

ДИНАМИКА НА ДВУКОРПУСНА РЕЗОНАНСНА ПРЕСЕВНА УРЕДБА

Стефан Пулев

Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", 1700 София

РЕЗЮМЕ. Разглежда се двумасов механичен модел на резонансна пресевна уредба с една степен на свобода. Диференциалните уравнения на движението са изведени и решени с методите на аналитичната механика. Законът за движение на пресевните повърхности и амплитудно-честотната характеристика на трептенията са получени и представени графично.

DYNAMICS OF A TWO-MASS RESONANCE SCREENING SYSTEM

Stefan Pulev

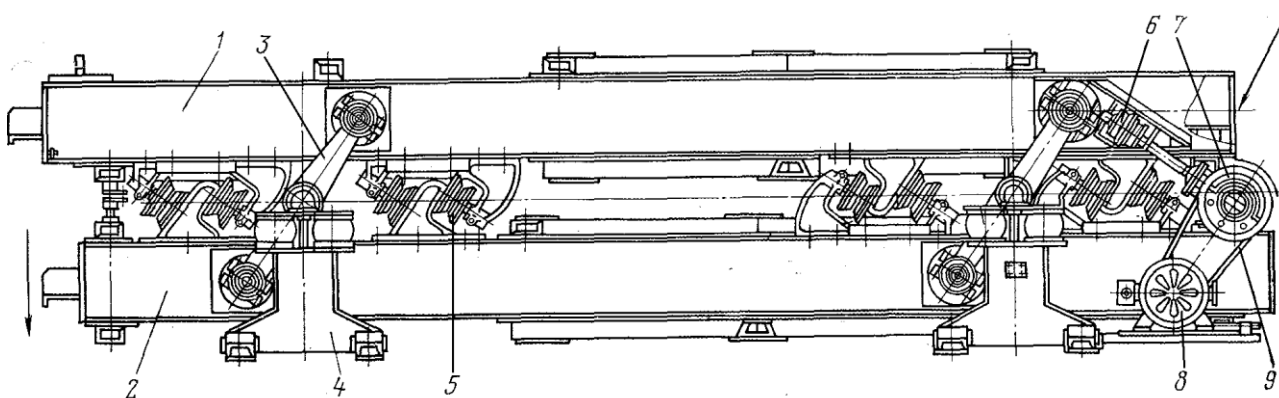
University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", 1700 Sofia

ABSTRACT. A two-mass mechanical model of a resonance screening system with one degree of freedom is investigated. The differential equations of motion are derived and solved analytically. Graphs for the law of motion of the screening surfaces and for the of amplitude-frequency response of the vibrations are also provided.

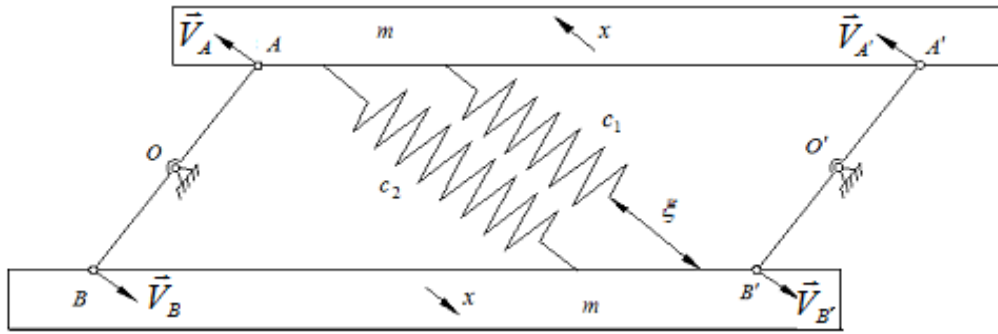
Описание на двукорпусната резонансна пресевна уредба

Двукорпусните резонансни пресевни уредби се прилагат за предварително и окончателно сухо или мокро пресяване на въглища, антрацит и други леки материали. Основните им предимства са малка маса, голяма пресевна повърхност малки динамични натоварвания, бърза и лесна промяна на честотата и амплитудата на трептенията в широки граници. Работата в резонансен режим осигурява малък разход на електроенергия. Постига се висока ефективност на пресяване от 85-95%. Понастоящем всички световни производители предлагат в продуктовата си гама сита от този тип с все по-усъвършенствана конструкция. На фигура 1 е представена принципната схема на двукорпусна резонансна пресевна уредба ГРД

руско производство. Състои се от горен и долен корпус 1 и 2, ставно свързани с две двойки равнораменни лостове 3. Осите на колената са еластично окачени върху неподвижните стойки 4. Източникът на трептенията е ексцентриковия вибровъзбудител с еластична мотовилка 6, монтиран върху долния корпус и свързан с горния корпус. Задвижването на ексцентрика се осъществява от електродвигателя 8, посредством ремъчната предавка 9. Двата корпуса извършват равнинно движение във вертикална равнина и са еластично свързани помежду си посредством буферите 5. Двата корпуса имат равни маси и са свързани симетрично поради което те извършват трептения с еднаква честота и амплитуда в противофаза. Направлението на трептенията зависи от наклона на лостовете 3.



Фиг. 1. Принципна схема на двукорпусна резонансна пресевна уредба



Фиг. 2. Динамичен модел на двукорпусна резонансна пресевна уредба

Динамичен модел

Динамичният модел на двукорпусна резонансна пресевна уредба е представен на фиг. 2. Състои се от две равномасови тела на горния и долния корпус с маси m , които са окачени ставно в точките A, A', B и B' . Лостовете AB и $A'B'$ имат равни дължини, извършват ротация около средите си (точките O и O') и масите им са пренебрежимо малки в сравнение с тези на корпусите. За скоростите на точките е в сила равенството

$$\vec{V}_A = \vec{V}_{A'} = -\vec{V}_B = -\vec{V}_{B'}$$

Двата корпуса извършват транслационно движение в противоположни посоки. Следователно трептящата система е с една степен на свобода. За обобщена координата е удобно да се избере преместването x на горния корпус. Преместването на долния корпус е същото, но противоположно. За големините на скоростите важи равенството

$$V_A = V_{A'} = V_B = V_{B'} = \dot{x}$$

Еластичната връзка между двете маси се счита за линейна и е с коефициент c_2 . Вибровъзбудителят внася в трептящата система кинематично смущение, което се представя с израза

$$\xi = e \cdot \cos \omega t$$

Константите e и ω са съответно ексцентрицитата и ъгловата скорост на ексцентрика. Еластичността на мотовилката се характеризира с коефициента c_1 .

Диференциалното уравнение, описващи движението на пресевната уредба се получава с помощта на уравнението на Лагранж от II род

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}} \right) - \frac{\partial T}{\partial x} = - \frac{\partial \Pi}{\partial x}$$

Кинетичната енергия на трептящата система е функция на обобщената скорост и се представя с израза

$$T = m \dot{x}^2$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{x}} = 2m\dot{x}, \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}} \right) = 2m\ddot{x}, \quad \frac{\partial T}{\partial x} = 0$$

Потенциалната енергия на системата е квадратна функция на обобщеното преместване и има вида

$$\Pi = \frac{1}{2} c_1 (2x - \xi)^2 + \frac{1}{2} c_2 (2x)^2$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial x} = 2c_1 (2x - \xi) + 4c_2 x$$

След като заместим изразите за кинетичната и потенциалната енергия в уравнението на Лагранж от II род получаваме следното диференциално уравнение:

$$\ddot{x} + k^2 x = \frac{c_1 e}{m} \cos \omega t \quad (1)$$

Направено е полагането

$$k^2 = \frac{2(c_1 + c_2)}{m}$$

където с

$$k = \sqrt{\frac{2(c_1 + c_2)}{m}}$$

е означена собствената честота на трептящата система.

Уравнението (1) за движение на разглежданата механична система е от втори ред, с постоянни коефициенти и общият му интеграл е сума от решението

на хомогенната му част и едно частно решение. Решението на съответстващото хомогенно уравнение изразява свободните незатихващи трептения и се дава с израза

$$x_{хом} = C_1 \cdot \cos kt + C_2 \sin kt.$$

Частното решение търсим във вида

$$x = A \cdot \cos \omega t. \quad (2)$$

Израза (2) представя закона на чисто принудените трептения, които се извършват с честотата ω на смущението ξ . След заместване на (2) в диференциалното уравнение на малките трептения (1) и приравняване на коефициентите пред $\cos \omega t$ се получава следният израз за амплитудата на трептенията:

$$A = \frac{c_1 \cdot e}{m(k^2 - \omega^2)}. \quad (3)$$

Следователно чисто принудените трептения на разглежданата пресевна уредба се извършват по закона

$$x = \frac{c_1 \cdot e}{m(k^2 - \omega^2)} \cos \omega t.$$

Общото решение е на диференциалното уравнение (1) е

$$x = C_1 \cdot \cos kt + C_2 \sin kt + \frac{c_1 \cdot e}{m(k^2 - \omega^2)} \cos \omega t. \quad (4)$$

При нулеви начални условия

$$x(0) = 0 \text{ и } \dot{x}(0) = 0$$

за решението на диференциалното уравнение (1) от (4) се получава

$$x = \frac{c_1 \cdot e}{m(k^2 - \omega^2)} (\cos \omega t - \sin kt). \quad (5)$$

Изразът (5) представлява законът за движение на горния и долния корпус на пресевната уредба, т.е. на пресевните повърхности. Той може да послужи като основа за оптимизиране на производствените режими на ситото в зависимост от поставените цели.

Числен пример

За пример е взета резонансната пресевна уредба ГРД 72 със следните стойности на технологичните параметри:

$$c_1 = 400000 \text{ N/m}$$

$$c_2 = 60000 \text{ N/m}$$

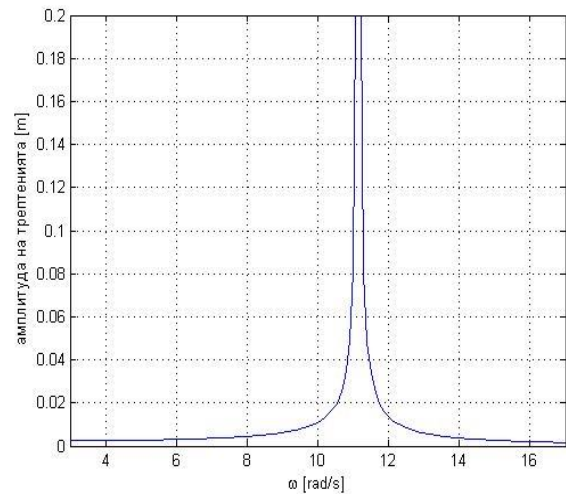
$$m = 7400 \text{ kg}$$

$$e = 5 \text{ mm}$$

$$\omega = 10,8 \text{ s}^{-1}$$

$$k = 11,15 \text{ s}^{-1}$$

С използване на аналитично изведената зависимост (3) за амплитудата е получена амплитудно-честотната характеристика на чисто принудените трептения. Тя е представена графично на фиг. 3. Ясно се вижда резонансната честота от $11,15 \text{ s}^{-1}$, при която амплитудата на трептенията е безкрайно голяма.



Фиг. 3. Амплитудно-честотна характеристика на трептенията

На фигура 4 е представен графично законът на трептенията на горния корпус според формула (5). Графиката за долния корпус е разположена огледално спрямо абсцисната ос. Поради голямата близост между собствената и принудената честота на виброграмата се наблюдава явление биене. Наличието на буферите 5 от фигура 1 на практика ограничава това явление и трептенията са с по-малко променяща се амплитуда.

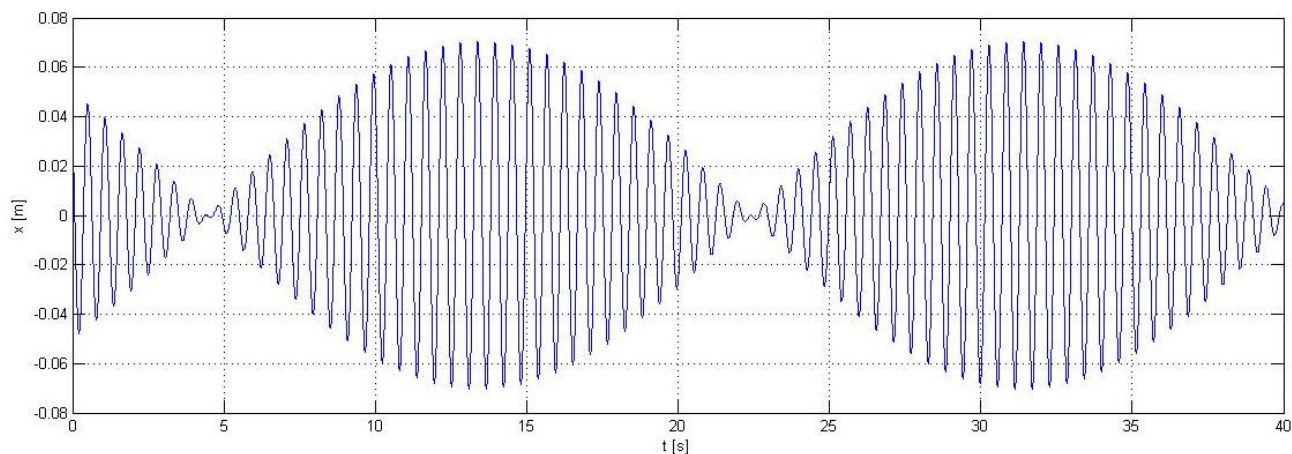
Заклучение

Като обобщение на получените резултати могат да се направят следните констатации:

1. Поради големите възможности, които предоставят двукорпусните резонансни пресевни уредби широко се прилагат в минно-обогатителните предприятия.
2. Аналитично изведените зависимости (3) и (5) за закона за движение на пресевните повърхности и амплитудно-честотната характеристика на трептенията могат да са от полза за усъвършенстване работата на този вид сита.

3. Резултатите от това изследване са формулирани прецизно, кратко, достатъчно ясно и могат да послужат при конструиране, модернизиране и

избор на оптимален режим на експлоатация на двукорпусните резонансни пресевни уредби.



Фиг. 4. Закон на трептенията на горния корпус

Литература

Цветков Х. Ц. Обогащителни машини. Техника, С., 1988.

Пулев, С. Динамика на вибрационни машини с ексцентрик вибровъзбудител. Годшник на МГУ, том 57, 2014, № 3, с. 92-95.

Серго Е.Е. Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых. Москва "Недра", 1985, 282 стр.

Статията е препоръчана за публикуване от кат. "Техническа механика".