

путем объемного промывания. Установлено неудовлетворительное очищение биодизеля от катализатора при объемном промывании. При объемном промывании при помощи лопастных мешалок щелочность биодизеля со временем возрастает, что можно объяснить разбросом пластинок цитрата калия на более мелкие в результате механического перемешивания и плохого их перехода от слоя биодизеля до слоя воды. Итак, объемное промывание в течение четырех часов неудовлетворительно освобождает биодизель от катализатора.

Ключевые слова: биодизель, лимонная кислота, нейтрализация, цитрат калия, мешалка

RESEARCH PARAMETERS AND MODES OF WASHING VOLUMETRIC BIODIESEL

O. V. Polishchuk, N. I. Kozak, V. M. Polishchuk, S. Ye. Tarasenko

Abstract. *The necessity of purification of biodiesel from the alkaline catalyst. The described method and the method of purification of biodiesel by volume lavage. Fitted unsatisfactory cleaning of the biodiesel from the catalyst at a high volume lavage. When the volume lavage using paddle stirrers alkalinity of biodiesel increases with time, which can be explained by variation records of the potassium citrate into smaller as a result of mechanical mixing and poor transition from the layer of biodiesel to the water layer. So, volume lavage within four hours of unsatisfactory exempts biodiesel from the catalyst.*

Key words: *biodiesel, citric acid, neutralization, potassium citrate, mixer*

УДК 621.7.002

АНАЛИТИЧЕСКИЙ ПОДХОД В АНАЛИЗЕ НЕСТАЦИОНАРНЫХ КОЛЕБАНИЙ ВИБРАТОРОМ ДЛЯ ПОВЕРХНОСТНОГО УПЛОТНЕНИЯ БЕТОННЫХ СМЕСЕЙ

Ю. В. Човнюк, В. Т. Кравчук, И. Н. Сивак,
кандидаты технических наук
e-mail: sivakim@ukr.net

Аннотация. *Предложен аналитический подход для анализа нестационарных колебаний вибратором, предназначенного для уплотнения бетонных смесей. Учтены виды вязкого и сухого трения, а также линейный закон изменения частоты возмущающей силы со временем. Вибраторы для поверхностного*

© Ю. В. Човнюк, В. Т. Кравчук, И. Н. Сивак, 2016

уплотнения бетонных смесей относятся к вибросистемам с динамической нелинейностью, т.е. такой нелинейностью, которая проявляется только при движении. Вообще говоря, к вибросистемам с динамической нелинейностью относятся колебательные системы большинства машин вибрационного действия, применяемых в строительстве, у которых силы неупругого сопротивления (демпфирования) изменяются непропорциональностью скорости движения в первой степени.

В процессе работы вибромашинами возникают различные по своей природе неупругие сопротивления. Все эти сопротивления по-разному изменяются в зависимости от смещения элементов колебательной системы вибромашины. Каждое из них влияет на форму и атмосферу колебаний, а также на расход энергии. Резумирующую всех неупругих сопротивлений вибросистемы можно представить как многокомпонентные сопротивление, состоящее из суммы одновременно действующих однокомпонентных сопротивлений.

Ключевые слова: *аналитический подход, анализ, нестационарные колебания, поверхностное уплотнение*

Постановка проблемы. Известно [1, 2], что при запуске машин (в частности, вибраторов для поверхностного уплотнения бетонных смесей) амплитуда и частота возмущений, обусловленных неуравновешенностью вращательно или постарательно двух пружинящихся масс, изменяются вследствие изменений условий скорости, вала машин.

Анализ последних исследований. Колебания, происходящие под действием возмущающих сил с переменной частотой, являются нестационарными [2]. Они возникают также в системах у которых течением времени изменяются масса или восстанавливающие силы, как это имеет место, например, у объектов переменной массы или объектов, двух пружинящихся в среде переменной плотности, когда восстановленные моменты, пропорциональные скоростному напору, являются функциями скорости и высоты полёта.

Вибраторы для поверхностного уплотнения бетонных смесей относятся к вибросистемам с динамической нелинейностью, т.е. такой нелинейностью, которая проявляется только при движении. Вообще говоря, к вибросистемам с динамической нелинейностью относятся колебательные системы большинства машин вибрационного действия, применяемых в строительстве, у которых силы неупругого сопротивления (демпфирования) изменяются непропорциональностью скорости движения в первой степени. В процессе работы вибромашинами возникают различные по своей

природе неупругие сопротивления. Все эти сопротивления по-разному изменяются в зависимости от смещения элементов колебательной системы вибромашины. Каждое из них влияет на форму и атмосферу колебаний, а также на расход энергии.

Цель исследований. Резумирующую всех неупругих сопротивлений вибросистемы можно представить как многокомпонентное сопротивление, состоящее из суммы одновременно действующих однокомпонентных сопротивлений. В качестве однокомпонентных сопротивлений в данном исследовании нестационарных колебаний вибраторов для поверхностного уплотнения бетонных смесей, работающих в режиме разгона, рассматриваются:

1) сопротивление, зависящее линейно от скорости (т.н. вязкое / Ньютоновское трение);

2) постоянное по величине сопротивление сухого трения; исправление резумирующего многокомпонентного сопротивления, так же как и направление его отдельных компонентов, всегда равноположно скорости.

Результаты исследований. Рассмотрим нестационарные колебания указанного выше вибратора и проведем анализ его вынужденных колебаний в рамках простейшей модели линейной системы с одной степенью свободы движения, находящейся под действием возмущающей силы, частота которой изменяется по линейному закону в зависимости от времени (t).

Следует отметить, что в данном исследовании, с отличием от работ [1, 2], учтены вязкие и сухие трения. Уравнение нестационарных колебаний линейной системы с одной степенью свободы движения под действием (возмущающей силы) в предположении, что источник энергии обладает достаточно большой мощностью, сводится к следующему виду:

$$M \ddot{x} + \beta \cdot \dot{x} + F \cdot \frac{\dot{x}}{|\dot{x}|} + C \cdot x = P(t) \cdot \cos \{ \theta(t) \},$$

где: M – масса вибратора, включающая присоединённую массу уплотнённой поверхности способом бетонной смеси; β – коэффициент вязкого сопротивления; $F = k \cdot Mg$, k – коэффициент трения скольжения (в законе Купона – Амонтона), g – ускорение свободного падения; C – жёсткость вибросистемы; P(t) – амплитуда возмущающей силы, зависящих от времени; $\theta(t)$ – мгновенная фаза указанной силы также зависящих от времени; X(t) – линейное перемещение вибраторов; $\dot{x} = \frac{dx}{dt}$; $\ddot{x} = \frac{d^2x}{dt^2}$.

При этом частота внешней силы $\nu = \frac{d\theta}{dt}$, является некоторой функцией времени (t); в простейшем случае это линейная функция t:

$$\nu(t) = \zeta \cdot t,$$

где: $\xi = \text{const} > 0$ – скорость изменения частоты $\nu(t)$.

После решения на M левой и правой части уравнения введения обозначений:

$$\mu = \frac{\beta}{M}; \quad \dot{F} = \frac{F}{M}; \quad \Omega^2 = \frac{C}{M}; \quad P(t) = \frac{P(t)}{M},$$

Вместо (1) можно получить:

$$\ddot{X} = \mu \cdot \dot{X} + \dot{F} \cdot \frac{\dot{X}}{|\dot{X}|} + \Omega^2 \cdot X = P(t) \cdot \cos\{\theta(t)\}.$$

Для удобства решения уравнения (3) введём комплексную переменную Z :

$$X(t) = \text{Re}\{z(t)\}.$$

Удовлетворяет уравнению:

$$\frac{d^2 z}{dt^2} + \mu \cdot \frac{dz}{dt} + \dot{F} \cdot \frac{\dot{z}}{|z|} + \Omega^2 \cdot z = P(t) \cdot l^{-i \cdot \theta(t)}, \quad i^2 = -1.$$

Решение уравнения (5), описывающее вынужденные нестационарные колебания, будем находить методом вариации произвольных постоянных [4].

Если исключить в решении уравнения (5) члены описывающие затухающие собственные колебания вибросистемы, ... $Z(0) = 0, \dot{Z}(0) = 0$, тогда получим частное решение:

$$Z(t) = \frac{1}{k_1} \cdot \int_0^t \{ \tilde{P}(r) \cdot e^{-i \cdot \theta(r)} - F^* \} \cdot \exp\left[-\frac{M}{2} \cdot (t-r)\right] \cdot \sin[k_1(t-r)] dr,$$

где: $k_1 = \sqrt{\Omega^2 - \mu^2/4}$; $\theta = \frac{\varepsilon \cdot t^2}{2} + \delta$ (δ – начальная фаза); $F^* = \tilde{F} \cdot \frac{\dot{Z}}{|\dot{Z}|}$.

Интеграл (6) не выражается через известные элементарные функции, а его вычисление сокращено с определенными трудностями, т.к. подынтегральная функция является колеблющейся и на интервале времени, равному одному периоду $T = 2\pi/\Omega$, приходится вычислять её для значительного числа точек, а на конечном интервале времени объём вычислительной работы становится весьма значительным.

Интервал (6) может быть выражен через интеграл вероятности от комплексного аргумента $W(z)$ [3]. Эти интегралы табулированы, что упрощает решение задачи:

$$\begin{aligned} \check{z}(t) = & \frac{(i-1)}{2k_1 \cdot \sqrt{\varepsilon}} \cdot \left[\exp(-v^2) \cdot \int_{v_0}^v P \cdot \exp(v^2) dv + \exp(-u^2) \cdot \right. \\ & \left. \int_{u_0}^u P \cdot \exp(u^2) du \right] \cdot e^{-i\theta(t)} - \frac{F^*}{k_1} \cdot \frac{k_1}{(k_1^2 + \mu^2/4)} \cdot \left\{ 1 - \exp\left(-\frac{\mu}{2} \cdot t\right) \cdot \left[\cos(k_1 \cdot t) + \right. \right. \\ & \left. \left. \frac{\mu}{2 \cdot k_1} \cdot \sin(k_1 \cdot t) \right] \right\} = \frac{(i-1)}{2b_1 \cdot \sqrt{\varepsilon}} \cdot \left[\exp(-v^2) \cdot \int_{v_0}^v P \cdot \exp(v^2) dv + \exp(-u^2) \cdot \right. \\ & \left. \int_{u_0}^u P \cdot \exp(u^2) du \right] \cdot e^{-i\theta(t)} - \frac{F^*}{\Omega^2} \cdot \left\{ 1 - \exp\left(-\frac{\mu}{2} \cdot t\right) \cdot \left[\cos(k_1 \cdot t) + \frac{\mu}{2 \cdot k_1} \cdot \right. \right. \\ & \left. \left. \sin(k_1 \cdot t) \right] \right\} \end{aligned}$$

$$\text{где: } u_0 = \frac{(1-i)}{2\sqrt{\varepsilon}} \cdot \left(i \cdot \frac{\mu}{2} - k^1 \right); v_0 = \frac{(i-1)}{2\sqrt{\varepsilon}} \cdot \left(i \cdot \frac{\mu}{2} + k^1 \right)$$

$$u = \frac{(1-i)}{2\sqrt{\varepsilon}} \cdot \left(\varepsilon\tau - k^1 + i \cdot \frac{\mu}{2} \right); v = \frac{(i-1)}{2\sqrt{\varepsilon}} \cdot \left(\varepsilon \cdot \tau + k^1 + i \cdot \frac{\mu}{2} \right)$$

Представим первое слагаемое $z(t)$ в (7) как $z_1(t)$, а второе как $z_2(t)$. Тогда можно записать:

$$Z(t) = \operatorname{Re}\{Z_1(t)\} + i * \operatorname{Im}\{Z_1(t)\} - \operatorname{Re}\{Z_2(t)\} - i * \operatorname{Im}\{Z_2(t)\}, \quad (8)$$

Либо:

$$\begin{cases} Z(t) = \sqrt{[\operatorname{Re}Z_1 - \operatorname{Re}Z_2]^2 + [\operatorname{Im}Z_1 - \operatorname{Im}Z_2]^2} * \exp\{-i * T(t)\} \\ T(t) = -\operatorname{arctg} \left\{ \frac{\operatorname{Im}Z_1 - \operatorname{Im}Z_2}{\operatorname{Re}Z_1 - \operatorname{Re}Z_2} \right\} \end{cases} \quad (9)$$

Тогда решение (3) $x(t)$ приобретает вид:

$$x(t) = \sqrt{[\operatorname{Re}z_1 - \operatorname{Re}z_2]^2 + [\operatorname{Im}z_1 - \operatorname{Im}z_2]^2} \cdot \cos\{t(t)\}. \quad (10)$$

Введем, как и в [1], следующие обозначения:

$$A_{st} = \frac{\tilde{P}(0)}{R_1^2} - \text{статистическое отклонение системы } (k_1 = \Omega);$$

$\lambda = \sqrt{[\operatorname{Re}z_1 - \operatorname{Re}z_2]^2 + [\operatorname{Im}z_1 - \operatorname{Im}z_2]^2} / A_{st}$ – динамический коэффициент при нестационарных вынужденных колебаниях с переменной частотой;

$\lambda^0 = \frac{R_1}{\mu} = \frac{A_0}{A_{st}}$, A_0 – динамический коэффициент λ^0 и амплитуда колебаний при установившемся резонансе вибросистемы, когда k_1 равно частоте вынуждающей силы; $\beta = \frac{\lambda}{\lambda^0}$ – относительный динамический коэффициент при нестационарных колебаниях.

Тогда в рассматриваемых случаях имеем:

$$\beta = \frac{\lambda}{\lambda^0} = \frac{\mu \cdot k_1}{P(0)} \cdot \sqrt{[\operatorname{Re}z_1 - \operatorname{Re}z_2]^2 + [\operatorname{Im}z_1 - \operatorname{Im}z_2]^2}, P(0) = P(t)$$

Следует отметить, что входящие в $z(t)$ (7) интегралы, при $\tilde{P} = \text{const}$, т.е. \tilde{P} не зависящей от t , сводятся к интегралам типа $\int_0^{\check{z}} e^{\check{z}^2} d\check{z}$ [1, 2], которые выражаются [3] через интегралы вероятности от комплексного аргумента:

$$W(\check{z}) = \exp(-\check{z}^2) \cdot \left\{ 1 - \frac{2i}{\sqrt{\pi}} \cdot \int_0^{\check{z}} \exp(\check{z}^2) d\check{z} \right\}.$$

Вывод. Без всяких затруднений с помощью $W(\check{z})$ может быть вычислена амплитуда колебаний и при более сложной зависимости $\tilde{P}(t)$: а) $\tilde{P}(t) = \sigma \cdot \varepsilon^2 \cdot t^2$, $\varphi = \text{const} > 0$ [1]; б) $\tilde{P}(t) = \bar{\varphi} \cdot (\varepsilon t)^n \cdot \exp(at)$, $\bar{\varphi}$, n , a – некоторые константы [5].

Список литературы

1. *Голосков Е. Ф.* Нестационарные колебания механических систем / *Е. Ф. Голосков, А. П. Филипов.* – К.: Наукова думка, 1966. – 336 с.
2. *Гробов В. А.* Теория колебаний механических систем / *В. А. Гробов.* – К.: Вища школа, 1982. – 183 с.

3. Фадеева В. Н. Таблицы значений интеграла вероятностей от комплексного аргумента / В. Н. Фадеева, Н. М. Терентьев. – М.: Гостехиздат. 1954. – 175 с.
4. Крыпов А. Н. О некоторых дифференциальных уравнениях математической физики / А. Н. Крыпов. – М.: Гостехиздат, 1950. – 368 с.
5. Шейнин И. С. Известие АН СССР. Отделение технических наук (ОТН). – 1961. – Вып. 5. – С. 187–203.

References

1. Holoskov, E. F., Fylypov, A. P. (1966). Nestatsyonarnye kolebanyya mekhanycheskykh system [Nonstationary vibrations of mechanical systems]. K.: Naukova dumka, 336.
2. Hrobov V. A. (1982). Teoryya kolebanyy mekhanycheskykh system [Theory of oscillations of mechanical systems]. K.: Vyshcha shkola, 183.
3. Fadeeva, V. N., Terent'ev, N. M. (1954). Tablytsy znachenyy yntehrala veroyatnostey ot kompleksnoho arhumenta [Table of values of the probability integral of complex argument]. M.: Hostekhyzdat, 175.
4. Krypov, A. N. (1950). O nekotorykh dyfferentsyal'nykh uravnenyyakh matematycheskoy fyzyky [On some differential equations of mathematical physics]. M.: Hostekhyzbat, 368.
5. Sheynyn, Y. S. (1961). Yzvestye AN SSSR [News of the USSR]. Otdelenye tekhnicheskyykh nauk (OTN), Vyp. 5, 187–203.

АНАЛІТИЧНИЙ ПІДХІД В АНАЛІЗІ НЕСТАЦІОНАРНИХ КОЛИВАНЬ ВІБРАТОРОМ ДЛЯ ПОВЕРХНЕВОГО УЩІЛЬНЕННЯ БЕТОННИХ СУМІШЕЙ

Ю. В. Човнюк, В. Т. Кравчук, І. М. Сівак

Анотація. Запропоновано аналітичний підхід для аналізу нестационарних коливань вібратором, призначеного для ущільнення бетонних сумішей. Враховані види в'язкого і сухого тертя, а також лінійний закон зміни частоти обурює сили з часом. Вібратори для поверхневого ущільнення бетонних сумішей відносяться до вибросистемам з динамічною нелінійністю, тобто такий нелінійністю, що проявляються тільки при русі. Взагалі кажучи, до вибросистемам з динамічною нелінійністю відносяться коливальні системи більшості машин вібраційної дії, що застосовуються у будівництві, у яких сили непружного опору (демпфірування) змінюються непропорційністю швидкості руху в першій мірі.

У процесі роботи вибромашинами виникають різні за своєю природою непружні опору. Всі ці опору по-різному змінюються залежно від зміщення елементів коливальної системи вибромашини. Кожне з них впливає на форму і атмосферу коливань, а також на витрату енергії. Резумирующую всіх непружних опорів вибросистесмы можна представити як багатоконпонентні опір, який складається із суми одночасно діючих одноконпонентних опорів.

Ключові слова: *аналітичний підхід, аналіз, нестационарні коливання, поверхнєве ущільнення*

ANALYTICAL APPROACH IN ANALYSIS OF NON-STATIONARY VIBRATIONS OF VIBRATOR FOR SURFACE COMPACTION OF CONCRETE MIXES

Yu. V. Chovnyuk, V. T. Kravchuk, I. M. Sivak

Abstract. *The analytical approach for the analysis of non-stationary vibrations vibrator designed for sealing concrete mixtures. Take into account the types of viscous and dry friction and a linear law of change of frequency of the perturbing forces over time. Vibrators for surface compaction of concrete mixes are vibrosystems dynamic nonlinearity, i.e. a nonlinearity such that only manifest themselves when driving. Generally speaking, vibrosystems dynamic nonlinearity are oscillatory system of most machines vibrating action used in construction, which forces inelastic resistance (damping) change the disproportion of the velocity of movement in the first degree.*

In the process of vibrators, there are various by their nature inelastic resistance. All these resistance differently changed depending on the displacement of the elements of the oscillating system vibromachine. Each of them affects the shape and atmosphere fluctuations, as well as on energy consumption. Resumelayout all inelastic resistances fibrositis can be represented as multi-component resistance consisting of the sum of concurrent single-label resistances.

Key words: *analytical approach, analysis, nomstafiomary, oscillations vibration, surfaces sealing*

УДК 637.116.636.2

**ВПЛИВ ФОРМИ ДІЙКОВОЇ ГУМИ НА ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ
ВЛАСТИВОСТІ ДОЇЛЬНОГО АПАРАТА**

О. О. Заболотько, кандидат технічних наук

С. М. Гавриленко, студент

e-mail: zaboleg07@ukr.net

Анотація. *В статті представлено огляд сучасних зразків дійкової гуми за формою робочої камери та фізичними властивостями гуми. Обґрунтовано особливості експлуатації дійкової гуми. В гумі трикутної профілю бочкоподібні валики*

© О. О. Заболотько, С. М. Гавриленко, 2016