

PROIECTAREA SISTEMULUI ELASTIC DE REZEMARE AL ELEVATOARELOR VIBRATOARE

COMPUTER AIDED VIBRATION ISOLATION OF SPIRAL ELEVATORS

Ionel BATOG

“Transilvania” University of Brasov, Romania

Rezumat. Pre-dimensionarea sistemului elastic de rezemare a elevatoarelor vibratoare elicoidale are drept scop determinarea unui set de izolatori care să asigure atât realizarea parametrilor funcționali, cât și reducerea vibrațiilor transmise structurii de rezemare. De regulă, elastomerii sunt utilizați în alcătuirea sistemelor de izolare a vibrațiilor. La baza selectării izolatoarelor stau încărcarea maximă de preluat, numărul de izolatori și frecvența vibrației. Pre-dimensionarea este un proces iterativ, de durată, ce implică un set de calcule ce țin seama de parametrii funcționali ai elevatorului și construcția izolatoarelor (material, formă, tip).

În lucrare sunt prezentate ipotezele și relațiile de calcul care permit stabilirea izolatoarelor. Pe baza acestora a fost realizat un program de calcul care permite realizarea comodă și rapidă a acestei faze de proiectare.

Cuvinte cheie: elevatoare vibratoare elicoidale, izolarea vibrațiilor, proiectare asistată

1. Introducere

Elevatoarele vibratoare elicoidale sunt mașini vibratoare care permit transportul materialelor pe verticală, de-a lungul unui jgheab elicoidal. Sistemul de rezemare elastică al mașinilor vibratoare trebuie astfel proiectat încât să asigure atât parametrii funcționali, cât și reducerea vibrațiilor transmise structurii de rezemare. Elementele sistemului de rezemare trebuie să suporte atât încărcarea statică, a utilajului, cât și pe cea dinamică, datorată vibrației tehnologice.

De regulă, elastomerii sunt utilizați în alcătuirea sistemelor de izolare a vibrațiilor. Marea majoritate a acestor izolatori sunt de tip „sandwich”, fiind compuși dintr-un strat de elastomer fixat între două plăci metalice. Plăcile metalice sunt prevăzute cu elemente de conectare filetate, pentru fixarea pe structurile de rezemare. Construcția simplă a izolatoarelor de tip „sandwich” permite realizarea de sisteme de rezemare și izolare ieftine, compacte, ușor de montat și practic fără întreținere.

Selectarea izolatoarelor corespunzătoare se bazează pe următoarele informații: încărcarea maximă care trebuie preluată, numărul de izolatori ce preiau încărcarea, frecvența vibrației, limitări ale gabariturii și/sau condiții de mediu (temperatură, fluide agresive etc.). Pre-dimensionarea sistemului de rezemare pentru mașini vibratoare, are ca scop

Abstract. Pre-dimensioning the isolation support system of spiral elevators aims at determining a range of isolators which can allow equipment to function as intended and reduce the vibration transmitted to the support structure. Elastomeric isolators are chosen for most isolation schemes. The selection of proper isolators is based on the maximum load that must be supported, the number of mounts supporting the load, the frequency of the vibration. This is an iterative, time consuming task that includes a set of calculations based on working conditions of the vibratory system and construction of isolators (material, shape, make).

The calculation assumptions and relationships that allow the selection of isolators are presented in the paper. On this basis, a computer software was developed in order to facilitate the task and save valuable time.

Key words: spiral elevators, vibration isolation, computer aided design

1. Introduction

Spiral elevators are oscillating machines that force material to travel upwards in a trough which is spirally coiled around a vertical centre tube. The isolation support system of the elevator must be designed to allow the equipment to function as intended and reduce the vibration transmitted to the support structure. The isolators are required to support the static weight of the unit as well as the dynamic forces due to vibration.

Typically, elastomeric isolators are chosen for most isolation schemes. The great majority of elastomeric isolators are of a “sandwich” type construction, i.e. two flat metal plates which are bonded on either side of a rubber pad. The end plates, with threaded fasteners installed, are used for attaching the vibration isolator to the upper and lower structures. The simple design of “sandwich” isolators provide low-cost, compact, lightweight, easy to install and maintenance-free mounting systems.

The selection of proper isolators is usually based on the following information: the maximum load that must be supported; the number of mounts supporting the load; the frequency of the vibration; any space limitations and/or environmental conditions (temperature, fluid exposure, etc.). The isolation support system pre-dimensioning aims at

determinarea unei game de izolatori care pot face față cerințelor de funcționare și izolare pentru respectiva mașină. Ea presupune iterații succesive și cuprinde un set de calcule bazate pe parametrii sistemului vibrator și pe particularitățile izolatoarelor (material, formă, tip).

Deși există o vastă literatură în domeniul izolării vibrațiilor, de la noțiunile de bază, tehnici, ghiduri, până la cataloage de produse [1, 2, 4, 5, 6], unele aplicații particulare nu se regăsesc decât parțial sau deloc. Lucrarea prezentă este o contribuție punctuală la problema pre-dimensionării elementelor sistemului de rezemare elastică al elevatoarelor vibratoare elicoidale.

2. Calculul sistemului de rezemare

Oscilațiile organului de lucru al elevatorului vibrator elicoidal ajung la sistemul de rezemate în două plane. Simetria sistemului vibrator, permite considerarea componentelor ortogonale ale oscilației ca fiind decuplate, astfel încât componenta axială este independentă de cea laterală. Pentru a ușura proiectarea și analiza, răspunsul izolatoarelor, care nu este perfect linear, este aproximat cu ajutorul unei relații lineare. Proprietățile de amortizare ale elastomerului sunt neglijate în faza inițială a calculului. Organul de lucru este considerat perfect rigid.

Sistemul elastic de rezemare susține elevatorul și este supus unei încărcări dinamice, suprapusă peste încărcarea statică. În regim normal de lucru amplitudinea vibrației este, în general, mult mai mică decât deformarea datorită sarcinii statice. Astfel, elementele sistemului elastic de rezemare lucrează dinamic, în jurul unui punct de pe curba forță-deformație statică.

Coeficientul de rigiditate axială și cel de rigiditate transversală al unui izolator sunt dependente de geometria acestuia și de proprietățile elastomerului. Pentru sistemul elastic de rezemare al elevatorului au fost considerate elemente de tip "sandwich", cilindrice. Acestea sunt solicitate atât la compresiune, cât și la forfecare.

Elevatorul lucrează în postrezonanță, raportul dintre frecvența perturbatoare și frecvența proprie fiind de 2...3 [1], iar valoarea coeficientului de rigiditate axial echivalent al sistemului elastic de rezemare poate fi estimat cu ajutorul relației:

$$K_V = \frac{M \cdot \omega^2}{(4 \dots 9)} \text{ (N/m)} \quad (1)$$

unde:

- M este masa organului de lucru (kg);
- ω este pulsația forței perturbatoare (rad/sec).

determining a range of isolators which can meet the requirements of the vibratory system. This is an iterative task that includes a set of calculations based on working conditions of the vibratory system and construction of isolators (material, shape, make).

Although scientific literature on vibration isolation is quite wide and extensive, ranging from basic knowledge to guides, tips, techniques and product catalogues [1, 2, 4, 5, 6], some particular applications are less or not addressed at all. This paper is a specific contribution to the pre-dimensioning stage in selection of elastomeric mounts for spiral elevators.

2. Mounting Calculations

The spiral elevator working member oscillations arrive at the mountings in two planes. Due to the system symmetry, it is assumed that the orthogonal components of motion are uncoupled, so that the axial components may be considered independent of the lateral ones. To make design and analysis easier, the response of isolators which are not truly linear (such as elastomers) are approximated by using linear relationships. Damping properties are neglected in the calculation early stages. The working member is considered inelastic.

The vibration isolators support the machine and are subjected to a dynamic force superposed on a static load. Under normal operation, vibration amplitude is generally much smaller than the compressed height of the rubber. The vibration isolators thus operate dynamically about a static point on their force displacement curve.

The rubber mount compression stiffness and the shear stiffness are dependent on geometry and rubber properties. Cylindrical, "sandwich" type isolators are considered for the isolation support system of the spiral elevators. The isolators will absorb vibrations through both compression and shear.

The driving frequency of spiral elevators is higher than their natural frequency. The usual ratio of disturbing frequency to the natural frequency is 2...3 [1]. The required system dynamic vertical spring rate may be estimated from the following relationship:

where:

- M is the mass of the working member (kg);
- ω is the circular driving frequency (rad/sec).

Coeficientul de rigiditate axial necesar unui izolator se determină împărțind coeficientul de rigiditate echivalent al sistemului elastic de rezemare la numărul total de izolatori:

$$k_V = \frac{K_V}{n_e} \text{ (N/m)} \quad (2)$$

unde n_e este numărul de izolatori egal încărcăți.

Relația de calcul pentru diametrul elementului cilindric de cauciuc este:

$$d \geq \frac{k_V}{\pi \cdot E_{st} \cdot \left(\frac{2}{3} \cdot S + 2 \cdot S^3 \right) \cdot f_d} \text{ (m)} \quad (3)$$

unde:

- E_{st} este modulul de elasticitate longitudinal al cauciucului la solicitare statică;
- S este coeficientul de formă;
- f_d este coeficientul de multiplicare dinamică.

Înălțimea elementului cilindric de cauciuc este dată de relația:

$$h_0 = \frac{d}{4 \cdot S} \text{ (m)} \quad (4)$$

Efortul unitar normal de compresiune din elementul de cauciuc se determină cu relația:

$$\sigma = \frac{4 \cdot M \cdot g}{n_e \cdot \pi \cdot d^2} + \frac{Z_0^{nec} \cdot E_{st} \cdot \left(\frac{2}{3} \cdot S + 2 \cdot S^3 \right) \cdot f_d}{d/4} \leq \sigma_a^{din} \text{ (MPa)} \quad (5)$$

unde:

- g este accelerația gravitațională (m/sec^2);
- Z_0^{nec} este valoarea amplitudinii verticale (m), necesară realizării transportului de material;

Efortul unitar normal de compresiune calculat trebuie să se afle sub nivelul admisibil, σ_a^{din} .

Capacitatea totală de deformare a izolatorului sub încărcarea verticală se determină din relația:

$$z_{\max} = \frac{M \cdot g}{n_e \cdot \pi \cdot d \cdot E_{st} \cdot \left(\frac{2}{3} \cdot S + 2 \cdot S^3 \right) \cdot f_d} + Z_0^{nec} \leq h_0 \cdot \epsilon_a^c \text{ (m)} \quad (6)$$

unde ϵ_a^c este deformația specifică admisibilă la compresiune.

Dacă verificările la compresiune și deformație nu dau rezultate satisfăcătoare, calculul pentru stabilirea dimensiunilor elementului elastic se reia, modificând materialul și/sau coeficientul de formă.

Coeficientul dinamic de rigiditate axială pentru un izolator poate fi acum calculat conform relației:

$$k_V^{din} = \pi \cdot E_{st} \cdot d \cdot \left(\frac{2}{3} \cdot S + 2 \cdot S^3 \right) \cdot f_d \text{ (N/m)} \quad (7)$$

Coeficientul dinamic de rigiditate transversală pentru un izolator se calculează conform relației:

An individual isolator spring rate may then be determined by dividing the system spring rate by the number of isolators to be used. The required dynamic vertical stiffness/isolator is:

where n_e is the number of equally loaded isolators.

The equation used for the cylindrical rubber pad diameter calculation is:

where:

- E_{st} is static longitudinal elastic modulus of rubber;
- S is shape factor;
- f_d is dynamic factor;

Thickness of the rubber pad disk is given by:

Dynamic compression stress of the rubber may be calculated from the following relationship:

where:

- g is acceleration due to gravity (m/sec^2);
- Z_0^{nec} is oscillation vertical amplitude allowing the material transport (m);

The compression stress should be kept below the allowable limit, σ_a^{din} .

The total deflection capability of the isolator under compressive loading is calculated using:

where ϵ_a^c is allowable compression strain of the rubber.

When the load and/or deflection capacity in compression does not meet the requirements, the calculation is reiterated, considering another elastomer or/and another form factor.

The isolator dynamic vertical stiffness may now be calculated from the following relationship:

The isolator dynamic shear stiffness may be calculated using the equation:

$$k_S^{din} = G_{st} \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot h_0} \cdot f_d \quad (\text{N/m}) \quad (8)$$

unde G_{st} este modulul de elasticitate transversal al cauciucului la solicitare statică.

Mărimea solicitării transversale (de forfecare) depinde în acest caz de poziționarea izolatorilor față de axa verticală a elevatorului. De aceea, în locul efortului unitar de forfecare, se preferă calculul razei maxime de dispunere a izolatorilor:

$$r_e^{\max} = \frac{\tau_a^{din} \cdot \pi \cdot d^2}{4 \cdot k_s^{din} \cdot \Phi_0^{nec}} \quad (\text{m}) \quad (9)$$

unde:

- Φ_0^{nec} este amplitudinea oscilației de rotație (rad) necesară realizării transportului de material;
- τ_a^{din} este rezistența admisibilă la forfecare în regim dinamic (MPa).

Elastomerii au o capacitate mare de deformare la forfecare. Capacitatea de deformare a izolatorului sub încărcarea transversală se determină din relația:

$$\varepsilon_s = \frac{\Phi_0^{nec} \cdot r_e^{\max}}{h_0} \leq \varepsilon_a \quad (10)$$

unde ε_a^s este deformația specifică admisibilă la forfecare a cauciucului.

Coefficientul de rigiditate axial echivalent al sistemului elastic poate fi acum calculat cu relația:

$$K_V = n_e \cdot k_V^{din} \quad (\text{N/m}) \quad (11)$$

Coefficientul de rigiditate transversal echivalent al sistemului elastic de rezemare poate fi calculat cu relația:

$$K_S = n_e \cdot r_e \cdot k_s^{din} \quad (\text{Nm/rad}) \quad (12)$$

unde r_e este raza de poziționare a izolatorilor, cu condiția $r_e \leq r_e^{\max}$.

Deoarece o rigiditate dinamică redusă a sistemului de rezemare elastică este favorabilă izolării vibrațiilor, izolatorii de tip „sandwich” cu două straturi de elastomer și trei plăci metalice vor fi luați în calcul în cele ce urmează. Cele două straturi de elastomer acționează ca izolatori conectați în serie. La izolatorii montați în serie rigiditatea totală se micșorează direct proporțional astfel cu numărul de izolatori. Principiul este valabil atât pentru solicitarea de compresiune, cât și pentru solicitarea de forfecare. Pentru acest caz, parte din relațiile de calcul prezentate mai sus vor prezenta modificări.

Astfel, relația de calcul pentru diametrul elementului de cauciuc devine:

$$d \geq \frac{2 \cdot k_V}{\pi \cdot E_{st} \cdot \left(\frac{2}{3} \cdot S + 2 \cdot S^3 \right)} \cdot f_d \quad (\text{m}) \quad (13)$$

where G_{st} is static shear modulus of rubber.

The shear stress depends, in this particular case, on the disposition of the isolators. For this reason, instead of shear stress calculation, the maximum radius for a circular disposition of isolators is calculated, considering the rubber shear allowable stress:

where:

- Φ_0^{nec} is oscillation rotational amplitude allowing the material transport (rad);
- τ_a^{din} is dynamic shear allowable stress (MPa).

Rubber in shear will undergo a greater deflection than does rubber in compression. The deflection capability of the isolator under shear may be calculated using the equation:

where ε_a^s is rubber allowable strain in shear.

The dynamic vertical spring rate of the isolation support system may now be calculated from the following relationship:

The dynamic rotational spring rate of the isolation support system may now be calculated using the equation:

where r_e is the radius of circular positioning pattern of the isolators, considering the condition $r_e \leq r_e^{\max}$.

While a small dynamic stiffness of isolators is suitable for vibration isolation, “club sandwich” type isolators are to be considered for the isolation support system of the spiral elevators. A “club sandwich” mount incorporates two parallel walls of rubber between three metal plates. The rubber pads acts like isolators used in series. When isolators are used in series, the total stiffness decreases directly in proportion to the number of isolators of the same type and size. This principle applies whether the mountings are in shear or in compression. Some of the above presented equations will change to accommodate this configuration.

The equation for the rubber pad diameter becomes:

Capacitatea de deformare a izolatorului sub încărcarea verticală se determină din relația:

$$z_{\max} = \frac{M \cdot g}{n_e \cdot \pi \cdot d \cdot E_{st} \cdot \left(\frac{2}{3} \cdot S + 2 \cdot S^3\right) \cdot f_d} + \frac{Z_0^{nec}}{2} \leq h_0 \cdot \epsilon_a \quad (\text{m}) \quad (14)$$

Coeficientul dinamic de rigiditate axială pentru un izolator poate fi acum calculat conform relației:

$$k_V^{din} = \pi \cdot E_{st} \cdot d \cdot \left(\frac{2}{3} \cdot S + 2 \cdot S^3\right) \cdot \frac{f_d}{2} \quad (\text{N/m}) \quad (15)$$

Coeficientul dinamic de rigiditate transversală pentru un izolator se calculează conform relației:

$$k_S^{din} = G_{st} \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{8 \cdot h_0} \cdot f_d \quad (\text{N/m}) \quad (16)$$

The total deflection capability of the isolator under compressive loading is given by:

The isolator dynamic vertical stiffness may be calculated from the following relationship:

The isolator dynamic shear stiffness may be calculated using the equation:

3. Abordare CAD

Dimensionarea sistemului elastic de rezemare al elevatoarelor vibratoare elicoidale este un proces iterativ, de durată, bazat pe calcule ce implică proprietățile elastomerului, coeficientul de formă al izolatorilor, combinații de izolatori. Pentru fiecare variantă de izolator considerată sunt de determinat coeficienții de rigiditate ai izolatorilor, coeficientul de rigiditate echivalent al sistemului, capacitatea de încărcare și de deformare a izolatorilor. Pentru a ușura acest proces, greoi și de durată, a fost realizat un program de calcul în limbaj AutoLISP.

Datele de intrare ale programului sunt masa organului de lucru, parametrii vibrației acestuia și numărul de izolatori. Pentru introducerea acestor date a fost creată caseta de dialog din figura 2.

3. Computer Aided Approach

The spiral elevators isolation support system dimensioning is an iterative time consuming task that includes a set of calculations having in view different elastomers, various shape factors and combinations of isolators. The stiffness of the individual isolators and of the isolation system, the load and the deflection of individual isolators are to be calculated for each variation. In order to facilitate this iterative, time consuming task, an AutoLISP program was developed.

The input section contains mass and vibration parameters of elevator working member. It contains also the required number of isolators. For the input purposes a dialog box was created as shown in Figure 2.

Figura 1. Caseta de dialog pentru datele inițiale
Figure 1. Input data dialog box

Proprietățile cauciucului sunt asociate cu duritatea și valorile coeficientului de formă. Acestea sunt stocate în liste de asociere, ce permit utilizarea de funcții eficiente de gestiune a datelor.

Duritatea cauciucului este stabilită în intervalul 40-55°Sh, iar coeficientul de formă în intervalul 0,25-1,0. Izolatorii considerați sunt izolatori de tip

The rubber properties are associated with the rubber hardness and shape factor values. These are stored using association lists which allow the programmer using functions that make data management easier.

The rubber hardness range is from 40 to 55°Sh. The shape factors are in the 0.25-1.0 range.

“sandwich”, cilindrici, cu unul sau două straturi de elastomer. Caracteristicile izolatoarelor sunt calculate pentru intervalul de duritate și coeficienți de formă specificat. Încărcarea și capacitatea de deformare a izolatoarelor este verificată, dimensiunile izolatoarelor putând fi modificate corespunzător. Bucla de calcul este realizată pentru fiecare coeficient de formă, luând în considerare ambele tipuri de izolatoare “sandwich”. Datele inițiale și variantele valide de calcul sunt înregistrate într-un fișier. Rezultatele apar așa cum se vede în fragmentul de fișier prezentat în figura 2.

Cylindrical, “sandwich” and “club sandwich” type isolators are chosen for the isolation support system of the spiral elevators. The isolators characteristics are calculated for the specified range of hardness and shape factors. The load and deflection capacity in compression is verified and the isolator dimensions are modified if necessary. The calculation loop is performed for every value of the shape factor taking into consideration the two “sandwich” types of isolators. The input parameters and the valid results are stored and printed to a file. The computed solution is printed as shown in the file fragment presented in figure 2.

```
INPUT DATA:
("Nr. mounts = 4" "Frequency= 100.00rad/s" "Mass= 648.00kg" "Ampl. transl.= 3.60mm" "Ampl. rot.=0.016rad")

RESULTS (45Sh)
Club Sandwich isolator
Shape factor= 0.5
Diameter, d = 106mm
Thickness, ho = 53mm
Compression stiffness /isolator, kz1 = 346259.797N/m
Shear stiffness/isolator, kf1 =51699.62N/m
Max. positioning radius, Rmax = 0.907m

Sandwich isolator
Shape factor= 0.25
Diameter, d = 152mm
Thickness, ho = 152mm
Compression stiffness /isolator, kz2 = 186666.667N/m
Shear stiffness/isolator, kf2 =74135.303N/m
Max. positioning radius, Rmax = 2.601m
```

Figura 2. Fișierul de rezultate (parțial)
Figure 2. Computed results file (fragment)

5. Concluzii

Pe baza rulării programului de calcul s-au desprins următoarele concluzii:

- durata de obținere a unui set de rezultate util este extrem de scurtă;
- variante eligibile de se obțin pentru coeficienți de formă 0,25/0,5 și duritate 45/50°Sh;
- variantele cele mai „zvelte” de izolatoare se obțin pentru construcția cu două straturi de cauciuc.
- programul este un instrument rapid și eficient în dimensionarea sistemului elastic de rezemare al elevatoarelor vibratoare elicoidale.

5. Conclusions

Running the computer programme has led to the following conclusions:

- The time spent on computing a set of results is very short;
- Usable results are obtained for 0,25/0,5 form factor values and for hardness of 45/50°Sh;
- Less bulky isolators are obtained for the “club sandwich” type.
- The program is a fast effective tool for pre-dimensioning the rubber mounts of the spiral elevators isolation system.

References

1. Bratu, P.: *Elastic Support Systems for Machines*. Technical Publishing House, ISBN 973-31-0234-2, Bucharest, Romania, 1990, (in Roumanian)
2. Veprík, A.M.: *Vibration Protection of Critical Components of Electronic Equipment in Harsh Environmental Conditions*. Journal of Sound and Vibration, Vol. 259No.1, Jan. 2003, p. 161–175, ISSN 0022-460X, Oxford, UK
3. Rawls, R., Hagen, M.: *AutoLISP Programming*. The Goodheart-Wilcox Company, ISBN 1-56637-417-0, Tinley Park, Illinois, USA, 1998
4. ***: www.novibes.com/vibration/techdata/technica.asp. Accessed: 2008-03-04
5. ***: www.qontroldevices.com/Isolation%20selection%20guide.html. Accessed: 2008-03-05
6. ***: www.rostainc.com/pdfs/applications/Rosta_Catalogues/Antivibration%20Mountings.pdf. Accessed: 2008-04-14

Lucrare primită în mai 2008

Received in May 2008