

УДК 622.53:534.1

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ВИБРАЦИИ ВАЛА НАСОСНОГО АГРЕГАТА ШАХТНОЙ ВОДООТЛИВНОЙ УСТАНОВКИ

Белинская Ю.П., студентка, Гавриленко Б.В., к.т.н.,
доцент, Донецкий национальный технический университет

Составлена и решена система дифференциальных уравнений, описывающая механические колебания в вертикальном направлении вала насосного агрегата шахтной водоотливной установки.

Шахтная водоотливная установка является важным элементом всего горного производства с электропотреблением до 20% от общего расхода, поэтому диагностирование состояния насосных агрегатов с целью уменьшения простоев и внеплановых ремонтов, повышения надежности эксплуатации являются важными и актуальными проблемами на сегодня.

Диагностирование технического состояния агрегата наиболее целесообразно осуществлять с использованием средств вибродиагностики, которые используют в качестве источника информации параметры вибрации, и позволяют не только выявить, но и предупредить появление отказов и аварийных режимов.

Вибрации, возникающие в механизме передаются на корпус насоса и двигателя через подшипниковые узлы [1]. Рассмотрим опору вала, как часть корпуса насосного агрегата шахтной водоотливной установки. Элементы опорного узла образуют механическую систему. На рисунке 1а) приведена схема опорного узла вала, представляющая собой структурную схему модели.

В систему входят: вращающийся вал с лопатками, являющийся источником полигармонической вибрации; подшипник качения – элемент, обладающий упругими свойствами и передающий вибрационные возмущения на корпус механизма; опора, предназначенная для фиксации положения вала, демпфирования механических колебаний. На этой схеме вал в сборе массой m_1 , вращающийся с угловой частотой ω_1 , нагружен периодической силой $P_0 \cdot \sin \omega t$, возникающей в результате дефектов, действия технологических и динамических нагрузок. P_0 – статическая нагрузка на подшипник; $\omega = \omega_{\text{повр}} + \omega_{\text{вр}}$ – суммарная

угловая частота вращения; где $\omega_{вр} = 2 \cdot \pi \cdot f_{вр}$ – угловая частота вращения вала, $\omega = 2 \cdot \pi \cdot f_{повр}$ – угловая частота вращения, вызванная дефектом или неисправностью.

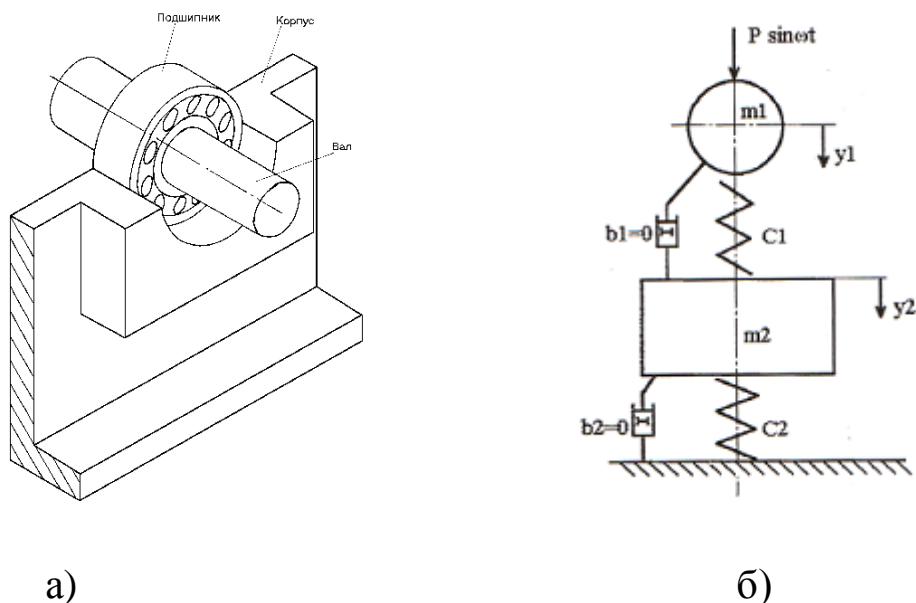


Рисунок 1 - Схема опорного узла вала насосного агрегата
 а) технологическая; б) замещения

Вал устанавливается на подшипнике качения с жесткостью c_1 на опоре массой m_2 с жесткостью c_2 . Между валом и подшипником действует демпфер b_1 , а между подшипником и опорой - демпфер b_2 . Упрощаем модель пренебрегая демпфированием вала и подшипника $b_1=b_2=0$. Определим параметры механических колебаний вала насосного агрегата y_1 , используя схему замещения (рисунок 1б).

Для получения дифференциальных уравнений, описывающих механические колебания системы с двумя степенями свободы воспользуемся уравнением Лагранжа [2]:

$$\begin{cases} m_1 \cdot y_1'' + c_1(y_1 - y_2) = P_0 \cdot \sin \omega \cdot t \\ m_2 \cdot y_2'' + c_1 \cdot (y_2 - y_1) + c_2 \cdot y_2 = 0 \end{cases} \quad (1)$$

Система уравнений представляет собой уравнения состояния опорного узла вала насосного агрегата. Используя аналитический способ решения системы уравнений, получаем выражение для виброперемещения вала y_1 , состоящее из суммы общего и частного решений.

Общее решение системы уравнений (1) имеет вид:

$$y_1(t) = \frac{c_1}{m_1} \left(\gamma_1 \cos(\mu_+ t) + \gamma_2 \cos(\mu_- t) + \gamma_3 \sin(\mu_+ t) + \gamma_4 \sin(\mu_- t) \right),$$

(2) где:

$$\mu_{\pm} = \frac{1}{2} \left(\sqrt{\frac{c_1+c_2}{m_2} + \frac{c_1}{m_1} + 2\sqrt{\frac{c_1 c_2}{m_1 m_2}}} \pm \sqrt{\frac{c_1+c_2}{m_2} + \frac{c_1}{m_1} - 2\sqrt{\frac{c_1 c_2}{m_1 m_2}}} \right) \quad (3)$$

$\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3, \gamma_4$ – произвольные константы, которые можно получить, решив задачу Коши. Приняв

$$y_1(0) = a, \quad y_1'(0) = a_1, \quad y_2(0) = b, \quad y_2'(0) = b_1,$$

Определим значения констант:

$$\gamma_1 = \frac{a m_1}{c_1} - \gamma_2, \quad \gamma_2 = \frac{a - b - \mu_+^2 \frac{a m_1}{c_1}}{\mu_-^2 - \mu_+^2},$$

$$\gamma_3 = \frac{m_1 a_1}{c_1} - \frac{\mu_- \gamma_4}{\mu_+}, \quad \gamma_4 = \frac{m_1}{c_1 \mu_-} \left(\frac{a_1 \mu_+ + \mu_+^3 \frac{m_1 a_1}{c_1} - c_1 b}{\mu_+ c_1 - \mu_+^3 - c_1 + \mu_-^2} \right).$$

(4)

Частное решение:

$$y_1(t) = \alpha_1 \sin(\omega t)$$

где

$$\alpha_1 = \frac{(c_1 + c_2 - m_2 \omega^2) P_0}{m_1 m_2 (\omega - \mu_+) (\omega + \mu_+) (\omega - \mu_-) (\omega + \mu_-)} \quad (5)$$

Проанализировав выражение (5) можно сделать вывод, что при равенстве угловой частоты вращения ω значению μ_{\pm} вибрация вала будет неограниченно возрастать до возникновения режима резонанса.

Таким образом, получено аналитическое выражение, позволяющее используя значения присоединенной массы вала и опоры, жесткости подшипника и опоры оценивать уровень вибрации вала насосного агрегата шахтной водоотливной установки.

Список источников.

1. Техническая диагностика механического оборудования/ Сидоров В.А., Кравченко В.М., Седуш В.Я., Ошовская Е.В. – Донецк: Новый мир, 2003-125с.
2. С.П. Тимошенко. Колебания в инженерном деле. М: «Наука», 1967 -442 с.

