

НОВ МЕТОД ЗА ЕФЕКТИВНА ВИБРОИЗОЛАЦИЯ НА ВИБРАЦИОННИТЕ ПРЕСЕВНИ СИСТЕМИ

Стефан Пулев

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

РЕЗЮМЕ. Предлага се еластично окачване на пресевните повърхности върху корпуса на ситото посредством гумени подложки с подходящо избран коефициент на еластичност. С помощта на двумасов динамичен модел с две степени на свобода са съставени диференциалните уравнения за движението и са изведени зависимости между отделните параметри така, че корпуса на вибрационното сито да остане неподвижен. Настъпва явлението антирезонанс, при което амплитудата на корпуса е равна на нула. Извършен е числен експеримент и е построена амплитудно-честотна характеристика, която потвърждава ефективността на предложения метод.

A NEW METHOD FOR EFFECTIVE VIBROISOLATION OF VIBRATING SCREENING MACHINES

Stefan Pulev

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

ABSTRACT. An elastic suspension is proposed for mounting the screening surfaces of a vibrating screening machine on its housing using rubber pads with suitable elasticity coefficients. The differential equations of motion are constructed using a two-mass model with two degrees of freedom. The dependencies between the parameters are derived such that the sieve's housing remains stationary. Antiresonance occurs and the amplitude of the housing remains zero. A numerical experiment is set up. The frequency response is plotted and confirms the effectiveness of the proposed method.

Увод

Вибрационните сита се използват широко при сортирането на насипни материали в минно-обогатителната, строителната, химическата и хранително-вкусовата промишленост. Работата им е свързана с пренасянето на големи периодично променящи се сили към фундамента или носещата конструкция. Предаваните вибрации са вредни както за обслужващия персонал и сградите, така и за павилното функциониране на намиращите се в близост съоръжения. Поради това ситата се монтират върху еластични елементи (цилиндрични винтови пружини) с малка еластичност, които да осигурят оптимални амплитуди и ниска собствена честота на трептенията на корпуса и същевременно да дадат необходимата свобода за трептенията на пресевните повърхности. Вниманието на конструкторите и производителите като че ли е насочено главно към осигоряване на висока производителност и добра устойчивост на ситата, а в по-малка степен върху проблемите на виброизолацията.

Същност на метода

В настоящата разработка се предлага еластично окачване на пресевните повърхности върху корпуса на ситото посредством гумени подложки (тампони) с подходящо избран материал и коефициент на еластичност. По

този начин вибрационната пресевна система се разделя на две трептящи маси, между които има еластична връзка. При определени условия може да настъпи познатото в теорията на трептенията явление антирезонанс. Корпусът остава неподвижен, докато пресевните повърхности извършват необходимите трептения.

Динамичен модел

За да се обоснове и докаже ползата от това конструктивно предложение ще разгледаме представения на фигура 1 динамичен модел на вибрационна пресевна машина. Корпусът има маса M и е окачен върху пружини с приведена еластична константа c_1 . Пресевните повърхности с маса m са закрепени към корпуса чрез еластични елементи с коефициент c_2 . Въведени са следните обобщени координати:

- x_1 - вертикално преместване на корпуса;
- x_2 - вертикално преместване на пресевните повърхности.

При изграждането на този динамичен модел са направени следните допускания:

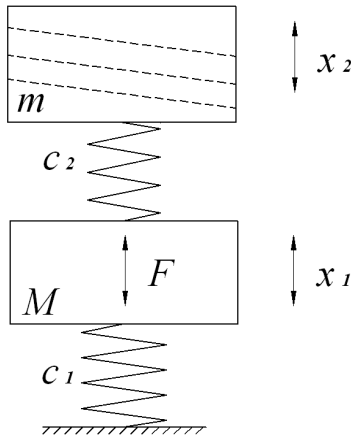
1. Двете маси извършват само праволинейни вертикални трептения, а хоризонталните и ъгловите са пренебрежимо малки. Това е уместно в най-голяма степен при наклонени пресевни повърхности.

2. Конструкцията на ситото е напълно симетрична, което означава, че няма свързаност между вертикалните и ъгловите трептения.

3. Не се отчитат дисипативните свойства на еластичните елементи. Доказано е, че демпфирането предизвиква затихване на амплитудата и несъществено влияе върху честотата на трептенията.

4. Деформацията на еластичните елементи е право пропорционална на приложената върху тях сила.

5. Амплитудата и честотата на вибратора се считат за постоянни.



Фиг. 1. Динамичен модел на вибрационна пресевна система

Силата предизвикваща праволинейни трептения на корпуса има вида $F = h \cdot \sin \omega t$. Тя се поражда от двувалов фазово уравнивесен вибратор, състоящ се от два успоредни дебалансни вала, въртящи се с еднаква честота ω и противоположни посоки. Честотата на смущението ω се определя от ъгловата скорост на задвижващия електродвигател и от предавателното отношение на ремъчната предавка. Амплитудата h зависи от големината и ексцентрицитета на дебалансните маси, а също така и от квадрата на честотата ω . В по-малка степен се използват и електромагнитни вибратори, но от математическа гледна точка формулата за смущаващата сила F остава същата.

Диференциалните уравнения, описващи движението на динамичния модел, са съставени с помощта на уравненията на Лагранж от II род. Те са нехомогенни, от втори ред, с постоянни коефициенти и изглеждат така:

$$\begin{cases} M\ddot{x}_1 + (c_1 + c_2)x_1 - c_2x_2 = h \cdot \sin \omega t \\ m\ddot{x}_2 - c_2x_1 + c_2x_2 = 0 \end{cases} \quad (1)$$

Интересуваме се от чисто принудените трептения и затова търсим решението на горната система във вида:

$$\begin{cases} x_1 = A \cdot \sin \omega t \\ x_2 = B \cdot \sin \omega t. \end{cases} \quad (2)$$

Тези изрази предполагат трептения на двете маси с амплитуди съответно A и B и честота, равна на честотата ω на смущаващата сила. За да определим интеграционните константи A и B диференцираме

двукратно закона за движение и получаваме съответно скоростите

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = A\omega \cdot \cos \omega t \\ \dot{x}_2 = B\omega \cdot \cos \omega t. \end{cases}$$

и ускоренията

$$\begin{cases} \ddot{x}_1 = -A\omega^2 \cdot \sin \omega t \\ \ddot{x}_2 = -B\omega^2 \cdot \sin \omega t. \end{cases} \quad (3)$$

на трептящите маси. След като заместим изразите (2) и (3) в диференциалните уравнения на движението (1) и се освободим от множителя $\sin \omega t$ получаваме уравненията за определяне на константите A и B :

$$\begin{cases} (c_1 + c_2 - M\omega^2)A - c_2B = h \\ -c_2A + (c_2 - m\omega^2)B = 0. \end{cases}$$

Решенията на горната система са следните изрази за амплитудите на чисто принудените трептения:

$$\begin{aligned} A &= \frac{h(c_2 - m\omega^2)}{(c_1 + c_2 - M\omega^2)(c_2 - m\omega^2) - c_2^2}, \\ B &= \frac{hc_1}{(c_1 + c_2 - M\omega^2)(c_2 - m\omega^2) - c_2^2}. \end{aligned} \quad (4)$$

Анализът на получените резултати (4) показва, че е напълно възможно амплитудата A на трептенията на корпуса да стане равна на нула. Това означава, че корпуса на ситото ще остане неподвижен въпреки, че е натоварен с периодично променлива сила и не е твърдо закрепен. Условието, осигуряващо нулева амплитуда е $c_2 - m\omega^2 = 0$. То ни дава възможност да подберем оптимална стойност на коефициента на еластичност на окачването на пресевните повърхности, а именно $c_2 = m\omega^2$.

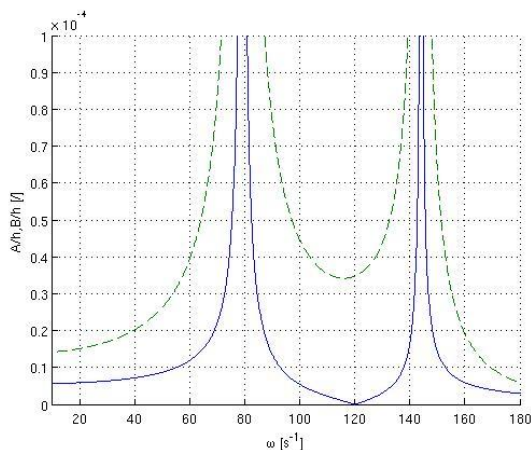
С помощта на изведените зависимости могат да се подберат стойностите на параметрите c_2 , m и ω така, че амплитудата на корпуса на пресевната машина да стане равна на нула. Възниква явлението антирезонанс, което се обяснява с това, че пружинната сила в горната пружина уравнивесява смущаващата сила F . На практика корпусът няма да остане абсолютно неподвижен. Причината са някои случайни фактори, които не са отразени в разглеждания динамичен модел, като например неравномерното подаване на пресевния материал, нелинейната еластичност на окачването и допусканията, споменати при описанието на динамичния модел. Въпреки това амплитудата на корпуса, а с това и динамичното натоварване върху фундамента, ще останат пренебрежимо малки. Това няма да се отрази върху производителността, защото пресевните повърхности ще извършват трептения с необходимата амплитуда ($B \neq 0$). Най-голямо влияние върху амплитудата B оказва приведенния коефициент на еластичност c_1 . Колкото по-

твърди са пружините, носещи корпуса, толкова по-голяма става амплитудата на пресевните повърхности

Числен експеримент

С помощта на механичния модел от фигура 1 и формули (4) е извършен числен експеримент за конкретна пресевна машина със следните данни: $c_1 = 18 \cdot 10^6 \text{ N/m}$, $M = 2000 \text{ kg}$, $m = 500 \text{ kg}$, $c_2 = 7,2 \cdot 10^6 \text{ N/m}$.

На фигура 2 е представена амплитудно-честотните характеристики на трептенията на корпуса (с непрекъснатата) и на пресевните повърхности (с прекъснатата линия). По абсцисата са нанесени стойностите на ω , а по ординатата - на коефициента на динамичност (отношенията A/h и B/h). Забелязва се, че амплитудата на корпуса е равна на нула когато честотата на смущението е $\omega = 120 \text{ s}^{-1}$ или приблизително 1146 об/мин. Тази стойност е възможно най-добрата за виброизолацията на машината. Същевременно пресевните повърхности не остават неподвижни, а извършват трептения, необходими за правилното функциониране на машината. Амплитудата на тези трептения може да бъде допълнително оптимизирана чрез промяна на големината и ексцентрицитета на дебалансните маси.

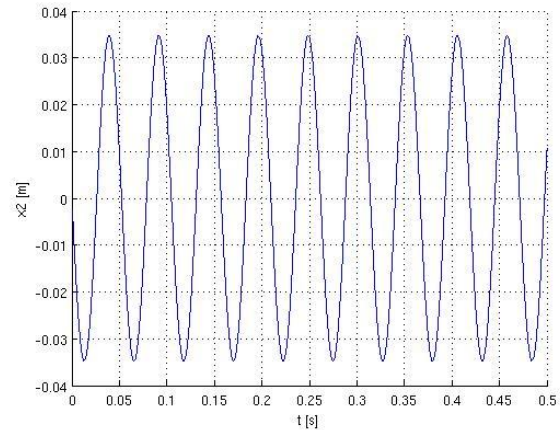


Фиг. 2. Амплитудно-честотна характеристика на трептенията

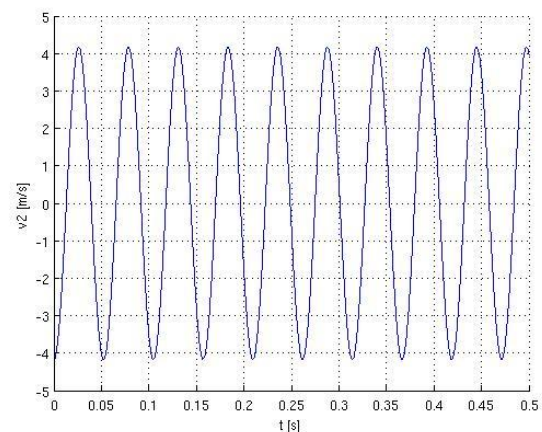
Препоръчителните стойности за амплитудата B на пресевните повърхности са в интервала от 1 cm до 10 cm. При по-малки от тези стойности се повишава опасността от задръстване на отворите на пресевните повърхности, а при по-големи от тях може да се получи разпиляване на материала извън корпуса на машината. И в двата случая производителността намалява. При пресяването на по-едър материал са необходими по-голяма амплитуда и по-ниска честота на трептенията. При по-ситен материал трябва да се осигури по-малка амплитуда и по-висока честота.

На фигура 2 се виждат и двата резонансни случая, когато амплитудите на трептящите маси стават безкрайно големи. Това може да предизвика тежки производствени аварии и да доведе до разрушаване на машината. Пониската резонансна честота е $79 \text{ s}^{-1} = 754 \text{ об/мин}$, а по-високата - $145 \text{ s}^{-1} = 1385 \text{ об/мин}$. Резонансните режими се отразяват зле върху устойчивостта на трептенията.

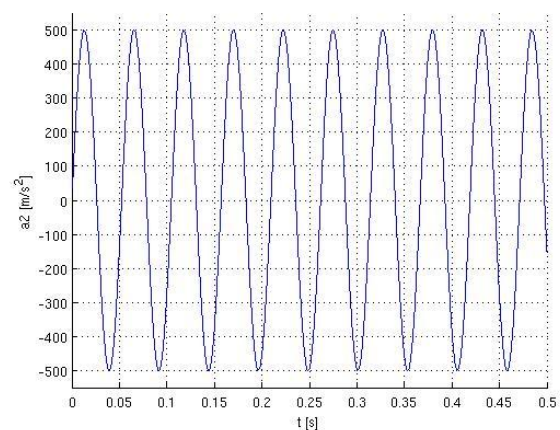
На фигура 3 е представен графично закона (2) за трептенията на пресевните повърхности, а именно зависимостта на вертикалното преместване от времето, а фигури 4 и 5 са виброграми на скоростта и ускорението на пресевните повърхности при амплитуда $h = 1000 \text{ N}$ и честота на смущаващата сила $\omega = 120 \text{ s}^{-1}$. Отчитаме амплитуда на трептенията от 3,5 cm и честота 19 Hz. При това корпуса не се движи.



Фиг. 3. Закон за трептенията $x_2(t)$ на пресевните повърхности



Фиг. 4. Виброграма на скоростта $v_2 = \dot{x}_2(t)$ на пресевните повърхности



Фиг. 5. Виброграма на ускорението $a_2 = \ddot{x}_2(t)$ на пресевните повърхности

Изводи

1. В настоящата работа е предложено еластично окачване на пресевните повърхности върху корпуса на вибрационното сито. Това решава напълно проблема с виброизолацията.

2. Разгледан е двумасов динамичен модел и аналитично е определен закона за принудените трептения.

3. Получени и доказани с числен експеримент са зависимостите между механичните характеристики, осигуряващи оптимална виброизолация на корпуса на машината.

Литература

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

Вайсберг Л.А. Проектирование и расчет вибрационных грохотов. Недра, М., 1986.

Денев Ст.Ил. Трошене, смилане и пресяване на полезни изкопаеми. Техника, С., 1964.