac{7,5 \cdot 9,81}{157^2} = 0,003 \text{ m} = 3 \text{ mm};$$

- se adoptă regim de funcționare în postrezonanță a morii vibratoare: $\omega/p = 5$;
- pulsația proprie a sistemului, după direcția verticală:

$$p = \frac{\omega}{5} = \frac{157}{5} = 31,4 \text{ s}^{-1}.$$

b. Dimensionarea generatorului de vibrații

- momentul static al masei neechilibrate a generatorului de vibrații (regim de funcționare în postrezonanță a morii vibratoare) (relația (12)):

$$m_0 \cdot r_0 = A \cdot m \cdot \frac{\left| 1 - \left(\frac{\omega}{p_x} \right)^2 \right|}{\left(\frac{\omega}{p_x} \right)^2} = 0,003 \cdot 1200 \cdot \frac{|1 - 5^2|}{5^2} = 3,35 \text{ kg} \cdot \text{m} ;$$

- se adoptă excentricitatea masei neechilibrate: $r_0 = 0,10 \text{ m} = 100 \text{ mm}$;
- rezultă valoarea masei neechilibrate:

$$m_0 = \frac{m_0 \cdot r_0}{r_0} = \frac{3,35}{0,1} = 33,5 \text{ kg} .$$

c. Calculul rezemării elastice a tamburului morii

- constanta elastică a sistemului elastic de rezemare, după direcția verticală:

$$k_y = p_y^2 \cdot m = 31,4^2 \cdot 1200 = 1,2 \cdot 10^6 \text{ N/m} ;$$

- se adoptă numărul elementelor elastice de cauciuc montate în paralel: $s = 8 \text{ bucăți}$;
- se calculează rigiditatea unui singur element de cauciuc sollicitat la compresiune:

$$k_{x1} = \frac{k_x}{s} = \frac{1,2 \cdot 10^6}{8} = 1,5 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}} ;$$

- se adoptă, pentru elementele elastice, cauciuc cu duritatea: 45^0 Sh A ;
- se adoptă, pentru coeficientul de formă al elementului de cauciuc, valoarea: $\Phi = 0,25$;
- rezultă, din tabelul 1, modulul de elasticitate static al cauciucului: $E_{st} = 2,0 \text{ MN/m}^2$;
- se determină diametrul elementului din cauciuc, de formă cilindrică cu secțiunea transversală plină (relația (26)):

$$d = \frac{k_{x1}}{\pi \cdot E_{st} \cdot \left(\frac{2}{3} \Phi + 2 \cdot \Phi^3 \right)^2} = \frac{1,5 \cdot 10^5}{\pi \cdot 2,0 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{2}{3} \cdot 0,25 + 2 \cdot 0,25^3 \right)^2} = 0,12 \text{ m} ;$$

- se adoptă: $d = 120 \text{ mm}$;
- se determină înălțimea elementului:

$$h_0 = \frac{d}{4 \cdot \Phi} = \frac{0,12}{4 \cdot 0,25} = 0,12 \text{ m} ;$$

- se verifică rezistență la compresiune a elementului de cauciuc:

$$\sigma = \frac{m \cdot g}{\pi \cdot d^2} \cdot \frac{1}{s} = \frac{1200 \cdot 9,81}{\pi \cdot 0,12^2} \cdot \frac{1}{8} = 0,13 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 0,13 \frac{\text{MN}}{\text{m}^2} ;$$

- pentru regim dinamic de lungă durată rezultă, din tabelul 1:

$$\sigma_a^{din} = 0,27 \text{ MN/m}^2 ,$$

- condiția de rezistență la compresiune a elementului este verificată:

$$\sigma = 0,13 \text{ MN/m}^2 < \sigma_a^{din} = 0,27 \text{ MN/m}^2 ;$$

- se verifică elementul de cauciuc la deformația maximă (relația (29)):

$$x_{din} = \frac{P_1}{\pi \cdot d \cdot \varphi_d \cdot E_{st} \cdot \left(\frac{2}{3} \Phi + 2 \cdot \Phi^3 \right)} \leq \varepsilon_a^{din} \cdot h_0$$

unde:

$$P_1 = \frac{m \cdot g}{s} = \frac{1200 \cdot 9,81}{8} \approx 1471,5 \text{ N},$$

coeficientul de amplificare dinamică are valoarea $\varphi_d = 1,15$ (din tabelul 1, pentru duritatea cauciucului de 45⁰Sh A), iar deformația specifică admisibilă, valoarea (v. tabelul 1): $\varepsilon_a = 10\% = 0,10$;

- rezultă:

$$x_{din} = \frac{1471,5}{\pi \cdot 0,12 \cdot 1,15 \cdot 2,0 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{2}{3} \cdot 0,25 + 2 \cdot 0,25^3 \right)} = 8,57 \cdot 10^{-3} < 0,10 \cdot 0,12 = 12 \cdot 10^{-3}$$

- condiția de verificare la deformația maximă a elementului de cauciuc este îndeplinită;

- se verifică elementul de cauciuc la solicitarea de forfecare:

- Se adoptă valoarea $G_{st} = 0,54 \text{ MN/m}^2$ (tabelul 1, pentru duritatea cauciucului de 45⁰Sh A);

- Se adoptă $(tg\gamma)_a = \varepsilon_{fa} = 0,15$ (tabelul 1, pentru solicitarea dinamică de lungă durată și duritatea cauciucului 45⁰Sh A);

- Se calculează aria secțiunii transversale a elementului:

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,12^2}{4} = 0,011 \text{ m}^2;$$

- Se calculează: $y_{max} = h_0 \cdot (tg\gamma)_a = 0,12 \cdot 0,15 = 0,018 \text{ m}$;

- Se adoptă: $\varphi_d = 1,15$ (tabelul 1, pentru duritatea cauciucului 45⁰Sh A);

- Se adoptă: $\tau_a^{din} = 0,17 \text{ MN/m}^2$ (tabelul 1, pentru solicitarea dinamică de lungă durată și duritatea cauciucului de 45⁰Sh A);

- Se calculează forța capabilă în regim dinamic:

$$F_{cap}^{din} = \varphi_d \cdot G_{st} \cdot S \cdot \frac{y_{max}}{h_0} = 1,15 \cdot 0,54 \cdot 10^6 \cdot 0,011 \cdot \frac{0,012}{0,12} = 683 \text{ N};$$

- Se verifică la rezistență:

$$\tau_{ef} = \frac{F_{cap}^{din}}{S} = \frac{683}{0,011} = 62090 \text{ N/m}^2 \leq \tau_a^{din}$$

- Condiția de rezistență la forfecare este verificată, deoarece:

$$\tau_{ef} = 0,062 \cdot \text{MN/m}^2 < \tau_a^{din} = 0,17 \text{ MN/m}^2.$$

- Sistemul de rezemare elastică al tamburului morii se compune din 8 elemente elastice din cauciuc, cilindrice, cu secțiunea transversală plină, dispuse în două grupuri de câte 4 elemente, de o parte și de alta a tamburului.

d. Determinarea puterii necesare motorului electric pentru acționarea generatorului de vibrații

Puterea necesară acționării morii vibratoare se determină utilizând relația (31):

$$N = 0,6 \cdot (m_b + m_m) \cdot A^2 \cdot \omega^3 = 0,6 \cdot (740 + 80) \cdot 0,003^2 \cdot 157^3 = 17000 \text{ W} = 17 \text{ kW}.$$

Valoarea rezultată este foarte apropiată de puterea de catalog a unei mori vibratoare similare, de aceeași capacitate [1].

Puterea necesară pentru întreținerea vibrațiilor morii se determină cu relația (35):

Proiectarea morilor vibratoare rezemate pe elemente elastice din cauciuc

$$N_v = m_0 \cdot r_0 \cdot \omega^3 \cdot A \cdot \sin \varphi = 3,35 \cdot 157^3 \cdot 0,003 \cdot 0,0416 = 1600 \text{ W} = 1,6 \text{ kW} .$$

unde mărimea $\sin \varphi$ are valoarea:

$$\sin \varphi = \frac{\frac{2 \cdot n \cdot \omega}{p}}{\left| 1 - \left(\frac{\omega}{p} \right)^2 \right|} = \frac{2 \cdot 0,1 \cdot 5}{|1 - 5^2|} = 0,0416 .$$

(s-a considerat factorul de amortizare $n/p = 0,1$).

Puterea necesară învingerii frecărilor din lagărele generatorului de vibratorului se determină cu relația (36):

$$\begin{aligned} N_f &= \frac{1}{2} \cdot m_0 \cdot d \cdot \omega^3 \cdot \mu \cdot (r_0 + A \cos \varphi) = \\ &= \frac{1}{2} \cdot 33,5 \cdot 0,08 \cdot 157^3 \cdot 0,0030 \cdot (0,1 + 0,003 \cdot 0,998) = 1600 \text{ W} = 1,60 \text{ kW} \end{aligned}$$

Din puterea de furnizată de motorul de acționare numai aproximativ 10 % este utilizată efectiv pentru întreținerea vibrațiilor forțate ale morii, restul fiind folosită pentru învingerea diferitelor rezistențe: inerția punerii în mișcare a echipajului mobil (oscilant) al morii la pornirea acesteia, frecarea din lagărele generatorului de vibrații, frecarea din sistemul elastic de rezemare al echipajului mobil (oscilant), frecarea dintre masa excentrică rotitoare și aerul din carcasa tubulară a generatorului de vibrații (efectul de ventilare al aerului) etc.

e. Calculul transmisibilității vibrațiilor

- Transmisibilitatea se determină cu relația (75), scrisă sub forma:

$$T = \frac{F_T}{F_0} = \frac{\sqrt{1 + 4 \cdot \left(\frac{n}{p} \right)^2 \cdot \left(\frac{\omega}{p} \right)^2}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{p} \right)^2 \right]^2 + 4 \cdot \left(\frac{n}{p} \right)^2 \cdot \left(\frac{\omega}{p} \right)^2}} = \frac{\sqrt{1 + 4 \cdot 0,2^2 \cdot 5^2}}{\sqrt{(1 - 5^2)^2 + 4 \cdot 0,2^2 \cdot 5^2}} = 0,093$$

în care s-a considerat factorul de amortizare $n/p = 0,1$.

- Gradul de izolare a vibrațiilor:

$$I = (1 - T) \cdot 100 = (1 - 0,093) \cdot 100 = 90,7 \% .$$

- Forța dinamică transmisă fundației:

$$F_T = F_0 \cdot T = m_0 \cdot r_0 \cdot \omega^2 \cdot T = 3,35 \cdot 157^2 \cdot 0,093 = 7680 \text{ N} .$$

3. CONCLUZII

Morile vibratoare funcționează în regim de postrezonanță deoarece, în această situație, amplitudinea vibrațiilor tamburului nu este practic influențată nici de amortizarea sistemului (încărcarea mașinii), nici de variația, în anumite limite, a pulsației forței perturbatoare.

De obicei, se utilizează vibrații ale tamburului după traiectorii circulare. Este necesar ca amplitudinea mișcării și pulsația forței perturbatoare să fie corect adoptate, deoarece de

valorile acestora depinde eficiența măcinării (ele influențând atât asupra înălțimii de cădere a bilelor, cât și asupra numărului șocurilor la care este supus materialul de măcinat).

Dimensionarea corectă a rezemării elastice a tamburului este necesară atât pentru funcționarea liniștită a mașinii, cât și pentru a evita transmiterea vibrațiilor la fundația mașinii.

BIBLIOGRAFIE

[1] **ENE GH.**, Echipamente pentru mărunțirea materialelor solide (Bazele proiectării), Editura Impuls, ISBN 8132 – 39 – 8, București, 2003.

[2] **ENE GH.**, Echipamente pentru clasarea și sortarea materialelor solide polidisperse, Editura Matrix Rom, ISBN 973 – 685 – 911 – 8, București, 2005.

[3] **GH. ENE, C. MARIN**, Calculul și construcția mașinilor vibratoare, Editura Printech, București, 2009.

[4] **ENE GH.**, Aspecte privind calculul morilor vibratoare, Buletinul IPB, seria Construcții de mașini, tom L, 1988, p. 73-86.

[5] **BRATU, P.**, Sisteme elastice de rezemare pentru mașini și utilaje, Editura Tehnică, București, 1990.

[6] **ENE, GH., BRATU, P.**, Stabilirea parametrilor dinamici ai transportoarelor vibratoare elicoidale, Studii și cercetări de mecanică aplicată, tom 46, nr.5, 1987, p. 471-477.

[7] **BEILICH, E., BECHERESCU, D., THALER, M.**, Cuptoare și utilaje în industria silicaților, vol. 2, București, Editura Didactică și Pedagogică, 1973.

[8] **ILIEVICI, A. P.**, Mașini i oborudovanîe dlia zavodov po proizvodstvu keramiki i ogneuporov, Moskva, Vîșșaiia Skola, 1979.

[9] **MUNTEANU, M.**, Introducere în dinamica mașinilor vibratoare, Editura Academiei, București, 1986.

[1] **ENE, GH.**, Design of the Elastic System of the Vibrating Screens, Revista de Chimie, 60, Nr. 11, 2009, p. 1123-1128.