

Оценка технического состояния узлов газоперекачивающих агрегатов как модель колебательной системы

А.А. Паранук
ассистент¹
rambi.paranuk@gmail.com

П.С. Кунина
д.т.н., заведующая кафедрой¹

А.В. Буякин
к.т.н., доцент¹

М.К. Абессоло
аспирант¹

¹кафедра ОНПП КубГТУ, Краснодар, Россия

В работе представлен метод моделирования колебаний основных элементов газоперекачивающего агрегата — вала, подшипника скольжения с масляным слоем и их содержащего корпуса как линейно связанной механической системы. На основе математической модели такой системы определяются ее внутренние параметры, по отклонению которых от их нормальных значений можно судить о развитии неисправностей некоторых типов. В результате анализа значений этих параметров, соответствующих реальным эксплуатационным значениям, предлагается схема лабораторного моделирования радиально-упорного подшипника скольжения, учитывающая критерии физического подобия.

Материалы и методы
Математическое моделирование.

Ключевые слова
вибрационный спектр, диагностика, линейно-колебательная система

В настоящее время надежность и эффективная эксплуатация энергоемкого оборудования для транспортировки природного газа (газоперекачивающих агрегатов — ГПА) обеспечиваются выявлением и идентификацией на раннем этапе развития признаков возможных отказов. Эти признаки в виде отклонений измеряемых параметров и величин (амплитуд и частот виброскоростей и виброускорений при колебании агрегатов) характеризуют возникновение повреждений или дефектов оборудования, которые могут привести к аварийным ситуациям.

Совершенствование методов диагностики технического состояния газоперекачивающих агрегатов по параметрам вибрации позволит предотвратить отказы оборудования с тяжелыми последствиями.

Для анализа технического состояния ГПА (системы, состоящей из центробежного нагнетателя и газотурбинного двигателя, соединенных через муфты и мультипликатор) используется модель колебательной системы трех последовательно связанных гармонических осцилляторов, один из которых жестко закреплен [1, 2]. Эта идеальная механическая конструкция принята за основу для выявления закономерности в связях между собственными частотами при вибрации ГПА. Рассмотрим модель колебательной системы ГПА (рис. 1)

Условно обозначим: нижний элемент 1 — корпус; средний элемент обозначим 2 — подшипниковый узел (опорно-упорный подшипник, вкладыш, масляный слой); верхний элемент обозначим 3 — вал. Соответственно M_1, M_2, M_3 — массы элементов; K_1, K_2, K_3 — жесткости упругих соединений.

Опишем с помощью уравнения Лагранжа эту идеальную механическую систему:

$$L = \frac{1}{2} (m_1 \dot{x}_1^2 + m_2 \dot{x}_2^2 + m_3 \dot{x}_3^2) + \frac{1}{2} (k_1 x_1^2 + k_2 (x_2 - x_1)^2 + k_3 (x_3 - x_2)^2) \quad (1)$$

$x_{1,2,3}$ — смещения элементов от положений их равновесия; точкой обозначена — (d/dt) производная по времени.

Напишем уравнение движения механической системы в форме Лагранжа:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{x}_i} = \frac{\partial L}{\partial x_i} \quad (2)$$

где $i = 1, 2, 3$. И получим следующую систему:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 - k_2 (x_2 - x_1) = 0 \\ m_2 \ddot{x}_2 + k_2 (x_2 - x_1) - k_3 (x_3 - x_2) = 0 \\ m_3 \ddot{x}_3 + k_3 x_3 - k_3 (x_3 - x_2) = 0 \end{cases} \quad (3)$$

Подстановкой в эту систему вектора столбца решения получается матрица

$$\begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{pmatrix} e^{i\omega t}, \quad (4)$$

которая используется для определения характеристических (собственных) частот.

$$\begin{pmatrix} -m_1 \omega^2 + k_1 + k_2 & -k_2 & 0 \\ -k_2 & -m_2 \omega^2 + k_1 + k_2 & -k_3 \\ 0 & -k_3 & -m_3 \omega^2 + k_3 \end{pmatrix} \quad (5)$$

Частоты находятся из характеристического (векового) уравнения, которое выражает условие равенства нулю определяется этой матрицей:

$$\begin{aligned} &(-m_1 \omega^2 + k_1 + k_2) (-m_3 \omega^2 + k_3 + k_2) \\ &(-m_2 \omega^2 + k_2) (-m_3 \omega^2 + k_3) - \\ &- k_3^2 (-m_1 \omega^2 + k_1 + k_2) = 0 \end{aligned} \quad (6)$$

Это уравнение третьей степени (кубическое) относительно ω^2 , ввиду того, что матрица симметричная, ее собственные числа [3, 4] (частоты в квадрате) вещественны, но кроме того, они должны быть еще и положительными. Уравнение приводится к стандартной записи кубического уравнения:

$$x^3 + ax^2 + bx + c = 0$$

введены следующие обозначения:

$$x = \omega^2 \quad (7)$$

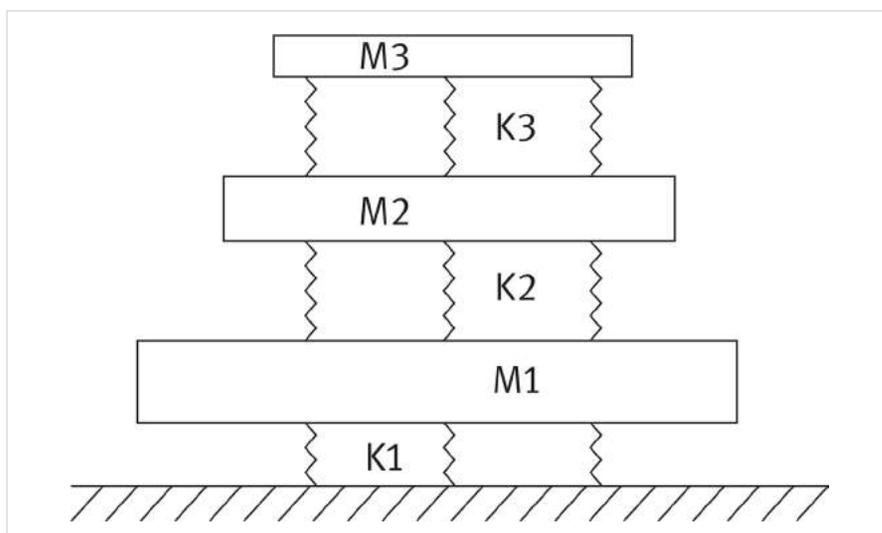


Рис. 1 — Модель колебательной системы ГПА

$$a = -\frac{(k_2 + k_3)}{m_2} + \frac{(k_1 + k_2)}{m_1} + \frac{k_3}{m_3} \quad (8)$$

$$b = \left(\frac{(m_1 + m_2 + m_3) + k_1 k_2}{m_1 m_2 m_3} + \frac{(m_2 + m_3) + k_2 k_3}{m_1 m_2 m_3} + \frac{k_1 k_3}{m_1 m_2} \right)$$

$$c = -\frac{k_1 k_2 k_3}{m_1 m_2 m_3} \quad (9)$$

После замены переменной $y = x + \frac{a}{3}$ уравнение приводится к неполному виду

$$y^3 + py + q = 0$$

$$\text{где } p = -\frac{a}{3} + b, q = 2 \left(\frac{a}{3} \right)^3 - \frac{ab}{3} + c.$$

Далее, ввиду симметричности матрицы, корни должны быть вещественными. Это выражается условием:

$$Q = \left(\frac{p}{3} \right)^3 + \left(\frac{q}{2} \right)^2 < 0$$

Это так называемый «неприводимый случай», в котором формулы Кардана для корней кубического уравнения могут иметь следующее (тригонометрическое) представление:

$$y_1 = 2 \sqrt{-\frac{p}{3}} \cos \frac{\alpha}{3} \quad (10)$$

$$y_2 = 2 \sqrt{-\frac{p}{3}} \cos \left(\frac{\alpha}{3} + \frac{2\pi}{3} \right);$$

$$y_3 = 2 \sqrt{-\frac{p}{3}} \cos \left(\frac{\alpha}{3} - \frac{2\pi}{3} \right); \quad (11)$$

$$\cos \alpha = -\frac{q}{2 \sqrt{-\frac{p}{3}}} \quad (12)$$

Естественно $p < 0$, а условие $Q < 0$ при этом равносильно $|\cos \alpha| < 1$, случай $Q = 0$, то есть $\cos \alpha = 1$. Это соответствует кратным корням (особым).

Таким образом:

$$\omega_1^2 = -\frac{a}{3} + 2 \sqrt{-\frac{p}{3}} \cos \frac{\alpha}{3};$$

$$\omega_2^2 = -\frac{a}{3} + 2 \sqrt{-\frac{p}{3}} \cos \left(\frac{\alpha}{3} + \frac{2\pi}{3} \right); \quad (13)$$

$$\omega_3^2 = -\frac{a}{3} + 2 \sqrt{-\frac{p}{3}} \cos \left(\frac{\alpha}{3} - \frac{2\pi}{3} \right). \quad (14)$$

Здесь $\alpha = \arccos \left(-\frac{q}{2 \sqrt{-\frac{p}{3}}} \right)$ в интервале $0 < \alpha < \pi$. Для общего сведения тригонометрическое представление корней имеет вид:

$$y_{1,2,3} = 2 \sqrt{-\frac{p}{3}} \cos \left(\alpha \pm 0, \frac{2\pi}{3} \right).$$

Это проверяется непосредственной подстановкой и использованием тождества

$$\cos^3 x = \frac{1}{4} (\cos 3x + 3 \cos x)$$

$$\cos \alpha = -\frac{q}{2 \sqrt{-\frac{p}{3}}} < 1, \text{ то есть } \left(\frac{q}{2} \right)^2 < \left(-\frac{p}{3} \right)^3,$$

то есть $Q < 0$. Случай же $Q = 0$, то есть $\cos \alpha = 1$, то есть $\alpha = 0$ и

$$y_2 = y_3 = 2 \sqrt{-\frac{p}{3}} \cos \frac{2\pi}{3}$$

Это кратность корней.

Проверка выкладок может быть осуществлена таким образом: для произвольных и положительных $m_{1,2,3}$; $k_{1,2,3}$ по формулам (1), (2) и (3) вычисляются частоты (в квадрате $\omega_{1,2,3}^2$). Проверяется, что все эти величины положительны. Далее они подставляются (по очереди) в характеристическое уравнение и проверяется, что оно приближенно выполнено (≈ 0).

Диагностические параметры — это жесткости k_1, k_2, k_3 — заранее неизвестны. Массы же в принципе известны (корпус, движущиеся части подшипника и вал). Частоты ($\omega_{1,2,3} = 2\pi n_{1,2,3}$) измеряются вибрографом. Из уравнений (1), (2) и (3) находят неизвестные $k_{1,2,3}$ каким-либо численным методом, например, встроенным в Excel или Matlab.

Дальше проведем эксперимент на радиально-упорный подшипник скольжения.

На рис. 2 представлено вращения масляного слоя радиально-упорного подшипника скольжения. Слева показаны траектория и направление вращения с оси Y к оси X; справа разложение колебаний на оси X по вертикали. Данные получены с компрессорной станции «Донская». Интерпретируя и анализируя этот график, мы сможем написать модель этих колебаний.

Из графика мы получили следующие величины:

- условный период колебаний масляного слоя — $T = 10^{-3}$ с;
- частота вращения масляного слоя — $n = 3000$ об/мин;
- угловую скорость вращения;
- разность перемещений $\Delta l = 2,5 \cdot 10^{-6}$ м.

Для наших расчетов условно возьмем следующие величины:

- масса вала центробежного компрессора $m = 50$ кг;
- площадь поперечного сечения вала $s = 0,5 \cdot 10^{-2}$ м²

- максимальное перемещение масляного слоя $L = 8\Delta l = 0,002$ мм.

Выразим условную жесткость колебаний «к» между валом и масляным слоем из формулы: $\omega^2 = k/m$ и получим $k = m\omega^2 \approx 40 \cdot 10^6 \cdot 50 = 2 \cdot 10^9$ н/м.

Отсюда можно найти давление, которое оказывает масляной слой на поверхность вала:

$$p = f/s$$

где, f — сила, с которой масляной слой давит на вал.

Из закона Гука(.) известно, что $f = k\Delta l$. Таким образом, мы окончательно получим:

$$p = k \cdot \frac{1}{s} = 2 \cdot 10^9 \cdot \frac{2 \cdot 10^{-5}}{0,5 \cdot 10^{-2}} = 8 \cdot 10^6 \text{ Па} (\approx 0,8 \text{ кгс/мм}^2).$$

По справочнику такие характеристики совпадают с каучуком. Поэтому для прогнозирования состояния радиально-упорного подшипника скольжения можно по подобию в лабораторных условиях провести испытания на [5, 6] каучук с помощью вынужденных колебаний и следить за тем как параметр жесткости будет меняться и какие при этом возникнут дефекты на поверхности каучука. Полученные опытные результаты можно сравнить с реальными данными с целью уточнения погрешности измерений.

Итоги

Создана работающая модель, которая испытывается на лабораторной установке и позволяет применить новые методы к прогнозированию состояния радиально-упорного подшипника скольжения.

Выводы

Описанные авторами новым подход и математически модели позволяют проводить прогнозирования состояния радиально-упорного подшипника скольжения.

Список используемой литературы

1. Зарицкий С., Стрельченко А., Тимофеев В., Бойко А., Шайхутдинов А. Вибромониторинг и диагностика — основа достоверной информации о состоянии ГПА // Газотурбинные технологии. 2000. № 5. С. 24–28.
2. Кунина П.С., Павленко П.П. Диагностика газоперекачивающих агрегатов с центробежными нагнетателями. Ростов-на-Дону: РГУ, 2001. 362 с.
3. Кунина П.С. Бунякин А.В. Методы анализа спектров вибрации. Ростов-на-Дону: РГУ, 2001. 98 с.
4. Кунина П.С. Бунякин А.В. Математическое моделирование спектра вибрации механического модуля турбокомпрессора методом «слабого резонанса». Ростов-на-Дону: СКНЦ, №2, 2003.
5. Трение, изнашивание и смазка. Под ред. Крагельского И.В., Алишина В.В. М.: Машиностроение, т. 1, 1978. 400 с.
6. Карасёв В.А. Вибрационная диагностика. ГТД. М.: Машиностроение, 1978. 342 с.

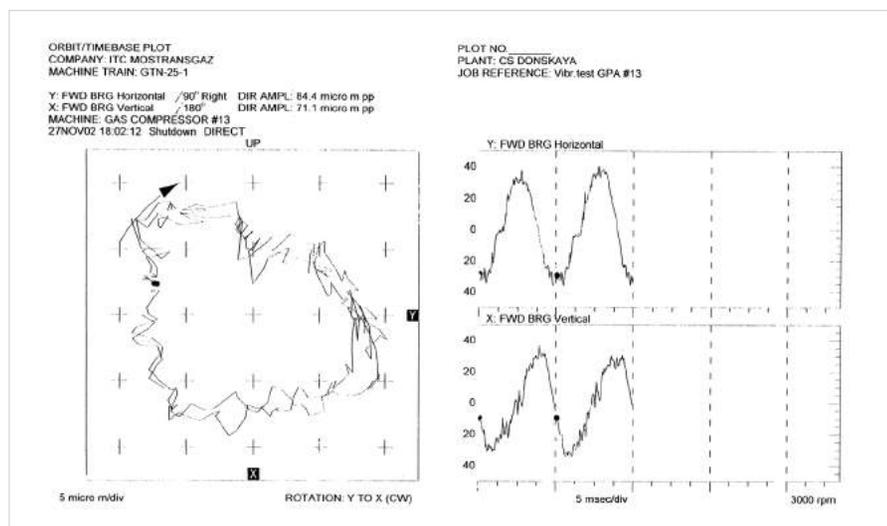


Рис. 2 — Вращение масляного слоя радиально-упорного подшипника скольжения

Evaluation of the technical condition of sectors of gas compressor units as a model of oscillating system

UDC 620.1

Author:

Arambi A. Paranuk — assistant¹; rambi.paranuk@gmail.com

Polina S. Kunina — Sc.D., head of the department¹

Alexey V. Bunyakin — Ph.D., assistant professor¹

Marten K. Abessolo — graduate student¹

¹department "Equipment of oil and gas field" of Kuban State Technological University, Krasnodar, Russian Federation

Abstract

This paper presents a method for modeling the vibrations of the main elements of pumping unit — the shaft, bearings with the oil layer and their shell as a linearly related mechanical system. On the basis of a mathematical model of this system, we can define its internal parameters, and the deviation from their normal values can be used to discuss about the development of certain types of failures. By the result of the analysis of

these parameters, we suggest a scheme of laboratory simulation of journal-thrust bearing, using the criteria of physical similarity.

Materials and methods

Mathematical modeling.

Results

It was created a working model that is being tested in a laboratory setting allows you to apply new methods to predict the state of

angular contact ball bearing slide.

Conclusions

The authors described a new approach and a mathematical model predicting the state will allow to carry out angular contact ball bearing slide.

Keywords

vibration spectrum, diagnostics, linear oscillating system

References

- Zaritskiy S., Strel'chenko A., Timofeev V., Boyko A., Shaykhutdinov A. *Vibromonitoring i diagnostika – osnova dostovernoy informatsii o sostoyanii GPA* [Vibration monitoring and diagnostics - the basis of reliable information on the gas pumping unit]. Gas turbo technology, 2000, issue 5. pp. 24–28.
- Kunina P.S., Pavlenko P.P. *Diagnostika gazoperekachivayushchikh agregatov s tsentrobezhnymi nagnetatelyami* [Diagnostics of gas pumping units with centrifugal blowers]. Rostov-on-Don: Rostov State University, 2001, 362 p.
- Kunina P.S., Bunyakin A.V. *Metody analiza spektrov vibratsii* [Methods of analysis of vibration spectrs]. Rostov-on-Don: Rostov State University, 2001, 98 p.
- Kunina P.S., Bunyakin A.V. *Matematicheskoe modelirovanie spektra vibratsii mekhanicheskogo modulya turbokompressora metodom «slabogo rezonansa»* [Mathematical modeling of the vibration spectrum of mechanical turbocharger module by "weak resonance"]. Rostov-on-Don: SKNTS, issue 2, 2003.
- Trenie, iznashivanie i smazka* [Friction, wear and lubrication]. Ed. by Kravel'skiy I.V., Alisin V.V.. Moscow: Mashinostroenie, Vol. 1, 1978, 400 p.
- Karasev V.A. *Vibratsionnaya diagnostika. GTD*. [Vibration diagnostics. GTD]. Moscow: Mashinostroenie, 1978, 342 p.

СИГНАЛИЗАТОРЫ УРОВНЯ ЖИДКОСТИ ПОПЛАВКОВЫЕ «СУЖ-П-И»

ПРЕДНАЗНАЧЕН для сигнализации одного, двух или трёх предельных уровней нефти и нефтепродуктов, а также других технических жидкостей, включая воду, в резервуарах и технологических аппаратах. Сигнализатор обеспечивает предотвращение перетока жидких продуктов, фиксацию предельных уровней, снижение ущерба от аварий и повышение безопасности.

ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ СИГНАЛИЗАТОРА – нефтебазы, технологические аппараты и резервуарные парки нефтеперерабатывающих заводов и производств. Принцип действия – срабатывание контактного устройства (геркона) при достижении чувствительным элементом (поплавком) заданного (контролируемого) уровня продукта. Сигнализатор СУЖ-П-И состоит из модуля преобразователя и преобразователей первичных.

Преобразователи первичные имеют маркировку взрывозащиты «0Exia I BT 5» и могут устанавливаться во взрывоопасных зонах помещений и наружных установок.

ИСПОЛНЕНИЕ ВЗРЫВОЗАЩИЩЕННОЕ

Модуль преобразователя вторичного предназначения для формирования искробезопасного напряжения и коммутации исполнительных устройств, имеет маркировку «[Exia] IIB» и устанавливается вне взрывоопасных зон помещений и наружных установок.

Преобразователи первичные вертикального исполнения разделяются на разборные и не разборные, и служат для сигнализации одной, двух или трёх точек контроля.

Преобразователи первичные предназначены для сигнализации предельных уровней нефти и нефтепродуктов, имеют два вида конструктивного исполнения: вертикальное и горизонтальное.



ОТКРЫТОЕ АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО

ЗАВОД «КРАСНОЕ ЗНАМЯ»

390043, Россия, г. Рязань, пр. Шабулина, 2 а.
+7 (4912) 938-517. post@kz.ryazan.ru