

УДК 62-137

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ УЗЛОВ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩЕГО АГРЕГАТА ПО ДАННЫМ ВИБРОДИАГНОСТИКИ

Паранук А.А., Бунякин А.В., Румянцев С.В., Субочев О.Г.

ФГБОУ ВО «Кубанский государственный технологический университет», Краснодар,
e-mail: rambi.paranuk@gmail.com

В данной работе авторами разработана математическая модель колебательной системы, состоящая из трех связанных гармонических осцилляторов, один из которых жестко закреплен. Разработанная модель представляет собой идеальную механическую систему, позволяющую определить закономерности и связи между собственными частотами при вибрациях газоперекачивающих агрегатов. Методика диагностирования состоит в том, чтобы следить за изменениями коэффициентов жесткости k_1 , k_2 , k_3 путем сопоставления их с обнаруживаемыми неисправностями, а также оценки значения коэффициентов, которые при расчетах могут сильно менять свои значения, что является косвенным показателем появления износа подшипника, трещин, осевого сдвига вала и дисбаланс ротора. Авторами получен новый экспериментальный метод диагностики подшипника вала газотурбинной установки (ГТУ), который можно использовать и для нагнетателя. Он позволяет по результатам виброграмм диагностировать неисправности, осевой сдвиг, разрушения бабита и износ подшипника вала ГТУ. Достоинствами предложенной модели является использование штатных систем диагностики ГПА и возможность адаптации, гибкая система отладки при интерпретации модели в алгоритм. Разработанная модель прошла опытно-промышленное внедрение и проверку на адекватность в условиях компрессорной станции, полученные результаты позволяют утверждать, что модель эффективна. Предложенная авторами математическая модель может быть реализована в алгоритм на любом из известных языков программирования, это позволит собирать данные с разных газоперекачивающих агрегатов для определения неисправностей и выявления узлов, которые в наибольшей степени подверглись износу в процессе эксплуатации. Создание подобного приложения сильно облегчит работу специалистов, которые занимаются диагностированием газоперекачивающих агрегатов, и повысит уровень надежности оборудования и основных узлов агрегата. Также выделим, что приведенные математические выкладки легко алгоритмируются и не требуют от языка программирования специальных математических функций, которые бы увеличили время вычисления и определения поврежденных узлов газоперекачивающего агрегата.

Ключевые слова: дефекты, виброграмма, диагностика ГПА, колебательная система, радиально-упорный подшипник скольжения, осевой сдвиг вала

CALCULATION OF DIAGNOSTIC PARAMETERS FOR ASSESSING THE TECHNICAL CONDITION OF SLIDING BEARINGS OF GAS TURBINE ENGINES BASED ON THE RESULTS OF VIBRATION MEASUREMENTS

Paranuk A.A., Bunyakin A.V., Rumyantsev S.V., Subochev O.G.

Kuban State Technological University, Krasnodar, e-mail: rambi.paranuk@gmail.com

In this work, the authors have developed a mathematical model of an oscillatory system consisting of 3 coupled harmonic oscillators, one of which is rigidly fixed. The developed model is an ideal mechanical system that allows you to determine the patterns and relationships between natural frequencies during vibrations of gas pumping units. The diagnostic technique is to monitor changes in the stiffness coefficients k_1 , k_2 , k_3 by comparing them with detected faults, as well as assessing the values of the coefficients, which can greatly decrease during the calculation, which is an indirect indicator of the appearance of bearing wear, cracks, axial shaft displacement and backlash. The authors obtained a new experimental method for diagnostics of the bearing of the shaft of a gas turbine unit (GTU), which can be used for a supercharger. It allows diagnosing faults, axial displacement, destruction of babit, destruction and wear of the GTU shaft bearing based on the results of vibrograms. The advantages of the proposed model are the use of standard GPU diagnostics systems, and the possibility of adaptation, a flexible debugging system when interpreting the model into an algorithm. The developed model has passed pilot industrial implementations and has been tested for adequacy in the conditions of a compressor station, the results obtained allow us to assert its effectiveness. The mathematical model proposed by the authors can be implemented into an algorithm in any of the known programming languages, this will allow collecting data from different gas pumping units to identify faults and identify the nodes that are most worn out during operation. The creation of such an application will greatly facilitate the work of specialists who are engaged in diagnosing gas-pumping units, and will increase the level of reliability of the equipment and the main units of the unit. We also note that the above mathematical calculations are easily algorithmized and do not require special mathematical functions from the programming language that would increase the time for calculating and determining the damaged units of the gas pumping unit.

Keywords: defects, vibrogram, GPU diagnostics, oscillatory system, angular contact sliding bearing, axial shift of the shaft

Современные магистральные трубопроводы транспорта природного газа являются инженерными системами, которые состоят из большого количества элементов, объеди-

ненных в объекты, выделим, что основным объектом магистрального газопровода, является газоперекачивающий агрегат компрессорной станции [1, 2].

Цель исследования: разработка методики диагностирования узла подшипника, который состоит из подшипника, вкладыша, масляного слоя ГТУ газоперекачивающего агрегата.

Материалы и методы исследования

Штатная система диагностики вибрации ТИК-РВМ, математическое моделирование.

К газоперекачивающим агрегатам (ГПА) предъявляют определенные требования:

- безотказность работы в течение всего периода эксплуатации;
- надежность работы ГПА при повышенных режимах эксплуатации магистрального газопровода.

Опыт длительной эксплуатации оборудования магистрального газопровода выявил наиболее слабые элементы, которые зачастую приводят к простоям магистрального трубопровода, авариям и аварийным ситуациям. Выделим, что к таким элементам можно отнести газоперекачивающие агрегаты в силу специфики эксплуатации и сложности конструкции элементов газоперекачивающего агрегата, а также ухудшения физических параметров агрегата по причине износа деталей, материалов конструкции, усталостных напряжений, которые возникают в узлах, подверженных длительным нагрузкам.

Газоперекачивающий агрегат (ГПА) имеет множество уязвимых элементов, которые требуют своевременной диагностики и определения причины неисправности на ранних этапах развития дефектов [1]. К таким элементам можно отнести подшипниковый узел вала газотурбинной

установки и нагнетателя, который подвержен длительным нагрузкам, и перегрузка в случае неправильного контакта масляного слоя между валом и подшипником (рис. 1).

Из рис. 1 видно, что масляный слой смазки выполняет несущую функцию, то есть принимает на себя нагрузку и создает в пятне контакта масляную подушку из смазки (так называемый гидродинамический клин), пятно контакта возникает при условиях соблюдения некоторых условий:

- трущиеся поверхности перемещаются относительно друг друга (в состоянии покоя масляного клина нет);
- между деталями находится жидкая среда или газовая (газодинамические подшипники);
- существует определенная форма трущихся элементов, в результате которого возникает зона разрежения для жидкости и газа, поэтому происходит затягивание в сужающую часть деталей трущихся поверхностей.

Диагностика подшипников и подшипниковых узлов газоперекачивающего агрегата выявила наиболее опасные повреждения, к ним можно отнести перекос осей втулки и шейки вала, биение шеек многоопорного вала и опор в картере.

Работоспособность подшипника подтверждается при выполнении следующих условий, к которым относится минимальный износ деталей, а также при выполнении условия устойчивости системы схватывания и механического разрушения как следствие деформации, стойкости к коррозионному износу материалов и усталостного сопротивления трещинам [2, 3].

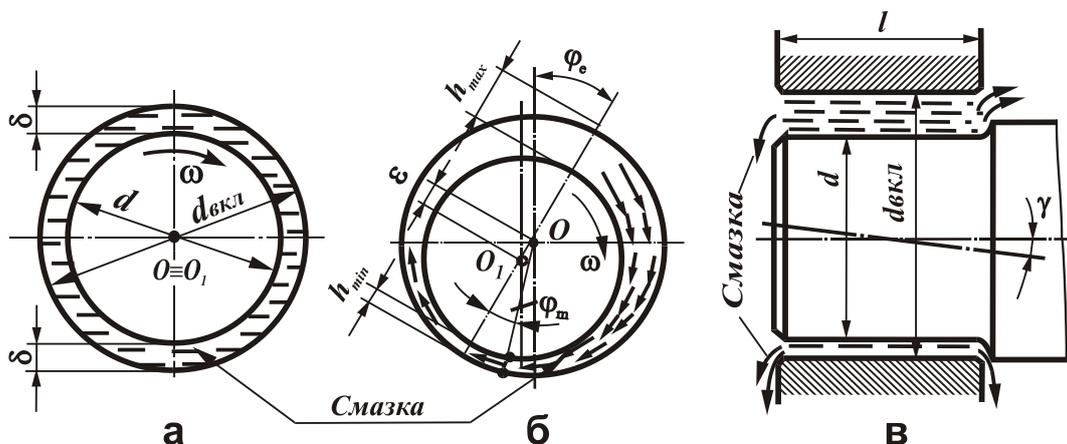


Рис. 1. Схема параметров подшипника: а – идеальное положение осей вкладыша и цапфы; б, в – реальное расположение вала во вкладыше подшипника [3]

Из рис. 1 видно, что масляный слой смазки выполняет несущую функцию, то есть принимает на себя нагрузку и создает в пятне контакта масляную подушку из смазки (так называемый гидродинамический клин), пятно контакта возникает при условиях соблюдения некоторых условий:

- трущиеся поверхности перемещаются относительно друг друга (в состоянии покоя масляного клина нет);

- между деталями находится жидкая среда или газовая (газодинамические подшипники);

- существует определенная форма трущихся элементов, в результате которого возникает зона разрежения для жидкости и газа, поэтому происходит затягивание в сужающую часть деталей трущихся поверхностей.

Диагностика подшипников и подшипниковых узлов газоперекачивающего агрегата выявила наиболее опасные повреждения, к ним можно отнести перекос осей втулки и шейки вала, биение шеек многоопорного вала и опор в картере.

Работоспособность подшипника подтверждается при выполнении следующих условий, к которым относится минимальный износ деталей, а также при выполнении условия устойчивости системы схватывания и механического разрушения как следствие деформации, стойкости к коррозионному износу материалов и усталостного сопротивления трещинам [2, 3].

Узел подшипника должен обеспечивать надежность при воздействии различных факторов. Современные материалы и компьютерное моделирование позволяют создавать сложные механические системы и узлы, но не существует идеальных систем, которые бы можно было бы адаптировать под любые условия эксплуатации. Поэтому на сегодня не существует подшипника, который бы удовлетворял всем требованиям, предъявляемым промышленностью, а в частности авиастроительной отраслью к конструированию газоперекачивающих агрегатов. Износ опор скольжения на работающем агрегате в условиях жидкостного трения является актуальной проблемой, на решение которой требуется направить весь научный потенциал, так как зачастую оно встречается очень часто на компрессорных станциях магистрального газопровода.

Изучением разрушения подшипников газоперекачивающих агрегатов занимается такая наука, как трибология, которая выдвигает современные гипотезы и математические модели, отражающие физику трения сопрягающихся деталей вала и подшипника.

При анализе установлены неисправности подшипников элементов ГТУ, нагнета-

теля по косвенным параметрам, авторами предложена упрощенная математическая модель диагностики данного узла. Данная модель представляет собой колебательную систему, состоящую из трех последовательных связанных гармонических осцилляторов, один из которых жестко закреплен. Данная модель представляет идеальную механическую конструкцию, позволяющую выявить закономерности и связи между собственными частотами при вибрациях ГПА и нагнетателя [3, 4].

Основа математической модели газоперекачивающего агрегата как колебательной системы

В основу математической модели положена упрощенная схема представления газоперекачивающего агрегата как единой колебательной системы, основанная на некоторых допущениях и обобщениях известных законов. Выделим, что моделирование является основным элементом научного познания, которое позволяет определить ряд параметров для оценки объекта исследования. В данной работе, мы исследуем газоперекачивающие агрегаты компрессорных станций магистрального газопровода и его элементы. Перед тем как приступить к моделированию, приведем небольшую классификацию, основанную на исследовании подобных систем, и виды неисправностей, которые в наибольшей степени могут быть обнаружены. К таким неисправностям можно отнести: дисбаланс деталей ротора, дефекты подшипника скольжения, дефекты в подшипниковых узлах, ослабления натяга на вкладышах подшипников, коробление корпусов при неправильном тепловом расширении, неисправности ротора и статора и т.д.

Для анализа газоперекачивающего агрегата как модели колебательной системы представим ее в виде схемы (рис. 2) [4, 5]:

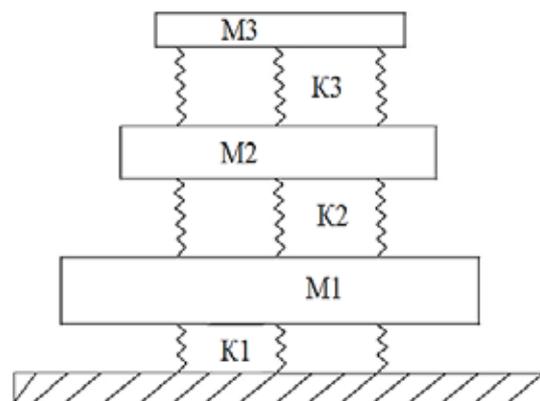


Рис. 2. Модель колебательной системы газоперекачивающего агрегата [1, 2]

1. Корпус (обозначим средний элемент системы).

2. Подшипниковый узел (подшипник, вкладыш, масляный слой) (обозначим верхний элемент).

3. Вал (обозначим нижний элемент).

Тогда M_1, M_2, M_3 – массы элементов, K_1, K_2 и K_3 – жесткости упругих соединений.

Выразим из уравнения Лагранжа идеальную механическую систему:

$$L = \frac{1}{2}(m_1\dot{x}_1^2 + m_2\dot{x}_2^2 + m_3\dot{x}_3^2) + \frac{1}{2}(k_1x_1^2 + k_2(x_2 - x_1)^2 + k_3(x_3 - x_2)^2). \quad (1)$$

В выражении (1) $x_{1,2,3}$ – это смещение элементов от положений их равновесия; точкой обозначена $\frac{d}{dt}$ – производная по времени.

Тогда выразим уравнение движения механической системы в форме Лагранжа:

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

В выражении (2) $i = 1, 2, 3$. Тогда получим систему уравнений

$$\begin{cases} m_1\ddot{x}_1 + k_1x_1 - k_2(x_2 - x_1) = 0 \\ m_1\ddot{x}_1 + k_2(x_2 - x_1) - k_3(x_3 - x_2) = 0 \\ m_1\ddot{x}_1 + k_1x_1 - k_3(x_3 - x_2) = 0 \end{cases} \quad (3)$$

При подстановке в систему уравнений (3) вектора-столбца получим решения матрицы:

$$\begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_1^0 \\ x_2^0 \\ x_3^0 \end{pmatrix} = e^{i\omega t}, \quad (4)$$

Которую в последующем используем для определения характеристических (собственных) частот [1, 3].

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

Анализируемые частоты находятся из характеристического (векторного) уравнения, которое выражает условие равенства нулю, определяется матрицей уравнения

$$(-m_1\omega^2 + k_1 + k_2)(-m_2\omega^2 + k_1 + k_2)(-m_3\omega^2 + k_3) - k_2^2(-m_3\omega^2 + k_3) - k_3^2(-m_1\omega^2 + k_1 + k_2) = 0. \quad (6)$$

Из выражения (6) можно получить уравнение третьей степени, то есть кубическое уравнение относительно ω^2 , в связи с тем что матрица симметрична, ее собственные [3, 4] (частота в квадрате) значения вещественны, то для выполнения данного условия они должны быть еще и положительными.

Выражение (6) приведем к виду

$$(x - \omega_1^2)(x - \omega_2^2)(x - \omega_3^2) = x^3 + ax^2 + bx + c = 0, \quad (7)$$

Произведем замену переменной $x = \omega^2$:

$$-\omega_1^2 - \omega_2^2 - \omega_3^2 = a = -\left(\frac{k_2 + k_3}{m_2} + \frac{k_1 + k_2}{m_1} + \frac{k_3}{m_3}\right), \quad (8)$$

$$\omega_1^2\omega_2^2 + \omega_2^2\omega_3^2 + \omega_1^2\omega_3^2 = b = \left(\frac{(m_1 + m_2 + m_3)k_2k_3}{m_1m_2m_3} + \frac{(m_2 + m_3)k_1k_3}{m_1m_2m_3} + \frac{k_1k_2}{m_1m_2}\right), \quad (9)$$

$$-\omega_1^2\omega_2^2\omega_3^2 = c = -\frac{k_1k_2k_3}{m_1m_2m_3} \quad (10)$$

Тогда получим $y = x + \frac{a}{3}$, выражение (7) принимает вид $y^3 + py + q = 0$, где $p = -\frac{a^2}{3} + b$; $q = 2\left(\frac{a}{3}\right)^3 - \frac{ab}{3} + c$. Тогда ввиду симметричности матрицы, выражение (5) и ее собственные члены, должны иметь вещественные значения.

При выполнении условия, что $Q = \left(\frac{p}{3}\right)^3 + \left(\frac{q}{2}\right)^2 < 0$ – то так называемый «неприводимый случай», в котором формулы Кардано для корней кубического уравнения могут иметь

следующие (тригонометрические) представления [6, 7]:

$$y_1 = 2\sqrt{-\frac{p}{3}} \cos \frac{\alpha}{3}, \quad (11)$$

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

$$y_3 = 2\sqrt{-\frac{p}{3}} \cos \left(\frac{\alpha}{3} + \frac{4\pi}{3} \right), \quad (12)$$

$$\cos \alpha = -\frac{q}{2\sqrt{-\left(\frac{p}{3}\right)^3}}. \quad (13)$$

Из выражения при условиях, что $p < 0$ и $Q < 0$, которое равносильно тому, что $|\cos \alpha| < 1$, случай $Q = 0$, то есть $\cos \alpha = 1$ [8, 9]:

Тогда выражение (11), (13) примет вид

$$\omega^2_1 = -\frac{a}{3} + 2\sqrt{-\frac{p}{3}} \cos \frac{\alpha}{3}, \quad (14)$$

$$\omega^2_2 = -\frac{a}{3} + 2\sqrt{-\frac{p}{3}} \cos \left(\frac{\alpha}{3} + \frac{2\pi}{3} \right), \quad (15)$$

$$\omega^2_3 = -\frac{a}{3} + 2\sqrt{-\frac{p}{3}} \cos \left(\frac{\alpha}{3} + \frac{4\pi}{3} \right). \quad (16)$$

В выражениях (14), (15), (16)

$$\alpha = \arccos \left(-\frac{q}{2\sqrt{-\left(\frac{p}{3}\right)^3}} \right),$$

который изменяется 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

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

Получим:

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

то есть $\left(\frac{q}{2}\right)^2 < \left(-\frac{p}{3}\right)^3$, при $Q < 0$.

Случай же $Q = 0$, то есть $\cos \alpha = 1$, то $\alpha = 0$ и $y_2 = y_3 = 2\sqrt{-\frac{p}{3}} \cos \frac{2\pi}{3}$. Это кратность корней – вырождение.

Проверка модели на адекватность

Для проверки результатов, полученных в данном исследовании, необходимо соблюдение условия, что произвольных $m_{1,2,3}$ и $k_{1,2,3}$ по формулам (1), (2) и (3) вычисляются частоты (в квадрате $\omega^2_{1,2,3}$) и они положительны. После этого они подставляются в выражение (6), где проверяется условие, при котором они приближенно равны (≈ 0).

Отметим, что коэффициенты k_1, k_2, k_3 , считаются неизвестными и характеризуют жесткость системы. Известными величинами является масса корпуса, движущегося подшипника и вала, частоты ($\omega_{1,2,3} = 2\pi\gamma_{1,2,3}$) измеряются вибрографом.

Из уравнений (1), (2) и (3) находятся неизвестные k_1, k_2, k_3 каким-либо численным методом, например, встроенным в Excel или MathCad.

Методика диагностики заключается в том, чтобы следить за изменениями коэффициентов жесткости k_1, k_2, k_3 путем сопоставлением их с обнаруживаемыми неисправностями, а также оценки значения коэффициентов, которые при расчетах могут сильно уменьшаться, что является косвенным показателем появления износа подшипника, трещин, осевого сдвига вала и дисбаланса ротора.

Для проверки полученных результатов необходимо провести проверку результатов. Далее проведем эксперимент на радиально-упорном подшипнике скольжения ГПА. И проанализируем рис. 3, который представила система ТИК-РВМ.

Система предназначена для постоянного мониторинга, отображения, контроля и хранения, а также анализа параметров вибраций ГПА и его механического состояния.

Установлено, что работоспособность узла подшипника сильно связана с правильной центровкой ротора, а также она подвержена влиянию тепловых перемещений фундаментных колонн под ГПА, тепловых перемещений корпуса турбины и нагнетателя под действием усилия со стороны патрубков.

Исследование газоперекачивающего агрегата компрессорной станции «Донская» проводилось в два этапа, на первом этапе анализ работы и установление стабильного режима и снятие показаний, на втором этапе калибровка приборов и диагностика, а также обработка полученных данных с помощью математической статистики. Выборка и анализ заведомо неправильных показаний (поверка).

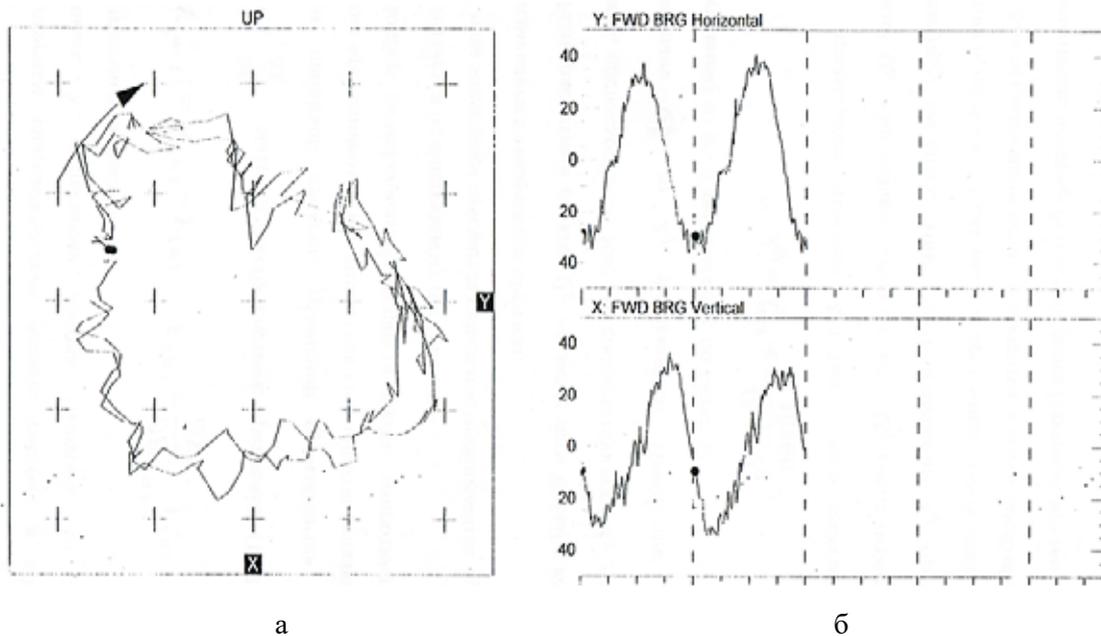


Рис. 3. Вращение вала и радиально-упорного подшипника скольжения:
а – отклонения вала ГПА по осям (X и Y);
б – вертикальное и горизонтальное отклонение вала ГПА [1, 3]

Из рис. 3 мы видим, что вращение вала газоперекачивающего агрегата и подшипника скольжения. В левой части приводится траектория и направление оси вращения Y к оси X, в правой части рисунка разложено колебание по оси X с вертикальной составляющей. Исследование проводилось на компрессорных станциях «Донская». Из данного графика на рис. 3, мы можем получить все необходимые данные для нашей модели.

Расчетная часть

При разработке данной математической модели были учтены параметры конкретного газоперекачивающего агрегата, который эксплуатируется на компрессорной станции «Донская». Исследование данного агрегата проводилось при максимальных нагрузках с рабочим давлением 5,6 Мпа, температура природного газа на входе 27 °С.

Из рис. 3 получили следующие данные:

1. Условный период колебания масляного слоя $T = 10^{-3} \text{ с}$
2. Частота вращения масляного слоя $n = 3000 \text{ об/мин}$.
3. Угловая скорость вращения

$$-\omega = \frac{2\pi}{T} = 6,28 \cdot 10^3 \text{ с}^{-1}.$$

4. Разность перемещения $l = 2,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}$.

Для наших расчетов условно возьмем следующие величины:

1. Масса вала центробежного компрессора $m = 50 \text{ кг}$.
2. $s = 0,5 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$ – площадь поперечного сечения.

3. Максимальное перемещение масляного слоя $L = 8\Delta L = 0,002 \text{ мм}$.

Выразим условную жесткость колебаний «k» между валом и масляным слоем из формулы $\omega^2 = \frac{k}{m}$ и получим

$$k = m \cdot \omega^2 \approx 40 \cdot 10^6 \cdot 50 = 2 \cdot 10^9 \text{ н/м}.$$

Отсюда можно найти давление, оказываемое масляным слоем на поверхность вала:

$$p = \frac{f}{s}. \quad (17)$$

В выражении (17) f – это сила, с которой масляный слой давит на вал газоперекачивающего агрегата вместе контакта.

Из закона Гука выражение (17) известно, что $f = k\Delta l$, таким образом, мы окончательно получим

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

Из литературного обзора установлено, что характеристики, полученные в результате исследования, совпадают с характеристиками материала, близкого к каучуку [7, 8]. В связи с этим в результате рассмотре-

ния авторы пришли к мнению, что для приближенного прогнозирования поведения масляного слоя в радиально-упорном подшипнике скольжения, необходимо на вибростенде провести испытания на каучуке с помощью создания вынужденных колебаний [9, 10] на вибростенде, а затем по параметрам жесткости установить зависимости, позволяющие дать характеристику поведению масляного слоя в подшипнике.

Заключение

Авторами предложена оригинальная математическая модель, может дать характеристику маслу и определить интервал времени для его замены. В созданной математической модели, которая прошла лабораторные испытания, применен новый подход к прогнозированию состояния подшипника вала ГПА. Полученные данные и виброграммы можно сравнить с реальными данными с учетом погрешности измерений, они позволят прогнозировать дефекты подшипника и вкладыша, а также их можно реализовать в алгоритм для диагностики данного узла газоперекачивающего агрегата. Предложенная авторами математическая модель может быть реализована в алгоритм на любом из известных языков программирования, это позволит собирать данные с разных газоперекачивающих агрегатов для определения неисправностей и выявления узлов, которые в наибольшей степени подверглись износу в процессе эксплуатации. Создание подобного приложения сильно облегчит работу специалистов, которые занимаются диагностированием газоперекачивающих агрегатов, и повысит уровень надежности оборудования и основных узлов агрегата. Также выделим, что приведенные математические выкладки легко алгоритмируются и не требуют от языка программирования специальных математических функций, которые бы увеличили

время вычисления и определения поврежденных узлов газоперекачивающего агрегата. Кроме этого, данная математическая модель может служить диагностической или мониторинговой системой предупреждения неисправностей узлов газоперекачивающего агрегата компрессорной станции магистрального газопровода.

Список литературы

1. Паранук А.А., Кунина П.С., Буныкин А.В., Абесоло М.К. Оценка технического состояния узлов газоперекачивающих агрегатов как модель колебательной системы // Экспозиция Нефть Газ. 2015. № 4 (43). С. 88–90.
2. Паранук А.А., Румянцев С.В., Субочев О.Г. Методы вибродиагностики ГПА // Актуальные вопросы современной науки: Теория, методология, практика, инноватика: сборник научных статей по материалам IV Международной научно-практической конференции. Уфа, 2020. С. 79–81.
3. Паранук А.А., Румянцев С.В., Гурьев Д.М. Диагностика ГПА в условиях компрессорных станций // Актуальные вопросы современной науки: теория, методология, практика, инноватика: сборник научных статей по материалам IV Международной научно-практической конференции. Уфа, 2020. С. 81–84.
4. Иванов Э.С. Обеспечение эффективности работы компрессорных станций в условиях сниженной загрузки магистральных газопроводов. Уфа, 2016. 188 с.
5. Семушкин А.В., Подлозный А.О., Черникова Е.А., Щуровский В.А. Методические принципы параметрической диагностики технического состояния газотурбинных газоперекачивающих агрегатов // Научно-технический сборник «Вести газовой науки». 2017. № 1 (29). С. 22–31.
6. Ванчин А.Г. Выбор оптимальной последовательности диагностирования центробежного нагнетателя в условиях компрессорной станции магистрального газопровода // Нефтегазовое дело. 2012. Т. 10. № 1. С. 31–35.
7. Хвостиков А.С. Вибрационный анализ роторной системы турбокомпрессоров // Современные наукоемкие технологии. 2020. № 6–2. С. 293–298.
8. Сорокин Г.М., Малышев В.Н. Основы механического изнашивания сталей и сплавов: учебное пособие. М.: Логос, 2020. 308 с.
9. Методология научных исследований в авиа- и ракетостроении: учебное пособие / В.И. Круглов, В.И. Ершов, А.С. Чумадин, В.В. Курицына. М.: Логос, 2020. 432 с.
10. Молотков Н.Я. Колебательные процессы. Учебный эксперимент: учебное пособие. Долгопрудный: Интеллект, 2013. 288 с.