

ДИНАМИКА НА ВИБРАЦИОННИ МАШИНИ С ЕКСЦЕНТРИКОВ ВИБРОВЪЗБУДИТЕЛ

Стефан Пулев

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

РЕЗЮМЕ. Изследвани са едномасов и двумасов модели на вибрационни машини с ексцентрикъв вибровъзбудител. Диференциалните уравнения на движението са изведени и решени аналитично. Получени са зависимости между параметрите на вибрационните машини, при които елементите на задвижването остават ненатоварени силово.

DYNAMICS OF VIBRATION MACHINES WITH AN ECCENTRIC VIBRATION GENERATOR

Stefan Pulev

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

ABSTRACT. A one- and a two-mass model of vibrating machines with an eccentric vibration generator are studied. The differential equations of motion are derived and solved analytically. The relations between the machines' parameters at which the drive remains unaffected by forces are determined.

Увод

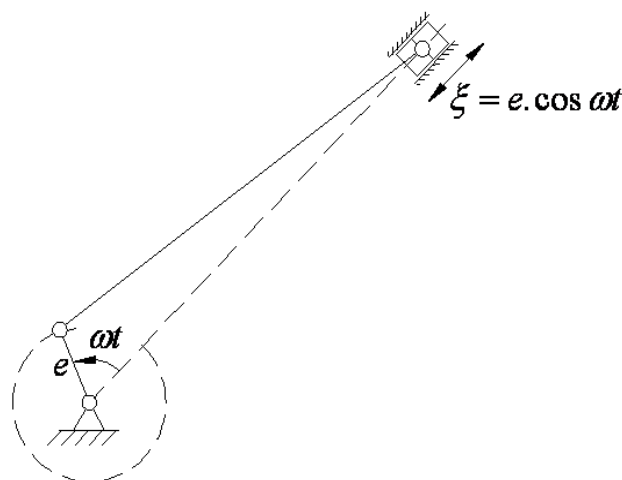
Вибрационните машини са получили наименованието си от характера на движение на техните работни органи – вибрация, т.е. трептения с малка амплитуда и висока честота. При тях съвсем целенасочено се предизвикват механични трептения за осъществяване на определени полезни функции. В минно-преработвателната индустрия такива машини са например: някои видове пресевни уредби, мелници, трошачки, транспортъори и др.

Целта на настоящата работа е да се определи законът за движение на изпълнителното звено на вибрационна машина с ексцентрикъв вибровъзбудител. Да се подберат стойности на параметрите, осигуряващи минимални динамични натоварвания и максимална ефективност в процеса на експлоатация на машината.

Описание на вибровъзбудителя

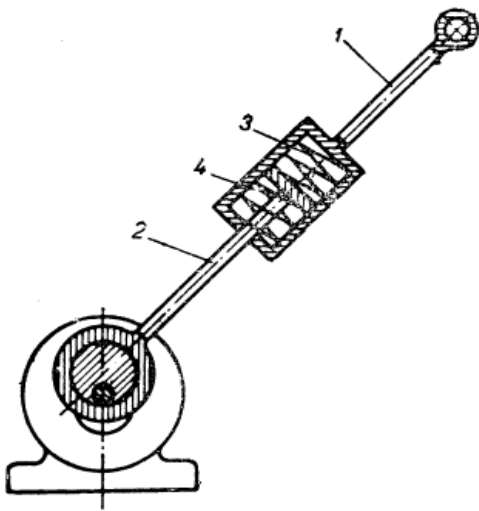
Ексцентриквият вибровъзбудител може да се разглежда като коляно-мотовилков механизъм (фиг. 1). Той се състои от ексцентрикъв вал, привездан в движение от електродвигател посредством ремъчна предавка, и мотовилка. Дължината на коляното e (ексцентрицитетът) е между 1 и 10mm и е многократно по-малка от дължината на мотовилката. Ако ексцентриквият вал се върти с постоянна ъглова скорост ω , то изпълнителното звено извършва праволинейно възвратно-постъпателно движение по закона $\xi = e \cdot \cos \omega t$. Това е възможно, само ако електродвигателят е достатъчно мощен, така че

трептенията на изпълнителното звено да не влияят върху големината на смущаващата честота ω .



Фиг. 1. Принципна схема на ексцентрикъв вибровъзбудител

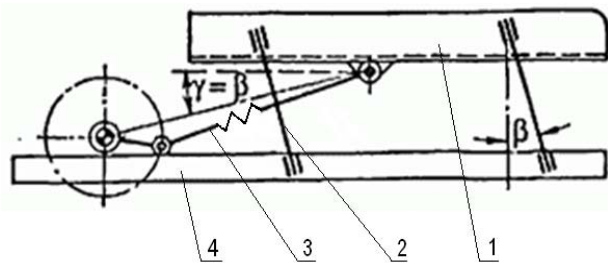
Поради безспорните си предимства широко се прилагат ексцентрикви вибровъзбудители с еластична мотовилка (фиг. 2). Мотовилката се състои от две половини 1 и 2, свързани посредством еластични елементи 3 и 4, които освен стоманени спирални пружини могат да са и гумени тампони. Поради свиването или удължаването на пружините мотовилката променя своята дължина в процеса на работа. Наличието на еластични елементи снижава пусковия момент на електродвигателя при стартиране на вибрационната машина.



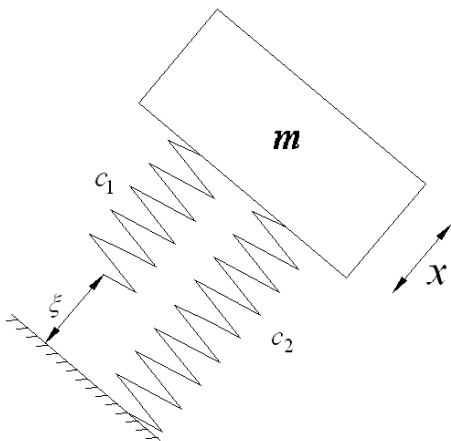
Фиг. 2. Ексцентриков вибровъзбудител с еластична мотовилка

Динамичен модел на едномасова вибрационна машина с ексцентриков вибровъзбудител

Пример за такъв вид вибрационна машина е познатото в специализираната литература сито на Ферарис. То се състои от корпус с пресевни повърхности 1, еластично окачване с листови пружини (ресори) 2, ексцентриков вибровъзбудител с еластична мотовилка 3 и основа 4. Трептенията на тяло 1 са много близки до праволинейните.



Фиг. 3. Вибрационно сито на Ферарис



Фиг. 4. Динамичен модел на едномасова вибрационна машина с ексцентриков вибровъзбудител

Динамичният модел на описаната вибрационна машина, както и на много други подобни е представен на фиг. 4. С m е означена масата на работния орган на вибрационната машина (в случая - на пресевните повърхности), който извършва праволинейни трептения. Еластичността на мотовилката е c_1 , а тази на окачването е c_2 . Вибровъзбудителят внася в трептящата система кинематично смущение, което се представя с израза:

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

Трептящата маса е с една степен на свобода и с x е означено нейното преместване.

Диференциалното уравнение, описващо малките трептения на механичната система, е:

$$m\ddot{x} + (c_1 + c_2)x = c_1 \cdot \xi.$$

След като положим $k^2 = \frac{c_1 + c_2}{m}$ и заместим израза за ξ , получаваме:

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

Това е нехомогенно диференциално уравнение от втори ред с постоянни коефициенти. Свободните трептения, извършващи се със собствената честота

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

на системата бързо затихват. Поради това се интересуваме от чисто принудените трептения, които търсим във вида

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

След заместване на израза (2) в диференциалното уравнение на малките трептения (1) и приравняване на коефициентите пред $\cos \omega t$ се получава следният израз за амплитудата на трептенията:

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

Следователно чисто принудените трептения на работния орган на вибрационната машина се извършват по закона

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

Силата, натоварваща еластичната мотовилка, се представя със следния израз:

$$F = c_1(x - \xi).$$

След като в горната формула заместим с (3) и извършим опростяване, получаваме

$$F = \frac{c_1 \cdot e (m\omega^2 - c_2)}{m(k^2 - \omega^2)} \cos \omega t.$$

Интерес представлява случаят, когато изразът в скобите от числителя се нулира, т.е.

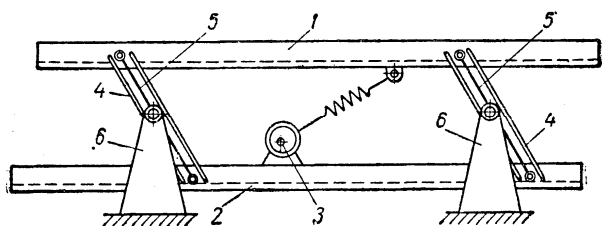
$$m\omega^2 - c_2 = 0 \text{ или } \omega = \sqrt{\frac{c_2}{m}}. \quad (4)$$

тогава амплитудата на силата, натоварваща мотовилката, става равна на нула, респективно $F = 0$. С други думи елементите на вибровъзбудителя не са натоварени силово. Това е много благоприятен случай от гледна точка на надеждността и безотказността на вибрационната машина.

Разгледаните едномасови вибрационни машини с ексцентриков вибровъзбудител се отличават с висока производителност, надеждност и проста конструкция. Те обаче имат един сериозен недостатък. Не са добре виброизолирани и големите инерционни сили от трептенията се предават върху основата (фундамента). Не се препоръчва те да се монтират и експлоатират в сгради. Този недостатък се преодолява при уравнивесените едномасови вибрационни машини, които са предмет на изследванията по-долу.

Динамичен модел на двумасова уравнивесена вибрационна машина с ексцентриков вибровъзбудител

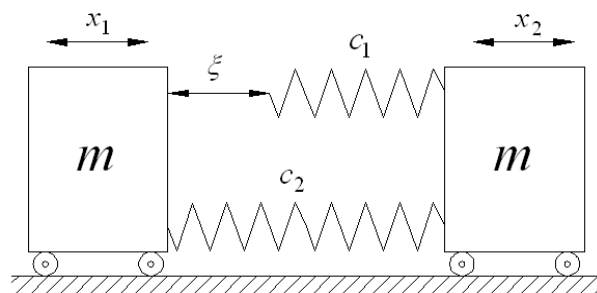
Пример за такъв тип вибрационна машина е пресевната уредба на австрийската фирма BINDER (фиг.5). Тя се състои от две пресевни повърхности 1 и 2, свързани помежду си с листови пружини (ресори) 4, и мотовилки 5. Мотовилките са ставно закрепени към стойките 6 и към тела 1 и 2. Източникът на вибрации е ексцентриковият вибровъзбудител 3 с еластична мотовилка. Мотовилките 5 извършват ротационно движение. Пресевните повърхности 1 и 2 се движат транслационно, като трептят в противофаза. Те имат еднакви маси и инерционните сили се уравнивесяват напълно. Така върху опорите не се предават динамични натоварвания.



Фиг. 5. Принципна схема на двумасово вибрационно сито

Динамичният модел на една двумасова вибрационна машина от този тип е представен на фигура 6. Състои се

от две трептящи маси m . Еластичността на мотовилката е c_1 , а тази на ресорите е c_2 . Обобщените координати са преместванията x_1 и x_2 на двете маси. Кинематичното смущение, внасяно от вибровъзбудителя, отново е $\xi = e \cdot \cos \omega t$.



Фиг. 6. Динамичен модел на двумасова уравнивесена вибрационна машина с ексцентриков вибровъзбудител

Диференциалните уравнения на движението са изведени с помощта на уравненията на Лагранж от II род и имат вида:

$$\begin{cases} m\ddot{x}_1 + (c_1 + c_2)x_1 - (c_1 + c_2)x_2 = -c_1 e \cos \omega t \\ m\ddot{x}_2 - (c_1 + c_2)x_1 + (c_1 + c_2)x_2 = c_1 e \cos \omega t. \end{cases} \quad (5)$$

Интересуваме се от чисто принудените трептения поради бързото затихване на свободните. Затова считаме, че честотата на трептенията съвпада с тази на смущението и търсим едно частно решение на системата (5) във вида:

$$\begin{cases} x_1 = A \cdot \cos \omega t \\ x_2 = B \cdot \cos \omega t. \end{cases} \quad (6)$$

След заместване на изразите (6) в диференциалните уравнения (5) за интеграционните константи се получава:

$$A = -B = \frac{c_1 e m \omega^2}{m^2 \omega^4 - 2m\omega^2(c_1 + c_2)}.$$

Следователно законът за малките трептения е

$$x_1 = -x_2 = \frac{c_1 e m \omega^2}{m^2 \omega^4 - 2m\omega^2(c_1 + c_2)} \cos \omega t. \quad (7)$$

Особено важно за практиката е да се определи силата, натоварваща еластичната мотовилка на вибровъзбудителя

$$F = c_1(x_2 - x_1 - \xi).$$

След заместване на (7) и опростяване, израза за силата се трансформира в

$$F = \frac{c_1 e m \omega^2 (2c_2 - m \omega^2)}{m^2 \omega^4 - 2m \omega^2 (c_1 + c_2)} \cos \omega t.$$

Става ясно, че когато изразът в скобите от числителя стане равен на нула, т.е.

$$\omega^2 = \frac{2c_2}{m} \quad (8)$$

тогава и силата, натоварваща мотовилката, се нулира. Формула (8) позволява да се определят честотата на електродвигателя, масите и еластичността на окачването така, че елементите на задвижването да останат ненатоварени силово. В това се състои най-голямото предимство на този тип вибровъзбудители.

Вибрационната машина от фигури 5 и 6 се препоръчва да работи в резонансен режим. Когато знаменателят на формула (7) стане равен на нула, амплитудата на двете трептящи маси може да стане безкрайно голяма. Това се постига, ако за смущаващата честота е в сила зависимостта:

$$\omega^2 = \frac{2(c_1 + c_2)}{m}. \quad (9)$$

В такъв случай за регулиране на амплитудата се поставят ограничители и допълнителни еластични елементи (буфери). Резонансните режими на работа на този тип вибрационни машини са предмет на отделно изследване.

Заклучение

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

1. Ексцентриковите вибровъзбудители широко се прилагат като източник на механични трептения при вибрационните машини поради простотата и надеждността на конструкцията си.

2. Аналитично изведените зависимости (4) и (8) между стойностите на параметрите осигуряват режим на работа, при който елементите на задвижването остават ненатоварени силово.

3. Уравновесените вибрационни машини са подходящи за работа и в резонансен режим, ако параметрите им удовлетворяват условие (9).

Литература

- Цветков Х., 1988, Обогатителни машини. Техника, С.
 Денев Ст., 1964, Трошене, смилане и пресяване на полезни изкопаеми. Техника, С.,
 Писарев А.М., 1985, Механични трептения, Техника, С.
 Повидайло В.А., 1962, Расчет и конструирование вибрационных питателей. МАШГИЗ, Киев.
 Тимонин А.С., 2003, Инженерно-экологический справочник. Т. 3. Калуга: Изд. Н. Бочкаревой.
 Кафтанов С.В. (ред.), 1947 Общая химическая технология топлива. 2-е издание, Москва-Ленинград: Госхимиздат.

Статията е препоръчана за публикуване от кат. „Техническа механика“.