

ТЕХНОЛОГИЯ ПРОДОВОЛЬСТВЕННЫХ ПРОДУКТОВ

УДК 62-251:62-567

ББК 34.445

О-11

Дмитренко Екатерина Валерьевна, кандидат технических наук, доцент кафедры безопасности жизнедеятельности ФГБОУ ВПО «Кубанский государственный технологический университет»; тел.: 8(861)2740138;

Трущенко Елена Николаевна, кандидат педагогических наук, старший преподаватель кафедры технической механики и гидравлики ФГБОУ ВПО «Кубанский государственный технологический университет»; тел.: 8(861)2559743;

Стерехова Надежда Валентиновна, старший преподаватель кафедры строительных и общепрофессиональных дисциплин технологического факультета ФГБОУ ВПО «Майкопский государственный технологический университет»; тел.: 8(8772)525534;

Китаин Виталий Владимирович, кандидат технических наук, доцент кафедры технической механики и гидравлики ФГБОУ ВПО «Кубанский государственный технологический университет»; тел.: 8(861)2559743;

Сухинин Валерий Николаевич, кандидат технических наук, доцент кафедры технической механики и гидравлики ФГБОУ ВПО «Кубанский государственный технологический университет»; тел.: 8(861)2559743.

О КОЛЕБАНИЯХ МЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ПРИ ДЕЙСТВИИ НЕУРАВНОВЕШЕННОЙ СИЛЫ ИНЕРЦИИ

(рецензирована)

Цель работы: использовать системы с амортизаторами и установить, в каком режиме до резонансом, резонансом или после резонансом происходят колебания.

Ключевые слова: диск (ротор), силы инерции, «круглые» и «квадратные» амортизаторы.

Dimitrenko Ekaterina Valerievna, Candidate of Technical Sciences, assistant professor of the Department of Life Safety of FSBEI HPE “Kuban State Technological University”, tel.: 8 (861) 2740138;

Truschenko Elena Nicholaevna, Candidate of Pedagogy, senior lecturer of the Department of Technical Mechanics and Hydraulics of FSBEI HPE “Kuban State Technological University”, tel.: 8 (861) 2559743;

Sterekhova Nadezhda Valentinovna, senior lecturer of the Department of Construction and General Professional Disciplines of the Technological Faculty of FSBEI HPE “Maikop State Technological University”; tel.: 8 (8772) 525534;

Kitain Vitaly Vladimirovich, Candidate of Technical Sciences, assistant professor of the Department of Engineering Mechanics and Hydraulics of FSBEI HPE :Kuban State Technological University”, tel.: 8 (861) 2559743;

Sukhinin Valery Nicholaevich, Candidate of Technical Sciences, assistant professor of the Department of Engineering Mechanics and Hydraulics of FSBEI HPE: Kuban State Technological University”, tel.: 8 (861) 2559743;

ON THE FLUCTUATIONS OF THE MECHANICAL SYSTEM INFLUENCED BY THE UNBALANCED INERTIA FORCES

(reviewed)

The objective of the research has been the use of the system with shock absorbers and determination of the mode (pre-resonant, resonant or post - resonant) at which these fluctuations occur.

Keywords: disk (rotor), the force of inertia, “round” and “square” shock absorbers.

При работе воздуходувок, вентиляторов, турбин, дезинтеграторов, дисмембраторов и других механизмов с быстровращающимися неуравновешенными дисками и роторами могут возникать опасные колебания, которые приводят к разрушению элементов механизма, преждевременному выходу из строя подшипников, возникновению шума и вибраций. Поскольку полного уравнивания диска (ротора) достичь довольно сложно, задача уменьшения вредного влияния колебаний, вызванных неуравновешенными силами инерции, является весьма актуальной.

В настоящей работе рассматриваются колебания, возникающие в системе, состоящей из вращающегося диска 1 со смещенным центром масс, закрепленного на платформе 2, связанной с неподвижным основанием 3 с помощью упругих амортизаторов 4 (рис. 1).

При смещении центра масс диска от оси вращения возникает неуравновешенная сила инерции

$$P = m_1 \omega^2 r_s \text{ Н,}$$

где m_1 – масса диска, кг; ω – угловая скорость диска, с^{-1} ; r_s – смещение центра масс диска от оси вращения, м.

Разложим силу инерции P на вертикальную (P_y) и горизонтальную (P_x) составляющие (рис. 1).

Тогда

$$P_y = P \sin \varphi = P \sin \omega t = m_1 \omega^2 r_s \sin \omega t, \quad (1)$$

где $\varphi = \omega t$ – угол, образованный силой P с горизонтальной осью; t – время.

Под действием вертикальной силы P_y платформа будет совершать вертикальные колебания.

Горизонтальные колебания исключаются за счет специальных направляющих 5 (рис. 1).

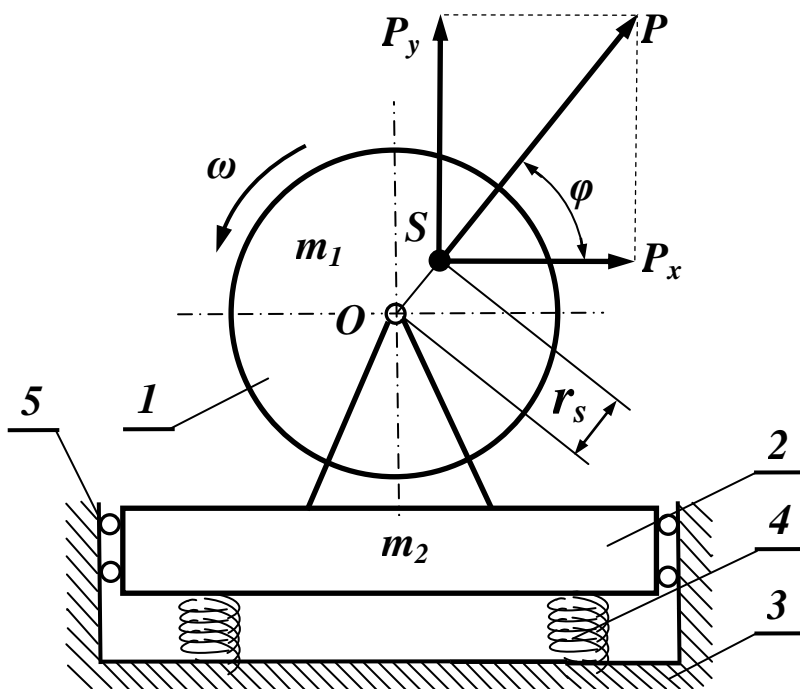


Рисунок 1. Колебания в системе

Частоту собственных вертикальных колебаний платформы определяем по формуле:

$$P = \sqrt{\frac{C_{y\acute{e}a}}{m}} \text{ с}^{-1}, \quad (2)$$

где $C_{\acute{e}кв}$ – эквивалентный коэффициент жесткости системы амортизаторов при сжатии, Н/м; $m = m_1 + m_2$ – суммарная масса вращающегося диска и платформы, кг; m_2 – масса платформы, кг.

Вертикальные перемещения платформы определяются из выражения (1)

$$y = \frac{P}{C_{y\acute{e}a} \cdot \left[1 / \left(1 - \frac{\omega^2}{P^2} \right) \right]} \sin \omega t \quad (3)$$

Введя обозначение

$$K_{\grave{a}e\grave{f}} = \left[1 / \left(1 - \frac{\omega^2}{P^2} \right) \right], \quad (4)$$

где $K_{\grave{a}e\grave{f}}$ – динамический коэффициент, запишем

$$y_{\max} = \left(\frac{P}{C_{y\acute{e}a}} \right) \cdot K_{\grave{a}e\grave{f}} \quad (5)$$

или

$$y_{\max} = \frac{m_1 \omega^2 r_s}{C_{\text{yêà}}} \cdot \left(1 - \frac{\omega^2}{p^2}\right)^{-1} \quad (6)$$

В случае применения амортизаторов в виде набора квадратных элементов с размером a и общей высотой l_A получаем следующее выражение для коэффициента жесткости одного «квадратного» амортизатора:

$$\tilde{N}_1 = \frac{EA}{l_A} = \frac{Ea^2}{l_A} \text{ Н/м}, \quad (7)$$

где E – модуль продольной упругости материала амортизатора, МПа; $A = a^2$ – площадь поперечного сечения «квадратного» амортизатора, мм².

В случае применения «круглых» амортизаторов, т.е. амортизаторов с круглым поперечным сечением, коэффициент жесткости одного «круглого» амортизатора определяется по формуле

$$\tilde{N}_1 = \frac{EA}{l_A} = \frac{E\pi d^2}{4l_A}, \quad (8)$$

где d – диаметр поперечного сечения «круглого» амортизатора, мм.

Если в системе применяются «круглые» амортизаторы, т.е. амортизаторы с круглым поперечным сечением, то эквивалентный коэффициент жесткости всех амортизаторов будет равен

$$C_{\text{yêà}} = Z \frac{EA}{l_A} = Z \frac{E\pi d^2}{4l_A}, \quad (9)$$

где Z – число амортизаторов.

Аналогично получаем выражение для определения эквивалентного коэффициента жесткости всех амортизаторов с квадратным поперечным сечением

$$C_{\text{yêà}} = Z \frac{EA}{l_A} = Z \frac{Ea^2}{l_A}, \quad (10)$$

Размер поперечного сечения определяется из условия прочности амортизатора при сжатии:

- для «круглых» амортизаторов

$$\sigma = \frac{P}{A} = \frac{4m\omega^2 r_s}{Z\pi d^2} \leq [\sigma]; \quad (11)$$

- для «квадратных» амортизаторов

$$\sigma = \frac{P}{A} = \frac{m\omega^2 r_s}{Za^2} \leq [\sigma]; \quad (12)$$

где $[\sigma]$ – допускаемое напряжения сжатия для материала амортизатора, МПа.

Из формул (11), (12) находим размеры поперечного сечения амортизатора соответственно для «круглых» и «квадратных» амортизаторов

$$d \geq \sqrt{\frac{4m\omega^2 r_s}{Z\pi[\sigma]}}; \quad (13)$$

$$a \geq \sqrt{\frac{m\omega^2 r_s}{Z[\sigma]}}. \quad (14)$$

С учетом полученных формул (9), (10) для эквивалентных коэффициентов жесткости, запишем выражения для определения частоты собственных вертикальных колебаний платформы соответственно для системы с «квадратными» и «круглыми» амортизаторами:

$$p^2 = \frac{C_{\text{yêà}}}{m} = Z \frac{Ea^2}{l_A m}; \quad (15)$$

$$p^2 = \frac{C_{\text{yêà}}}{m} = Z \frac{E\pi d^2}{4l_A m}. \quad (16)$$

Далее представим выражение для коэффициента динамичности с учетом формул (15), (16) соответственно для системы с «квадратными» и «круглыми» амортизаторами в виде:

$$K_{\text{дин}} = 1 / (1 - \omega^2 / (z E a^2 m / l_A)^2) = (1 / (1 - \omega^2 l_A)) / (z E a^2 m)^2;$$

$$K_{\text{аэф}} = \frac{1}{1 - \frac{\omega^2}{(Z \cdot Ea^2 m / l_A)^2}} = \frac{1}{1 - \frac{\omega^2}{(Z \cdot Ea^2 m l_A)^2}} \quad (17)$$

$$K_{\text{дин}} = 1 / (1 - \omega^2 / Z E \pi d^2 / 4l_A) / m$$

$$K_{\text{аэф}} = \frac{1}{1 - \frac{\omega^2}{(Z \cdot E \pi d^2 m / 4l_A)^2}} \quad (18)$$

Полученные зависимости (17), (18) позволяют выразить значения $K_{\text{дин}}$ через основные параметры исследуемой системы с амортизаторами и установить в каком режиме (до резонансном, резонансном или после резонансном) происходят колебания в системе.

ВЫВОДЫ

1. Анализ полученных зависимостей для коэффициентов динамичности от основных параметров системы показывает, что для отстройки от резонанса, когда $\omega = p$, необходимо назначать геометрические параметры амортизаторов и выбирать амортизаторы с оптимальным значением модуля упругости E таким образом, чтобы величина второго члена в знаменателе формулы (4) отличалась от единицы.

2. В случае применения резиновых амортизаторов оптимальное значение величины E может быть достигнуто за счет выбора той или иной марки резины для амортизатора [2].

3. Полученные выражения (11), (12) и (13), (14) следует использовать при практических расчетах механических систем с амортизаторами для определения геометрических параметров соответственно «квадратных» и «круглых» амортизаторов.

Литература:

1. Потураев В.Н., Дырда В.И. Резиновые детали машин. М.: Машиностроение, 1977. 216 с.
2. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. М.: Наука, 1967. 444 с.