

Богданов Евгений Петрович

Национальный исследовательский Томский политехнический университет
Доцент кафедры «Электромеханические комплексы и материалы»
Кандидат технических наук, доцент
Evgeny P. Bogdanov
National Research Tomsk Polytechnic University
Associate Professor of Department "Electromechanical Systems and Materials"
E-Mail: epbogdanov@mail.ru

Рикконен Сергей Владимирович

Национальный исследовательский Томский государственный университет
Ведущий инженер
Кандидат технических наук, доцент
Sergey V. Rikkonen
National Research Tomsk State University
Principal Engineer
E-Mail: Rikk2@yandex.ru

05.14.00 – Энергетика

Экспресс-метод определения параметров нагрузок вибрационных систем

The rapid method of determining the parameters of loads of vibration systems

Аннотация: Описан метод определения параметров нагрузки вибрационных систем, который может широко применяться в ряде отраслей техники для определения прочностных свойств сплошных сред с целью согласования излучателей с грунтом (сейсморазведка) или достижения степени отверждения (строительство).

Abstract: The method for measuring the loads of vibration systems is describes. The method can be widely applied in the fields of engineering to determine the strength properties of running circumstances with a view to harmonizing the emitters with the ground (seismic), or attainment the degree of penetration (building).

Ключевые слова: Датчик; ускорение; вибрация; строительство; сейсморазведка.

Keywords: Sensor; acceleration; vibration; building; seismic exploration.

Повышение производительности технологических процессов заставляет технических специалистов применять различные вибрационные системы, которые в настоящее время успешно используются в строительстве, дорожном строительстве, нефтехимической, нефтедобывающей промышленности, в медицине и сейсморазведке [1]. Колебательная система вибратора воздействует на среду, сообщая ей энергию и совершая работу.

Согласование колебательной системы с «нагрузкой-средой» (жидкой или твердой) является основным требованием для энергоэффективного технологического процесса. Знания параметров нагрузки вибрационной системы позволяют правильно выбрать мощность электромеханического преобразователя и рационально спроектировать вибратор.

На рис. 1,а показан жесткий штамп, расположенный на упругом пространстве. Штамп имеет собственный вес и прогибает пространство на величины деформации – X_0 . К штампу

приложена переменная во времени вертикальная возмущающая сила – $F_B(t)$. За счет приложенной силы штамп совершает вертикальные колебания – $X(t)$. На рис. 1,б представлена механическая схема замещения системы «штамп-упругое полупространство».

На рис. 1,в – электрическая схема замещения колебательной системы, где $F_H(t)$ – сила, воздействующая на грунт.

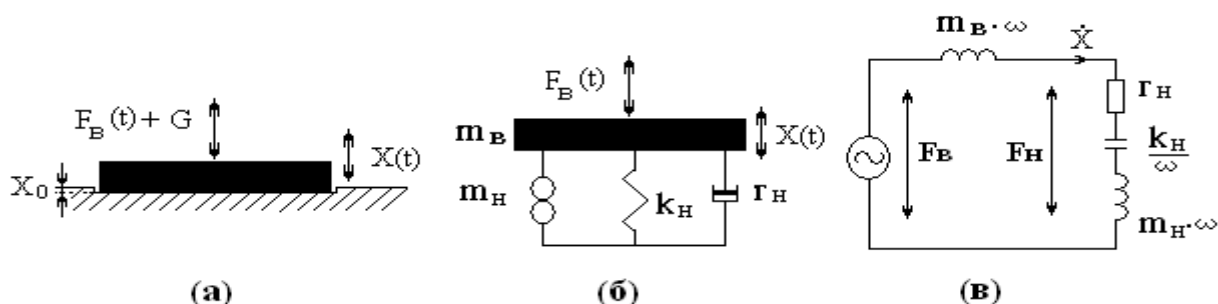


Рис. 1. Жесткий штамп, расположенный на упругом полупространстве.

- а) – абсолютно жёсткий штамп на упругом полупространстве;
- б) – механическая схема замещения колебательной системы;
- в) – электрическая схема замещения колебательной системы

Используются следующие обозначения: m_B – масса штампа, кг; m_H – присоединенная масса среды, которая совершает движение в фазе с штампом, кг; k_H – жесткость нагрузки, Н/м; r_H – диссипативная составляющая волнового сопротивления излучения, кг/с; ω – угловая частота вращения возмущающей силы, 1/с; \dot{X} – виброскорость системы, м/с.

При анализе электрической схемы замещения видно, что параметры нагрузки можно определить, имея информацию о скорости колебаний, возмущающей силе, фазы между этими векторами, угловой частоте вращения, весе штампа. Используя этот метод, проводился простой эксперимент по определению динамической жесткости расплава полиэтилена в процессе его затвердевания (рис. 2).

В вакуумную печь-форму 1 на расплав полиэтилена 2 устанавливался центробежный вибратор 3 с датчиком силы и датчиком виброскорости 4 (рис. 2,а). Частота воздействия составляла 33 Гц. Конструкция вибратора, частота и сила воздействия выбирались с расчетом, чтобы сигнал виброскорости носил квазигармонический характер.

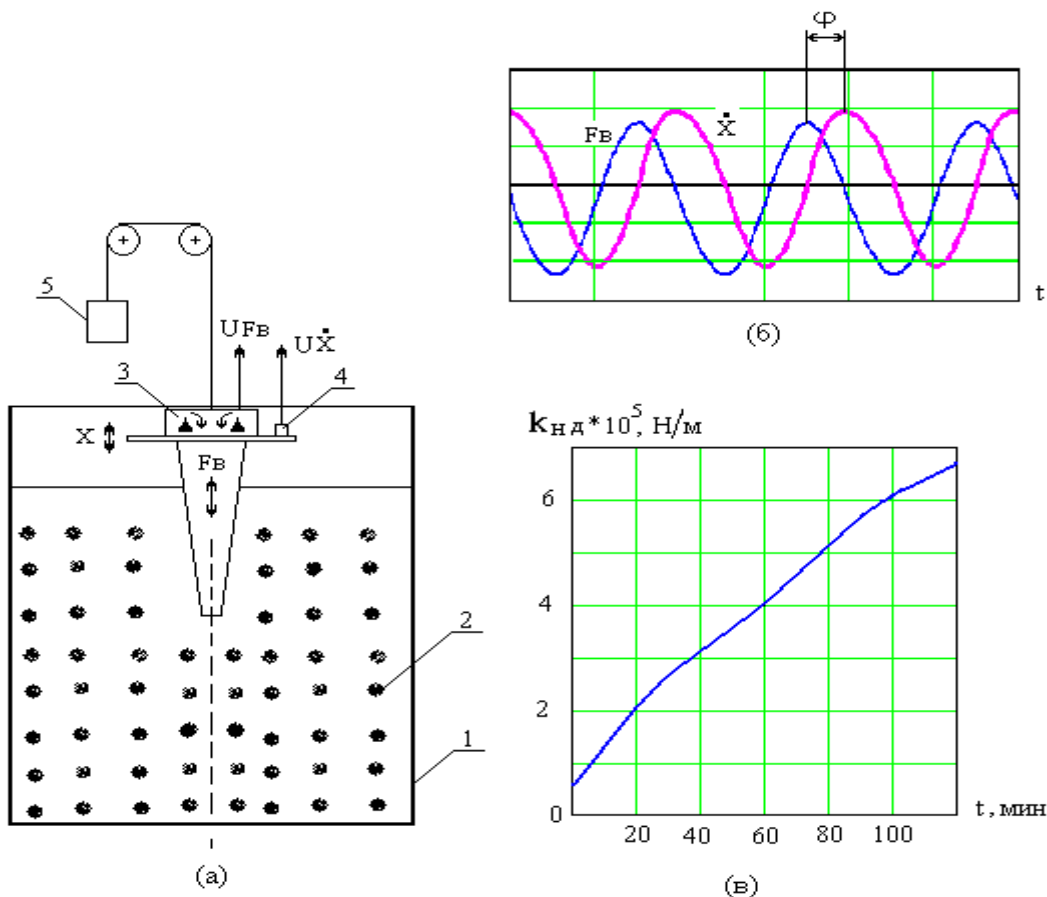


Рис. 2. Схема измерения динамической жесткости расплава полиэтилена в процессе его затвердевания

Измерялась энергия излучения за период колебания:

$$W_{\text{из}} = \frac{\pi \cdot F_m \cdot \dot{X}_m \cos \varphi}{w} \quad (1)$$

Коэффициент диссипации:

$$R_H = \frac{W_{\text{из}}}{\pi \cdot w \cdot X_m^2} \quad (2)$$

Динамическая жесткость:

$$K_{\text{нд}} = (w \cdot m_B - R_H \cdot \tan \varphi) \cdot w \quad (3)$$

По мере затвердевания расплава полиэтилена динамическая жесткость колебательной системы увеличивалась, и за два часа охлаждения изменилась в 10 раз – с $0,6 \cdot 10^5$ до $6 \cdot 10^5$ Н/м.

В большинстве случаев на практике при определении параметров нагрузки вибрационных систем нельзя применять линейную модель и линейную схему замещения.

Центробежный сейсмический вибратор (рис. 3), имеет квадратичную зависимость силы от частоты вращения (рис. 4,а), а излучаемая энергия данного вибратора имеет явные резонансы и имеет неквадратичную зависимость от частоты вращения (рис. 4,б). Энергия излучения определяется по площади фазовых траекторий в осях «сила-смещение ($F-X$)» (рис. 5). Диссипативная составляющая колебательной системы определяется по формуле (2) и имеет неоднозначные зависимости от частоты вращения (рис. 4,в).

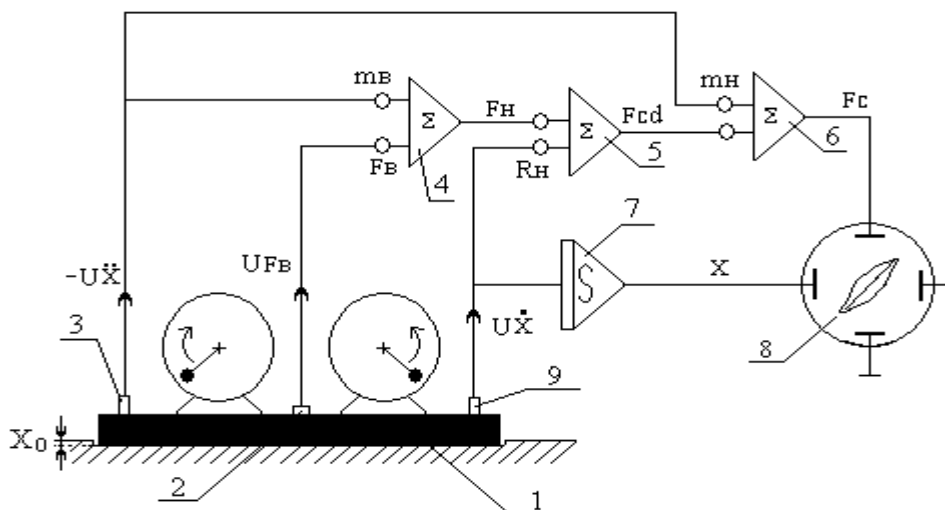


Рис. 3. Принципиальная схема измерения параметров нагрузки вибрационной системы сейсмического вибратора. 1 – центробежный вибратор со строго вертикальной поляризованной силой возбуждения; 2 – датчик силы; 3 – датчик ускорения; 4 – формирователь силы на нагрузку (сумматор); 5 – формирователь силы динамической жесткости (сумматор); 6 – формирователь силы жесткости нагрузки (сумматор); 7 – формирователь сигнала вибросмещения (интегратор); 8 – светолучевой индикатор; 9 – датчик виброскорости [2]

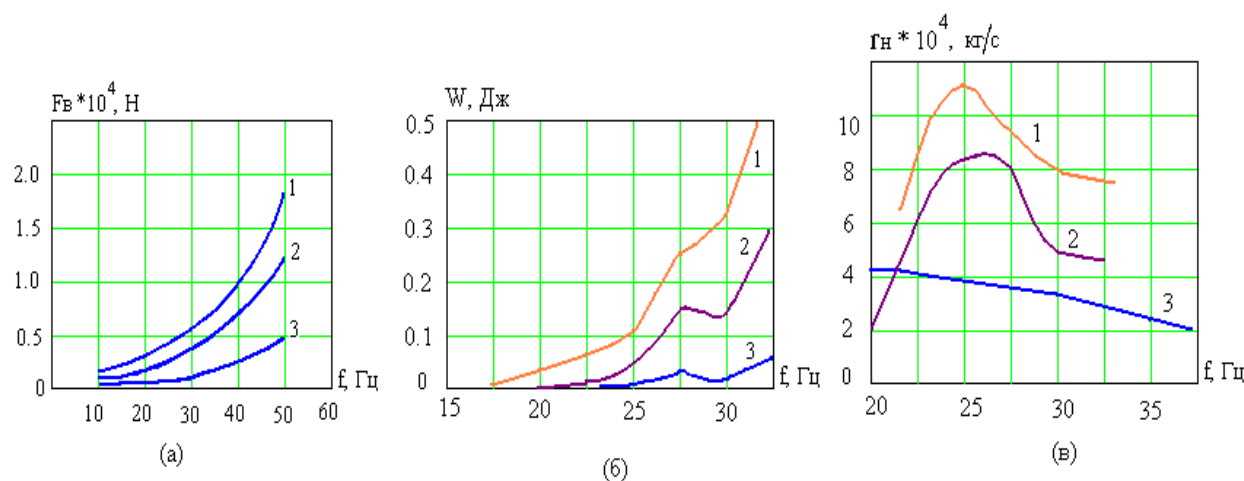


Рис. 4. Частотные характеристики центробежного вибратора: а) – центробежная сила возбуждения вибратора с тремя разными дебалансами; б) – энергия излучения вибратора; в) – диссипативная составляющая колебательной системы

Параметры центробежного вибратора: вес 440 кг; эквивалентный радиус 1 м.

Уравнение движения колебательной системы сейсмического вибратора:

$$(m_B + m_H) \cdot \frac{d^2X}{dt^2} + R_H \cdot dX/dt + k_H \cdot X = F_B \quad (4)$$

$$m_H \cdot \frac{d^2X}{dt^2} + R_H \cdot \frac{dX}{dt} + k_H \cdot X = F_B - m_B \cdot \frac{d^2X}{dt^2} = F_H \quad (5)$$

На рис. 5 представлены фазовые траектории (фазовая петля) в осях сила на грунте – вибросмещение. Площадь каждой петли равна энергии излучения за период колебания, форма петли несет информацию о потерях за период, присоединенной массе, упругости нагрузки.

Вводя обратную связь по виброскорости с коэффициентом диссипации R_H , получим зависимость $F_{cd}(X)$, которая характеризует динамическую жесткость системы:

$$F_H - R_H \cdot \frac{dX}{dt} = m_H \cdot \frac{d^2X}{dt^2} - k_H \cdot X = F_{cd} \quad (6)$$

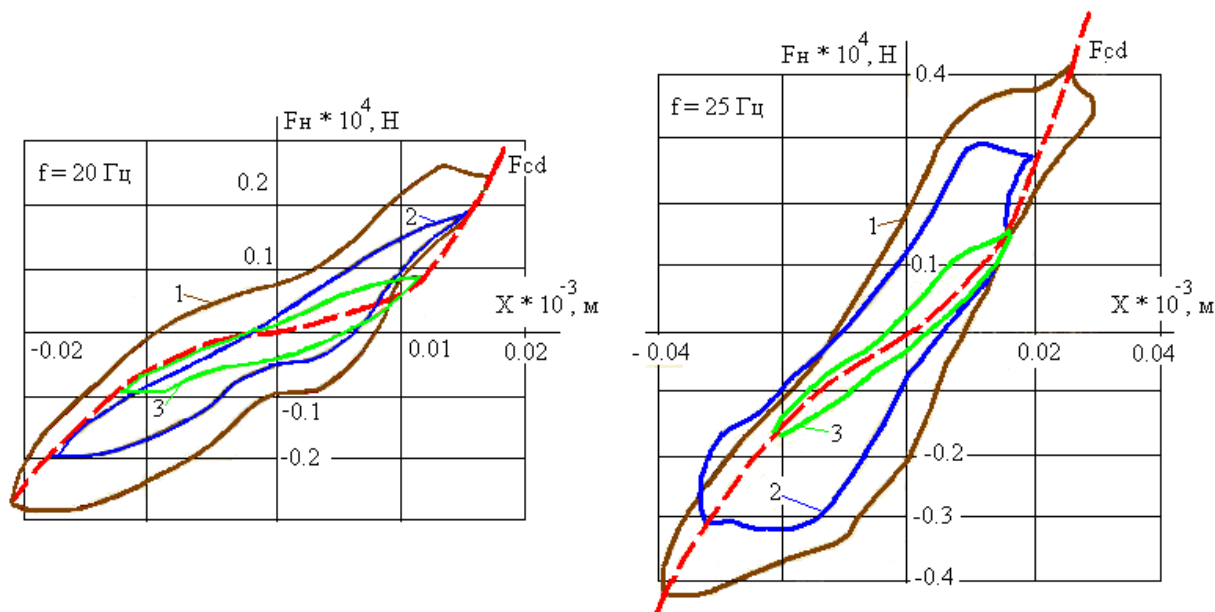


Рис. 5. Фазовые траектории (фазовые петли) вибрационной системы на частотах 20 и 25 Гц

Для получения жесткости нагрузки вибрационной системы необходимо из динамической жесткости вычесть силу ускорения присоединенной массы, как это сделано на рис. 6.

$$F_{cd} - m_H \cdot \frac{d^2X}{dt^2} = k_H \cdot X = F_c \quad (7)$$

Присоединенную массу можно определить по методике [3], или по формуле:

$$m_H = \frac{8}{3} \cdot \rho \cdot R_0^3 \quad (8)$$

где ρ – плотность грунта, R_0 – эквивалентный радиус штампа (платформы вибратора).

По [3] присоединенная масса равна $m_H = 2889,53$ кг.

Полупериод с положительными значениями вибросмещения имеет направление в сторону упругого полупространства, полупериод с отрицательными значениями вибросмещения имеет направление в сторону от полупространства (рис. 6). При отрицательных значениях смещения вибратор движется вверх от полупространства – грунт расправляется, контакт платформы с грунтом ослабляется, возможен отрыв платформы от грунта. За этот полупериод все характеристики носят неоднозначный характер.

Определение жесткости следует проводить в отрицательный полупериод движения штампа, а именно, в сторону уплотнения грунта.

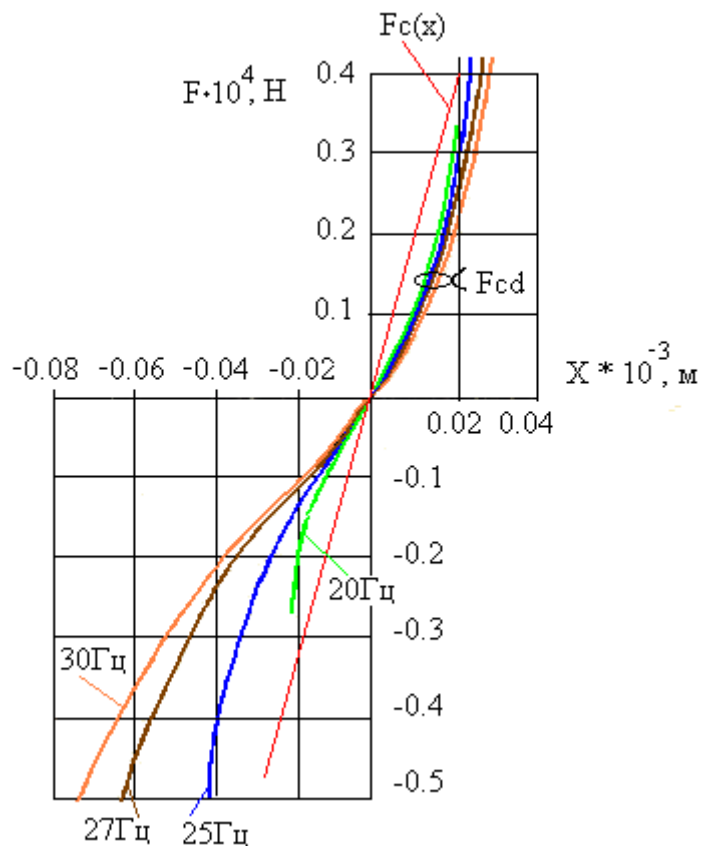


Рис. 6. Диаграммы перехода от динамических жесткостей к статической жесткости упругого полупространства

В результате построений получили зависимость статической силы от смещения $F_c(x)$, которая характеризуется коэффициентом жесткости:

$$K_{СТ} = \frac{0,4 \cdot 10^4}{0,02 \cdot 10^{-3}} = 2 \cdot 10^8 \text{ Н/м.}$$

Выводы

Предложенный метод позволяет определить параметры нагрузок вибрационных систем и может широко применяться в ряде отраслей техники для определения свойства сплошных сред с целью согласования излучателей с грунтом (сейсморазведка) или достижения степени отверждения цементных или полимерных растворов (строительство). Для обеспечения достаточной точности вибрационную силу необходимо ограничивать, чтобы она не превышала вес вибратора и форма виброскорости носила квазигармонический характер.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кувшинов К.А., Мойзес Б.Б., Крауиньш П.Я. Импульсно-вибрационный источник сейсмических сигналов. – Томск: Известия Томского политехнического университета. - 2010. - Т. 317. - № 1.
2. Устройство для измерения динамических характеристик материалов. а.с. СССР № 1746294; Бюлл. № 25. 07.07.92.
3. Агеев А.Ю., Рикконен С.В. Метод определения параметров нагрузок электромеханических вибрационных систем. – Новочеркасск: Электромеханика. Изв. выс. учеб. заведений № 5, - 1991. – С. 102-105.

Рецензент: Лукутин Борис Владимирович. Докт. техн. наук, профессор, заведующий кафедрой «Электроснабжение промышленных предприятий» Национального исследовательского Томского политехнического университета.