

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕОРИИ ВЫБРОСОВ ДЛЯ ОЦЕНКИ КОЛЕБАТЕЛЬНОГО ПРОЦЕССА ГЛУБИННОГО ОБОРУДОВАНИЯ С НЕЛИНЕЙНЫМИ ОПОРАМИ

USE OF THE THEORY OF EMISSIONS FOR THE ESTIMATION OF THE OSCILLATORY PROCESS OF THE DEEP EQUIPMENT WITH NONLINEAR SUPPORT

Рассмотрен метод оптимизации виброзащиты по надежности для нелинейных опор глубинного оборудования с применением теории выбросов при случайных колебаниях. Такие задачи возникают при оценке работоспособности гидравлических двигателей, погружных электроцентробежных насосов. Рассмотрено воздействие спектра «белый шум» и узкополосного спектра. Проанализировано изменение числа выбросов в зависимости от собственной частоты, массы и демпфирующих свойств оборудования.

The method of optimization vibroprotection on reliability for nonlinear support of the deep equipment with application of the theory of emissions at casual vibration is considered. Such problems arise at an estimation of working capacity of hydraulic engines, submersible electrocentrifugal pumps. Influence of a spectrum «white noise» and a narrow-band spectrum is considered. Change of number of emissions depending on own frequency, weights and damping properties of the equipment is analyzed.

**И.Е. Ишемгузин, В.У. Ямалиев,
Е.И. Ишемгузин**
ФГБОУ ВПО Уфимский
государственный нефтяной
технический университет

**I. E. Ishemguzhin, V.U. Yamaliev,
Y. I. Ishemguzhin**
FSBEI Ufa State Petroleum Technical
University

Ключевые слова: теория выбросов; нелинейные опоры; глубинное оборудование; случайные колебания; собственная частота; демпфирование; масса объекта.

Key words: theory of emissions; nonlinear support; the deep equipment; casual vibration; own frequency; a damping; weight of object.

Колебательные процессы сопровождают работу любого оборудования. Их характер зависит от особенностей конструкции, режима работы, условий эксплуатации. Неконтролируемые колебания приводят к незапланированным отказам оборудования и сложно ликвидируемым авариям. При поиске методов предупреждения чрезмерных колебаний важно оценить реакцию механической системы с учетом ее особенностей на внешнее возмущение.

Например, для линейных систем смещение, скорость и ускорение вынужденных колебаний имеют частоту, не зависящую от параметров колебательной системы [1].

Для сравнения сил, определяющих поведение системы при разных частотах возбуждения, необходимо иметь в виду, что выполняется условие динамического равновесия сил инерции, силы сопротивления и силы упругости с силой внешнего воздействия.

При частотах меньше резонансной роль сил инерции и сопротивлений становится малой, так как их сумма значительно меньше силы упругости. В этом случае внешняя сила уравнивается по существу только силой упругости. При частотах возбуждения близких к резонансной частоте главную роль играют силы сопротивления, а силы инерции и упругости равны по модулю, но противоположны по направлению, поэтому происходит их компенсация. Если частота внешнего воздействия значительно больше резонансной, действие сил упругости и

сопротивления во время колебаний невелико, и система управляется массой.

Так, исходя из вышесказанного, для снижения колебаний штанг и погружного насоса в зависимости от режима работы устьевого штока может быть полезным использование утяжеленного низа или жестких штанг, или демпфирующих устройств с силами сопротивлений.

В нелинейных системах также имеются свои особенности. Так, автоколебательные системы, в которых один из двух колебательных параметров (упругость или масса) играют второстепенную роль, а трение или сопротивление существенно влияют на период и форму колебаний, возникают релаксационные (скачкообразные) колебания, в противоположность системам с почти синусоидальными колебаниями, в которых существенное влияние на период колебаний оказывают только упругость или масса [2, 3].

Для оценки вероятности снижения колебаний глубинного оборудования с нелинейными опорами воспользуемся методом оптимизации виброзащиты по надежности с применением теории выбросов при случайных колебаниях [4-6]. Рассмотрим влияние собственной частоты и параметров демпфирования на число выбросов при эксплуатации глубинного оборудования. Минимизируем вероятность того, что за время эксплуатации объекта его параметры хотя бы раз выйдут за допустимые пределы.

Функция надежности [4] определяется выражением

$$P(t) = P[V(\tau) \in \Omega, 0 < \tau \leq t], \quad (1)$$

где $P(A)$ - вероятность наступления события (A); $V(\tau)$ – вектор в пространстве параметров качества;

Ω – область допустимых значений параметров качества системы.

Для высоконадежных систем имеет место оценка функции надежности [5]

$$P(t) \geq 1 - \int_0^t v(z, \tau) d\tau, \quad (2)$$

где $v(z, \tau)$ – математическое ожидание числа выбросов в единицу времени за границу z области Ω .

Таким образом, за критерий оптимальности функции надежности $P(t)$ принимается условие

$$P(t) = \max, \quad (3)$$

или, что то же самое

$$v(\Omega) = \min, \quad (4)$$

где $v(\Omega)$ – среднее число выбросов из допустимой области Ω пространства параметра качества.

Рассмотрим поведение нелинейных систем с зоной нечувствительности и двумя неограниченными зонами линейности и с упругими ограничителями [7, 8]. В качестве критерия характеризующего состояние системы используем число выбросов за данный уровень. Такие задачи возникают при оценке надежности гидравлических двигателей, погружных электроцентробежных насосов. Нелинейность подобного рода вносят здесь осевые и радиальные опоры.

Воспользуемся методом статической линеаризации [7-9]. Линеаризованное дифференциальное уравнение (рисунок 1) имеет вид

$$\ddot{x} + 2n\dot{x} + bx = P(t), \quad (5)$$

где $2n = a/m$; $b = K_1/m$.

Здесь $P(t)$ – случайная возмущающая сила, m – масса объекта, a – коэффициент вязкого трения, K_1 – статический коэффициент усиления нелинейного звена по случайной составляющей.

Для нелинейной системы (рисунок 1б) с зоной нечувствительности и двумя неограниченными зонами линейности имеем

$$K_1 = c[1 - 2\Phi(d/\sigma_x)], \quad (6)$$

где $\Phi(d/\sigma_x)$ – функция Лапласа; d – полузазор; σ_x – среднеквадратичное отклонение входного сигнала; c – жесткость системы. Статистический коэффициент K_1 для нелинейной системы с зазором и упругими ограничителями будет равен (рисунок 1в)

$$K_1 = c\{1 + \theta^2[1 - 2\Phi(d/\sigma_x)]\}. \quad (7)$$

В формуле (7) $\theta^2 = \frac{c_1 - c}{c}$, где c_1 – жесткость упругого ограничителя.

В качестве спектра воздействия примем спектр «белый шум». Спектр «белый шум» возникает при предотказном состоянии объекта, износе узлов машин, увеличении зазоров, несовершенстве конструкции.

Чтобы вычислить число выбросов, определим дисперсии перемещения D_x и скорости D_v . Для этого необходимо вычислить интеграл вида

$$D_x = \int_0^\infty S_x(\omega) d\omega, \quad (8)$$

где $S_x(\omega)$ – спектральная функция перемещения, ω – частота возмущения.

Опуская довольно громоздкие промежуточные вычисления, подробно изложенные в работах [9, 10], для дисперсии перемещения D_x и скорости D_v получим следующие выражения.

В случае нелинейной системы с зоной нечувствительности (6) при действии «белого шума»

$$\Phi(d/\sigma_x) \ll 1 \text{ и } K_1 = c$$

$$D_x = \frac{\pi S_0 p^2}{4 c^2 n}; \quad (9)$$

$$D_v = \frac{\pi S_0 p^4}{4 c^2 n}, \quad (10)$$

где $p = \sqrt{c/m}$, S_0 – ордината спектра «белый шум».

Для нелинейной системы с упругими ограничителями (7)

$$D_x = \frac{\pi S_0}{2 \alpha c(1 + \theta^2)} \quad (11)$$

$$D_v = \frac{\pi S_0}{2 m \alpha} \quad (12)$$

Среднее число выбросов за нулевой уровень для системы (6) составит

$$v(0) = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{D_v}{D_x}} = \frac{c}{2\pi n}, \quad (13)$$

системы (7)

$$v(0) = \frac{c(1 + \theta^2)}{2\pi n} \quad (14)$$

Анализируя среднее число выбросов за нулевой уровень (13), (14) при возмущении «белый шум», можно видеть, что на число выбросов оказывает влияние жесткость системы и ее масса. Оценка поведения линейной системы (рисунок 1а) приводит к такому же результату [6].

Таким образом, при воздействии на глубинное оборудование широкополосного спектра близкого к белому шуму вопросы виброизоляции преимущественно должны решаться путем изменения собственной частоты и массы объекта, демпфирование в данном случае играет менее существенную роль.

Рассмотрим воздействие узкополосного спектра. Пусть корреляционная функция случайной нагрузки имеет вид

$$K_p(\tau) = D_p e^{-\alpha|\tau|} \cos(\beta\tau), \quad (15)$$

где α – параметр, характеризующий степень затухания кривой $K_p(\tau)$;

β – средняя (преобладающая) частота функции

$K_p(\tau)$; D_p – дисперсия действующего случайного процесса.

Спектр корреляционной функции (15) имеет вид

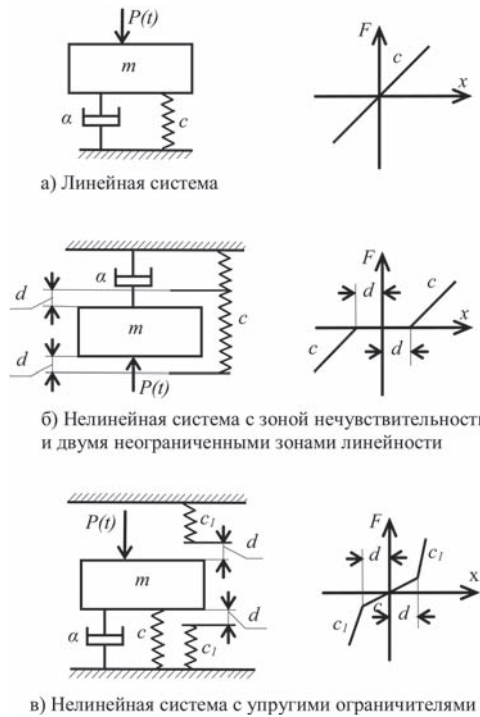


Рисунок 1. Схемы виброизоляционных систем $P(t)$ – случайная возмущающая сила; m – масса объекта; c, c_1 – жесткости пружин; α – коэффициент вязкого трения; d – зазор; F – упругая восстанавливающая сила

$$S_p(\omega) = \frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} K_p(p) \cos(\omega t) dt = \frac{\alpha D_p}{\pi} \frac{(\omega^2 + \beta^2 + \alpha^2)}{(\omega^2 - \beta^2 - \alpha^2) + 4\alpha^2 \omega^2} \quad (16)$$

Вычисление дисперсий перемещения D_x и скорости D_v приведено в [8]. После преобразования получено

$$D_x = \frac{D_p}{b(b + 2n\alpha)}; \quad (17)$$

$$D_v = \frac{\alpha D_p}{n(b + 2n\alpha)}, \quad (18)$$

соответственно для нелинейной системы с зоной нечувствительности и двумя неограниченными зонами линейности, имеем

$$v(0) = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{ab}{n}} \quad (19)$$

В отличие от зависимостей (13) и (14), в которых отсутствует параметр демпфирования n , в выражении (19) он присутствует. Результаты анализа выражения (19), с использованием данных по гидравлическим двигателям представлены на рисунке 2. Из рисунка 2 следует, что для нелинейной системы с зоной нечувствительности и двумя неограниченными зонами линейности с уменьшением частоты собственных колебаний снижается число выбросов. Влияние демпфирования при воздействии узкополосного сигнала также снижается, особенно при уменьшении частоты собственных колебаний.

Полученные результаты рекомендуется учитывать при разработке мероприятий [11] по устранению вредных колебаний глубинного оборудования с нелинейными опорами.

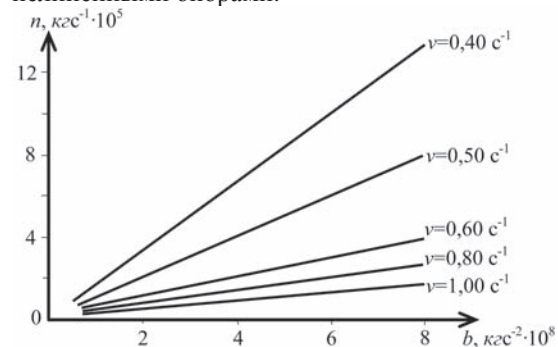


Рисунок 2. Влияние параметров b и n на число выбросов v при воздействии узкополосного спектра

ЛИТЕРАТУРА

1. Об ограничении динамических нагрузок штанговой колонны / Ишемгузин И.Е. и др. // Нефтяное хозяйство. 2011. №8. С. 135-137.
2. Андронов А.А., Витт А.А., Хайкин С.Э. Теория колебаний. М.: Физматгиз, 1981. 586 с.
3. Ишемгузин И.Е. Рассогласование движения устьевого штока и плунжера насоса при релаксационных колебаниях // Оборудование и технологии для нефтегазового комплекса. - М.: ВНИИОЭНГ, 2010. - №5. С.4-8.
4. Болотин В.В. Методы теории вероятностей и теории надежности в расчетах сооружений. 2-е изд. перераб. и доп. М.: Стройиздат, 1981. 351 с.
5. Волоховский В.Ю., Радин В.П. О выборе оптимальных параметров нелинейных виброзащитных систем при случайных воздействиях // Изв. АН СССР. Механика твердого тела. 1972. №2. С. 50-53.

6. Радин В.П. Об оптимизации линейных виброзащитных систем по надежности // Прикладная механика. 1972. Т.8; Вып 9. С.134-137.
7. Коловский М.З. Нелинейная теория виброзащитных систем. М.: Наука, 1966. 320 с.
8. Ишемгузин Е.И. Нелинейные колебания элементов буровых машин: учебное пособие. 2-е изд. Уфа: изд-во УГНТУ, 1999. 109 с.
9. Основы автоматического управления / Пугачев В.С. и др. М.: Физматгиз, 1963. 646 с.
10. Пугачев В.С. Теория случайных функций. М.: Физматгиз, 1962. 864 с.
11. Пат. 2185493 РФ, МКИ E21 B17/07 Демпфер продольных колебаний / И.Е. Ишемгузин, Э.Ш. Имаева, А.В. Лягов, Е.И. Ишемгузин, В.У. Ямалиев (РФ). - № 2000121293/03; Заявлено 08.08.2000; Опубл. 20.07.02 // Изобретения. 2002. № 20. С.294.

В.У. Ямалиев, д.т.н., профессор кафедры «Нефтегазопромысловое оборудование», ФГБОУ ВПО УГНТУ
V.U. Yamaliev, dr.sci.tech, professor of chair «Equipment of oil and gas craft», FSBEI USPTU
e-mail: vilyzich@yandex.ru

Е.И. Ишемгузин, д.т.н., профессор кафедры «Разработка нефтегазовых месторождений», ФГБОУ ВПО УГНТУ
Ye.I. Ishemguzhin, dr.sci.tech, professor of chair «Mining oil and gas fields» FSBEI USPTU
e-mail: ishemguzhin@yandex.ru

И.Е. Ишемгузин, канд. техн. наук, доцент кафедры «Нефтегазопромысловое оборудование», ФГБОУ ВПО УГНТУ
I.E. Ishemguzhin, cand. tech. sci., associate professor of chair «Equipment of oil and gas craft», FSBEI USPTU
e-mail: ishemguzhin@yandex.ru