

МОДЕЛИРОВАНИЕ ВИБРОСОСТОЯНИЯ ЭНЕРГОПРИВОДОВ

Захаренко С.О., Лободенко Е.И.

ФГБОУ ВПО «Тюменский государственный архитектурно-строительный университет», Тюмень, Россия (625001, г. Тюмень, ул. Луначарского, 2), e-mail: lobodenko_lena@mail.ru, stas_f7z@mail.ru

Предложенная в работе модель позволяет проводить теоретический расчет состояния агрегата энергетического привода магистрального нефтеперекачивающего насоса НМ 10000-210. Установлена зависимость характерной величины вибрации, выраженная в математической модели неисправности агрегата энергетического привода, полученная из данных вибродиагностических обследований парка насосных агрегатов нефтеперекачивающих станций Тюменской области в 2008–2009 гг. по балансировке роторов. Анализ проводился с использованием методов статистики, математики и механики на базе диагностических вибрационных обследований парка нефтеперекачивающих агрегатов и балансировки роторов синхронных трёхфазных электродвигателей. Представленная математическая модель состояния ротора электродвигателя может быть использована для прогнозирования технического состояния, повышения качества балансировки агрегата. Это предотвращает длительную остановку производственного процесса и уменьшает стоимость работ по восстановлению работоспособного состояния ротора.

Ключевые слова: вибрация, балансировка ротора.

MODELING OF VIBRATION STATE THE ENERGY DRIVES

Zakharenko S.O., Lobodenko E.I.

Tyumen State University of Architecture and Civil Engineering, Tyumen, Russia (625001, Tyumen, str. Lunacharsky, 2), e-mail: lobodenko_lena@mail.ru, stas_f7z@mail.ru

The offered model allows to carry out theoretical calculation of a condition of the power drive of the main petroleum NM 10000-210 pump. The dependence of characteristic values of the vibration, expressed in mathematical malfunction model of the unit of the power drive, received of the data of it vibration diagnostic inspections of park of pump units of petropumping over stations of the Tyumen region in 2008 – 2009 on balancing of rotors is established. The analysis was spent with use of methods of statistics, mathematics and mechanics on the basis of diagnostic vibrating examination of park of oil pumping units and balancing of rotors of the synchronous three-phase motors. The presented mathematical condition model of a rotor can be used for forecasting of a technical state, improvement of balancing quality of the unit. This prevents long-term shutdown of the production process and reduces the cost of remediation of operating state of a rotor.

Key words: vibration, balancing of rotor.

Максимальную информацию о техническом состоянии оборудования в рабочем режиме обычно получают из результатов вибродиагностики. Приемлемый уровень надежности и работоспособности магистральных нефтеперекачивающих агрегатов позволяет обеспечить лишь регулярные вибрационные обследования, попутно помогающие выявлять развитые и развивающиеся дефекты в наиболее ответственных узлах. При этом необходимо учитывать индивидуальные свойства каждого отдельно взятого агрегата, его техническое состояние в любой момент времени, повышать качество обслуживания и не забывать об уменьшении экономических затрат на его диагностический контроль и ремонт [1–6]. Решить такую многоплановую задачу возможно, если создать математические модели основных

неисправностей и с их помощью прогнозировать изменения технического состояния ключевых узлов агрегата.

Рассмотрим математическую модель на примере энергетического привода магистрального нефтеперекачивающего насоса НМ 10000-210. Обычно это синхронный трехфазный электродвигатель СТД-8000 мощностью 8 МВт. В процессе его эксплуатации обычно возникает и развивается неуравновешенность ротора. Неисправность такого вида устраняют путем установки небольших уравнивающих грузов в определенные углы балансировочных плоскостей ротора. Далее приводится модель, которая позволяет провести теоретический расчет состояния агрегата и предотвратить длительную остановку производственного процесса.

Во время эксплуатации несбалансированного ротора в нем возникает центробежная сила, зависящая от неравномерности распределения масс относительно оси вращения и частоты его вращения:

$$F_{ц.б.} = m \cdot r \cdot n^2, \quad (1)$$

где m – величина дисбаланса, кг; r – расстояние от оси ротора, на котором расположен дисбаланс, м; n – частота вращения ротора, c^{-1} .

Она вызывает вынужденные колебания конструктивных составляющих электродвигателя в поперечном сечении, которые могут быть описаны неоднородным дифференциальным уравнением второго порядка:

$$\frac{d^2 S}{d\tau^2} + 2h \frac{dS}{d\tau} + \omega_0^2 S = F_0 \sin(\omega_n \tau + \varphi), \quad (2)$$

где S – виброперемещение, м; τ – время, с; h – коэффициент сопротивления среды, c^{-1} ;

ω_0 – собственная частота колебаний рассматриваемой системы, c^{-1} ; $F_0 = \frac{F_{ц.б.}}{M}$ – амплитуда

вынуждающей силы; $F_{ц.б.}$ – центробежная сила, вызывающая вибрацию, Н; M – масса

системы участвующей в колебаниях, кг; ω_n – частота вынуждающей силы, т.е. частота

вращения ротора, c^{-1} ; φ – фазовый сдвиг возникающего колебания относительно фазы возмущающей силы.

Общее решение уравнения (2) представляет собой сумму общего решения однородного уравнения и частного решения неоднородного:

$$S(\tau) = \bar{y} + y^*. \quad (3)$$

Первое слагаемое соответствует затухающим колебаниям в зависимости от демпфирующих сил и жесткости системы:

$$\bar{y} = e^{-h\tau} \left\{ C_1 \sin(\sqrt{\omega_0^2 - h^2} \cdot \tau) + C_2 \cos(\sqrt{\omega_0^2 - h^2} \cdot \tau) \right\}. \quad (4)$$

В граничном случае $h^2 \cong \omega_0^2$ и случае большого сопротивления среды $h^2 > \omega_0^2$ происходит аperiodическое движение системы. Наличие небольших сил сопротивления $h^2 < \omega_0^2$ вызывает постепенное уменьшение амплитуды колебаний и их затухание. Насколько быстро происходит затухание, определяется величиной e^{-hT_1} , называемой декрементом (уменьшением) колебаний. Здесь T_1 – период затухающих колебаний. Таким образом, определять движение системы через некоторое время будут чисто вынужденные колебания, описываемые вторым слагаемым:

$$y^* = \frac{F_0}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega_n^2)^2 + 4 \omega_n^2 h^2}} \cdot \cos \left[\omega_n \tau + \arctg \frac{2 \cdot \omega_n \cdot h}{\omega_0^2 - \omega_n^2} \right]. \quad (5)$$

В случае вынужденных колебаний, когда $h^2 \ll \omega_0^2$, общее решение состоит из двух групп слагаемых: так называемых сопровождающих колебаний, которые происходят с почти собственной частотой ω_0 , и чисто вынужденных колебаний, происходящих с частотой ω_n вынуждающей силы. Для установления зависимости виброскорости точек ротора от вынуждающей силы продифференцируем по времени уравнение (3) и, упростив его, получим:

$$V = \frac{dS}{d\tau} = \omega_0 \cdot e^{-h\tau} \left\{ C_1 \cos(\sqrt{\omega_0^2 - h^2} \cdot \tau + \arcsin \frac{h}{\omega_0}) - C_2 \sin(\sqrt{\omega_0^2 - h^2} \cdot \tau + \arcsin \frac{h}{\omega_0}) \right\} - \frac{F_0 \cdot \omega_n}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega_n^2)^2 + 4 \cdot \omega_n^2 \cdot h^2}} \cdot \sin \left[\omega_n \tau + \arctg \frac{2 \cdot \omega_n \cdot h}{\omega_0^2 - \omega_n^2} \right]. \quad (6)$$

В поперечной к оси ротора плоскости происходят синхронные колебания точек ротора в вертикальном и горизонтально-поперечном направлении, которые можно описывать уравнением с комплексными функциями амплитуды A и фазы φ в одном из видов записи:

$$S = A \cos \varphi + i A \sin \varphi = A_x + i A_y = A e^{i\varphi}, \quad (7)$$

где A – амплитуда колебаний, измеряемая в мм или мкм, φ – фаза колебаний в градусах или радианах, $i = \sqrt{-1}$ мнимая единица. Графически такие колебания можно изображать в виде векторов комплексной плоскости, где действительную часть A_x комплексной величины откладывают вдоль оси абсцисс, а мнимую A_y – вдоль оси ординат. Такой подход позволяет довольно легко осуществлять и экспериментальный контроль над вибрацией ротора.

Ротор электродвигателя – протяженное тело, замер вибросигналов обычно осуществляют с помощью датчиков, расположенных в поперечных сечениях на подшипниках. Расстояние между передним и задним подшипниками нашего ротора

составляет 3,5 метра. На этом расстоянии в процессе эксплуатации ротора могут случаться различные повреждения, изменения, деформации, как вследствие сил электромагнитного, так и механического происхождения. Все это будет влиять на характеристики вибросигнала, снимаемые с датчиков на переднем и заднем подшипниках. По данным, получаемым с двух подшипников, можно диагностировать состояние агрегата и производить своевременную балансировку его ротора, не доводя до аварийных ситуаций.

Так как при установившемся режиме работы электродвигателя параметры, входящие в уравнения вибрации, есть квазистационарные величины, то зависимость скорости вибрации энергопривода от силы, ее вызывающей, представим в виде некоторой линейной модели:

$$V = p \cdot F_{ц.б.} - q, \quad (8)$$

причем будем полагать коэффициенты p и q комплексными величинами.

В данной модели комплексность коэффициента p , на наш взгляд, отражает факт, что действительная его часть позволяет оценить величину балансировочной массы, а мнимая – угол, под которым она должна быть установлена в балансировочной плоскости. Казалось бы, что значение параметра q для заднего и переднего подшипников в расчетах можно считать нулевыми, т.к. при отсутствии возмущающей силы должна отсутствовать и вибрация. Но при существующих методах балансировки механических систем такой эффект маловероятен.

При изучении данных вибородиагностических обследований парка насосных агрегатов нефтеперекачивающих станций Тюменской области в 2008–2009 годах по балансировке роторов, снятых на синхронных трехфазных электродвигателях СТД-8000 с применением зависимости (8), были получены следующие теоретические значения коэффициентов (рис. 1):

$$p = 0.02 \text{ с/кг} \text{ и } q = 2 \cdot 10^{-15} \text{ мм/с} \text{ для заднего подшипника;}$$

$$p = 0.015 \text{ с/кг} \text{ и } q = 3 \cdot 10^{-15} \text{ мм/с} \text{ для переднего подшипника.}$$

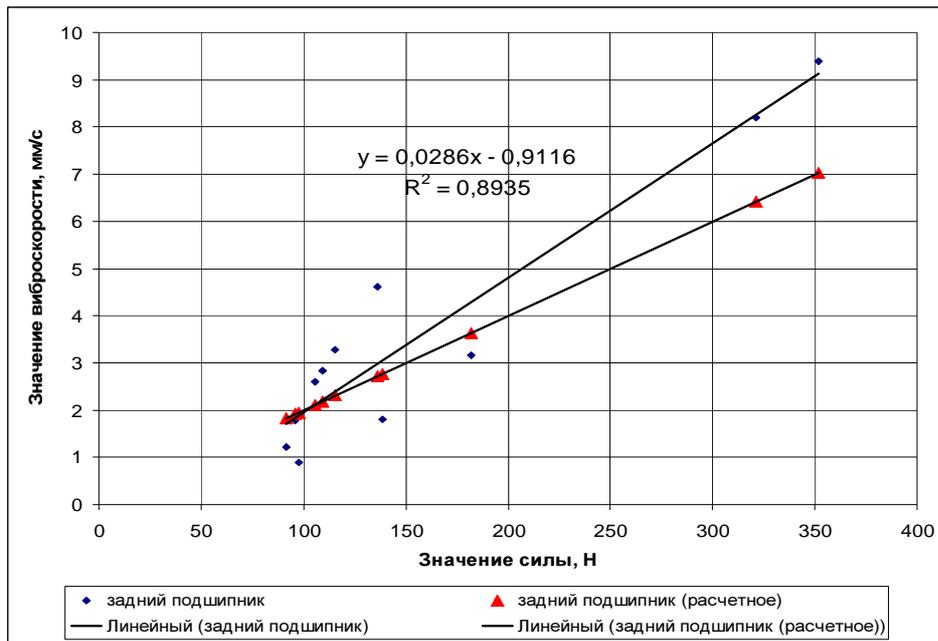
На рисунках представлены значения коэффициентов k и b , извлеченные из обработки экспериментальных данных методом наименьших квадратов, и среднеквадратичные отклонения R^2 от линейной зависимости $y = kx + b$:

$$k = 0.0286 \text{ с/кг} \text{ и } b = 0.9116 \text{ мм/с} \text{ для заднего подшипника;}$$

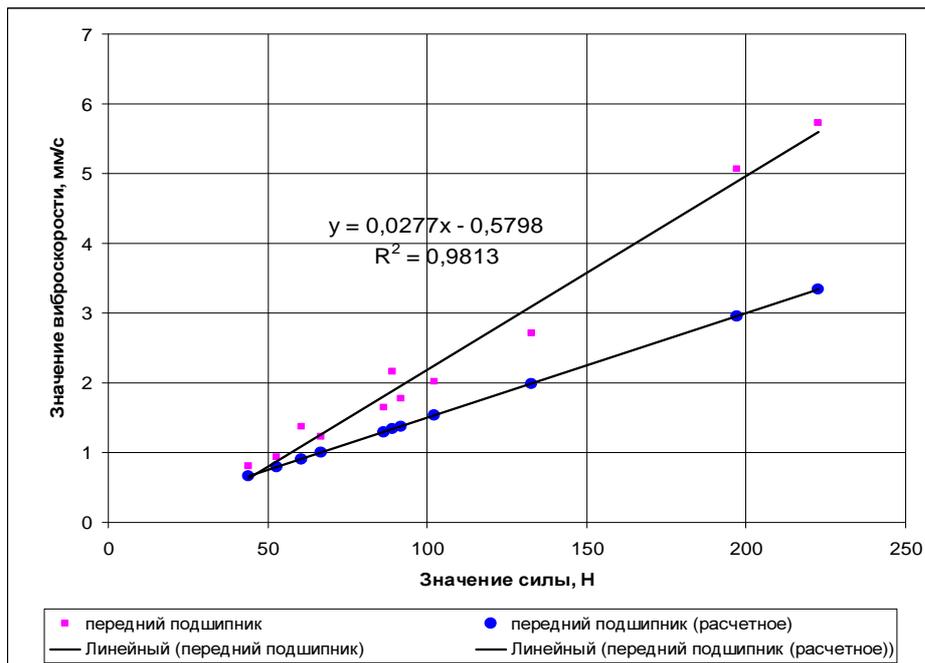
$$k = 0.0277 \text{ с/кг} \text{ и } b = 0.5798 \text{ мм/с} \text{ для переднего подшипника.}$$

Как видно из диаграмм, математическая модель (8) вибросостояния ротора электродвигателя обеспечивает приемлемый уровень соответствия развития событий и может быть использована для прогнозирования технического состояния агрегата, имеющего аналогичную неисправность. Расхождение экспериментальной и теоретической кривых

вполне закономерно. Чем меньшей возбуждающей силе соответствует значение виброскорости ротора, тем меньшей массой можно устранить возникший в нем дисбаланс.



(а)



(б)

Рис. 1. Зависимость величины виброскорости V заднего – (а) и переднего – (б) подшипников электродвигателя от расчетных значений центробежной силы ($F_{ц.б.}$).

Увеличение расхождения между теоретической и экспериментальной кривыми довольно легко объяснить. Теоретическая зависимость дает только максимально возможные

значения виброскорости за счет разбалансировки ротора. А в экспериментальную зависимость вносят вклад и другие возможные неисправности ротора, как то: нарушение соосности, изменение жесткости и т.д. Большое отличие теоретических q и экспериментальных b параметров только подтверждает факт, что при современном техническом уровне балансировки оборудования достичь теоретических значений этого параметра невозможно.

При балансировке на собственных подшипниках исследуемых роторов оценивалась величина балансировочной массы, которую необходимо добавить в соответствующую плоскость ротора с помощью теоретической зависимости. Окончательный подбор массы производился с помощью дополнительных вибродиагностических измерений. По стандартной методике построения векторных диаграмм виброскоростей переднего и заднего подшипников определялись углы, в которых эта масса должна быть установлена. В рассматриваемых нами обследованиях были применены одноплоскостная либо двухплоскостная балансировка симметричного жесткого ротора в зависимости от наличия только статической, динамической либо сразу двух видов разбалансировки.

Предложенная математическая модель позволяет проводить теоретический расчет и предсказание состояния энергопривода. А также повышать качество работ по балансировке агрегата и уменьшать стоимость работ по восстановлению работоспособного состояния ротора.

Список литературы

1. Андронов А.А. Теория колебаний / А.А. Андронов, А.А. Витт, С.Э. Хайкин. – М. : Наука, 1981. – 568 с.
2. Вибрация энергетических машин : справочное пособие / под ред. Н.В. Григорьева. – Л. : Машиностроение, 1974. – 464 с.
3. Гемке Р.Г. Неисправности электрических машин. – М. : Госэнергоиздат, 1963. – 336 с.
4. Гольдин А.С. Вибрация роторных машин. – 2-е изд., исправл. – М. : Машиностроение, 2000. – 344 с.
5. Иориш Ю.И. Виброметрия. – М. : Машиностроение, 1965. – 773 с.
6. Ширман А. Практическая вибродиагностика и мониторинг состояния механического оборудования / А. Ширман, А. Соловьев. – М., 1996. – 276 с.

Рецензенты:

Земенков Ю.Д., д.т.н., профессор, зав. кафедрой «Транспорт углеводородных ресурсов», ФГБОУ «Тюменский государственный нефтегазовый университет», г. Тюмень.

Шабаров А.Б., д.т.н., профессор, зав. кафедрой механики многофазных систем, ФГБОУ ВПО «ТюмГУ», г. Тюмень.