

Моделирование влияния неравномерного распределения отложений в проточной части нагнетателя на прецессию его ротора

Михаил Сергеевич Степанов¹✉, Алексей Вадимович Бунякин²,
Гани Гайсинович Гилаев¹, Владислав Игоревич Дунаев¹

¹ Кубанский государственный технологический университет, Краснодар, Россия

² Кубанский государственный университет, Краснодар, Россия

Контакт для переписки: m.s.stepanov@mail.ru ✉

Аннотация. В работе рассмотрена динамическая модель прецессии вала центробежного нагнетателя газоперекачивающего агрегата с двумя ступенями сжатия и подшипниками скольжения. Прецессия характеризуется траекторией плавления вала на одном из опорных подшипниковых узлов или на двух узлах синхронно. Проведена приближенная оценка силы дисбаланса, возникающей вследствие неравномерности отложений на двух ступенях сжатия (двух рабочих колесах нагнетателя природного газа). Рассчитанные характеристики соотнесены с данными измерений на газоперекачивающем агрегате в процессе его эксплуатации. В работе получено аналитическое выражение для оценки силы, обуславливающей прецессию вала и создающей его дисбаланс. Результаты исследования могут быть использованы для диагностики наличия отложений на рабочих колесах нагнетателя.

Ключевые слова: прецессия, дисбаланс, углы Эйлера, отложения, момент инерции, ротор, крутящий момент

Цитирование: Степанов М. С., Бунякин А. В., Гилаев Г. Г., Дунаев В. И. 2024. Моделирование влияния неравномерного распределения отложений в проточной части нагнетателя на прецессию его ротора // Вестник Тюменского государственного университета. Физико-математическое моделирование. Нефть, газ, энергетика. Том 10. № 4 (40). С. 79–94. <https://doi.org/10.21684/2411-7978-2024-10-4-79-94>

Поступила 04.09.2024; одобрена 09.12.2024; принята 16.12.2024

The influence of the uneven distribution of deposits in the flow part of the centrifugal blower on the precession of its rotor

Mikhail S. Stepanov¹✉, Alexey V. Bunyakin², Gani G. Gilaev¹,
Vladislav I. Dunaev¹

¹ Kuban State Technological University, Krasnodar, Russia

² Kuban State University, Krasnodar, Russia

Corresponding author: m.s.stepanov@mail.ru✉

Abstract. This article considers a dynamic precession model of the shaft in a centrifugal supercharger of a gas pumping unit with two compression stages and sliding bearings. Precession is characterized by the trajectory of the shaft floating on one of the supporting bearing units or on two nodes synchronously. The authors have assessed the imbalance force resulting from uneven deposits at two compression stages (two impellers of natural gas supercharger). The calculated characteristics are compared with the measurement data on the gas pumping unit during its operation. This article provides analytical expressions for estimating the force causing the precession of the shaft and creating its imbalance. The results can be used to diagnose the presence of deposits on the impellers of the supercharger.

Keywords: precession, imbalance, Euler angles, deposits, moment of inertia, rotor, torque

Citation: Stepanov, M. S., Bunyakin, A. V., Gilaev, G. G., & Dunaev, V. I. (2024). The influence of the uneven distribution of deposits in the flow part of the centrifugal blower on the precession of its rotor. *Tyumen State University Herald. Physical and Mathematical Modeling. Oil, Gas, Energy*, 10(4), 79–94. <https://doi.org/10.21684/2411-7978-2024-10-4-79-94>

Received Sep. 4, 2024; Reviewed Dec. 9, 2024; Accepted Dec. 16, 2024

Введение

Общим вопросам диагностирования технического состояния центробежного нагнетателя посвящены работы С. И. Перевощикова [2020], А. М. Поздеевой, А. Б. Петровича [2020]. Наличие дисбаланса приводит к ускоренному износу подшипников, валов и других механизмов, повышает вибрации и уменьшает КПД [Байков и др., 1999]. Так, В. Г. Гадяка и др. [2017], Д. Е. Якимов и др. [2019] рассматривают преимущества выполнения балансировки ротора непосредственно на компрессорной станции в условиях

эксплуатации, а также после проведения ремонтных работ в проточной части агрегата [Салыхов, Футин, 2020]. При балансировке ротора важно максимально уменьшить его прецессию [Герике, 2006; Мормуль и др., 2018].

Одним из факторов, влияющих на появление дисбаланса в процессе эксплуатации центробежного нагнетателя, является образование отложений в его проточной части [Кунина и др., 2018]. Для их уменьшения совершенствуют методики подготовки газа к транспорту [Воробьева, Смирнова, 2007; Стуликов, Ефимов, 2017; Ефимов и др., 2018]. Также существует множество методик очистки проточной части роторных динамических машин от отложений [Манькина и др., 2005; Дадонов, 2021; Егоров и др., 2021].

По мнению авторов, в настоящее время недостаточно представлены аналитические подходы, опирающиеся на физико-математическое моделирование явления дисбаланса, обусловленного наличием отложений в проточной части центробежного нагнетателя, очистка которой в результате проводится по среднему значению времени наработки агрегата.

Таким образом, целью исследования является построение математической модели, позволяющей по данным, допускающим непосредственное измерение, оценивать величину дисбаланса ротора центробежного нагнетателя, вызванного наличием отложений. Это позволяет проводить мероприятия по очистке не по среднему времени наработки агрегата, а непосредственно по его текущему техническому состоянию.

Отложения в проточной части центробежного нагнетателя (рис. 1) наиболее выражены на первой его ступени и постепенно уменьшаются на последующих ступенях сжатия. Неравномерность распределения отложений по рабочим колесам порождает дисбаланс ротора, приводящий к увеличению прецессии его вала. Далее приводится приближенная оценка динамических характеристик этого дисбаланса, которые могут соотноситься с данными измерительных систем.

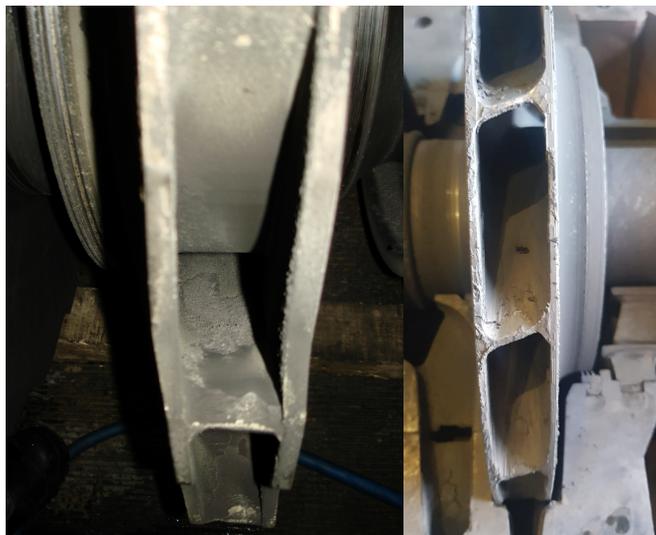


Рис. 1. Отложения на рабочих колесах ротора центробежного нагнетателя

Fig. 1. Deposits on the impellers of the centrifugal supercharger rotor

Методы

Используются методы математического моделирования с такими допущениями, которые позволяют получить аналитические выражения (формулы), соотносящиеся с данными измерений.

В качестве обобщенных координат, задающих положение ротора относительно корпуса газоперекачивающего агрегата (ГПА), принимаются углы Эйлера φ , θ , ψ [Уиттекер, 2004].

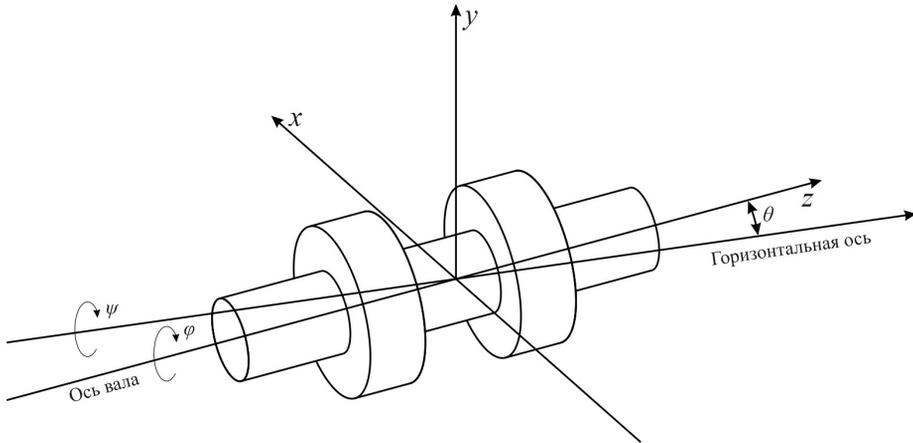


Рис. 2. Расположение оси вала относительно горизонтальной оси

Fig. 2. The location of the shaft axis relative to the horizontal axis

На рис. 2 изображен вал с рабочими колесами центробежного нагнетателя ГПА, где ψ — угол прецессии, θ — угол нутации, φ — угол собственного вращения.

Преобразование $\vec{r} = A\vec{r}_0$ координат декартовой системы от первоначального положения, жестко связанного с корпусом устройства, к текущему положению ротора задается произведением матриц:

$$A = A_z(\varphi)A_x(\theta)A_z(\psi),$$

$$A_z(\varphi) = \begin{pmatrix} \cos\varphi & -\sin\varphi & 0 \\ \sin\varphi & \cos\varphi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}, \quad A_x(\theta) = \begin{pmatrix} \cos\theta & 0 & -\sin\theta \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin\theta & 0 & \cos\theta \end{pmatrix},$$

$$A_z(\psi) = \begin{pmatrix} \cos\psi & -\sin\psi & 0 \\ \sin\psi & \cos\psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}, \quad (1)$$

при этом $A^* = A^{-1}$ — ортогональная матрица.

С учетом зависимости углов $\varphi(t)$, $\theta(t)$, $\psi(t)$ от времени, дифференцирование равенства $\vec{r} = A\vec{r}_0$ по времени дает:

$$\dot{\vec{r}} = \dot{A}\vec{r}_0, \text{ или } \dot{\vec{r}} = \dot{A}A^*\vec{r} = \Omega_A^*\vec{r},$$

где $\Omega_A = \dot{A}A^* = -A\dot{A}^* = -\Omega_A^*$ — кососимметрическая матрица угловой скорости.

$$\Omega_A = \begin{pmatrix} 0 & -\omega_z & \omega_y \\ \omega_z & 0 & -\omega_x \\ -\omega_y & \omega_x & 0 \end{pmatrix} = \dot{A}_z(\varphi)A_z^{-1}(\varphi) + \quad (2)$$

$$+ A_z(\varphi)(\dot{A}_x(\theta)A_x^{-1}(\theta) + A_x(\theta)\dot{A}_z(\psi)A_z^{-1}(\psi)A_x^{-1}(\theta))A_z^{-1}(\varphi).$$

Из матричного равенства (1) с учетом выражения (2) получаются компоненты вектора угловой скорости в системе координат, связанной с текущим положением ротора [Лурье, 1961]:

$$\begin{aligned} \omega_x &= \dot{\theta} \cos \varphi + \dot{\psi} \sin \varphi \sin \theta, \\ \omega_y &= \dot{\theta} \sin \varphi - \dot{\psi} \cos \varphi \sin \theta, \\ \omega_z &= \dot{\varphi} + \dot{\psi} \cos \theta. \end{aligned} \quad (3)$$

Приведем выражения для момента инерции J_x^0 однородного диска относительно оси x , лежащей в плоскости диска, в прямоугольной системе координат [Голубев, 2000; Тарг, 2010].

$$J_x^0 = \rho_2 \iint_S y^2 dS = \rho_2 \int_0^R r^3 dr \int_0^{2\pi} \sin^2 \alpha d\alpha = \frac{mR^2}{4}. \quad (4)$$

В выражении (4) ρ_2 — плотность, приведенная к единице площади, т. е. $\rho_2 \pi R^2 = m$, m — масса. Верхний индекс «0» в обозначении момента означает, что это момент инерции относительно центра масс.

Для момента инерции J_z однородного цилиндра относительно оси z (полярный момент) в прямоугольной системе координат имеем выражение:

$$J_z = \rho_2 \iint_S r^2 dS = 2\pi \rho_2 \int_0^R r^3 dr = \frac{mR^2}{2}. \quad (5)$$

Приведем такое выражение для момента инерции J_y однородного цилиндра относительно оси y , отстоящей от центра масс, которое будет использовано в дальнейшем и которое будет основано на приведенных выше выражениях.

Момент инерции цилиндра относительно оси y (рис. 3) находится по теореме Кёнига [Журавлев, 2001]:

$$J_y = \overbrace{\rho_3 \pi R^2}^{J_y^{1,2}} \int_{z_1}^{z_2} z^2 dz + \frac{\rho_3 \pi R^4}{4} \int_{z_1}^{z_2} dz. \quad (6)$$

В этом выражении ρ_3 — объемная плотность, $\rho_3(z_2 - z_1)\pi R^2 = m$.
Из равенства (6) получим выражение для момента J_y :

$$J_y = \underbrace{\frac{m}{3}(z_2^2 + z_1 z_2 + z_1^2)}_{J_y^{1,2}} + \frac{mR^2}{4}. \quad (7)$$

Величина $J_y^{1,2}$ характеризует отклонение оси вращения от центра масс. Последнее слагаемое в выражении (7) представляет момент инерции однородного диска J_x^0 (4).

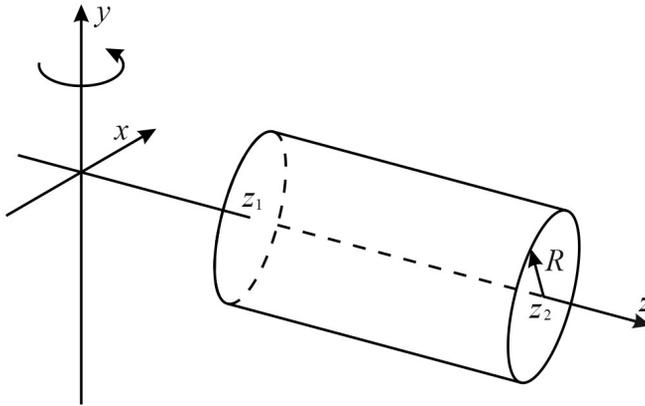


Рис. 3. Момент инерции цилиндра относительно оси y
Fig. 3. The moment of inertia of the cylinder relative to the y axis

Ось z является осью инвариантного вращения (круговая симметрия), следовательно, $J_x = J_y$.

Система уравнений Эйлера движения твердого тела в главных осях инерции, жестко связанных с вращающимся телом (ротором), имеет вид [Трусделл, 1975]:

$$\begin{aligned} J_x \dot{\omega}_x &= (J_y - J_z)\omega_y \omega_z + M_x, \\ J_y \dot{\omega}_y &= (J_z - J_x)\omega_z \omega_x + M_y, \\ J_z \dot{\omega}_z &= (J_x - J_y)\omega_x \omega_y + M_z, \end{aligned} \quad (8)$$

где M_x — момент силы относительно оси x , M_y — момент силы относительно оси y , M_z — момент силы относительно оси z .

В выражениях, которые будут приведены ниже, введены обозначения: $J_y = J_x = J$, $J - J_z = J_0$.

Тогда первое и второе уравнение системы Эйлера имеет вид:

$$J \dot{\omega}_x = J_0 \omega_y \omega_z + M_x, \quad J \dot{\omega}_y = -J_0 \omega_z \omega_x + M_y. \quad (9)$$

Далее будут сформированы допущения, из которых третье уравнение системы Эйлера (8) дает $M_z = 0$. Это означает, что влияние на прецессию вала крутящего момента

на валу нагнетателя, непосредственно связанного с мощностью ГПА, т. е. с мощностью, передаваемой газовому потоку, не учитывается. Для учета прецессии вала и связанного с этим дисбаланса допускается, что вал — твердое тело, а течение газа внутри него влияет лишь на величину крутящего момента M_z . Это допущение в математической модели оправдывается тем, что плотность газового потока значительно ниже, чем плотность материала ротора (металла).

Рассмотрим график прецессии вала нагнетателя газоперекачивающего агрегата в масляном слое подшипника скольжения, характерный для отсутствия отложений (рис. 4).

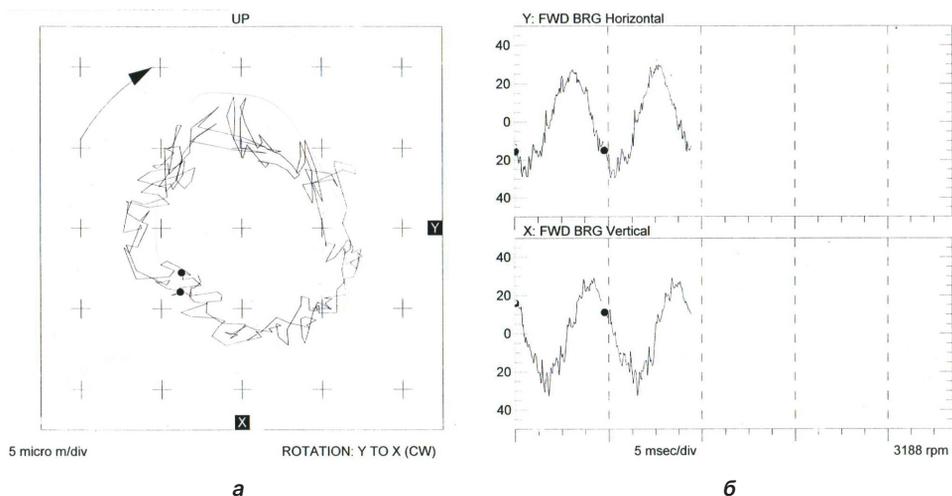


Рис. 4. График прецессии (плавания) вала нагнетателя газоперекачивающего агрегата в масляном слое подшипника скольжения, характерный для отсутствия отложений: а — траектория прецессии (плавания) вала; б — зависимость координат смещения вала от времени. Стрелка показывает направление вращения вала, а расхождение точек — нестабильность траектории

Fig. 4. The graph of precession (swimming) of the shaft of the gas pumping unit supercharger in the oil layer of the sliding bearing, characteristic of the absence of deposits: а — is the trajectory of precession (swimming) of the shaft; б — is the dependence of the coordinates of the shaft displacement on time. The arrow indicates the direction of the shaft rotation, the dots divergence — the trajectory's instability

Проанализируем график прецессии (плавания) вала нагнетателя ГПА в подшипнике скольжения (рис. 4) и сделаем некоторые допущения.

Допущение 1. Радиус δ плавания вала в масляном слое подшипникового узла вследствие прецессии равен 5 мк, т. е. $\delta = 5 \cdot 10^{-6}$ м (рис. 4а), расстояние между отметками на размерной сетке равно 5 мк.

Исходя из (рис. 4б), определим частоту вращения вала ν в Гц:

$$\nu = \frac{n}{60} = \frac{3188}{60} \approx 53 \text{ Гц.}$$

Тогда находим период обращения:

$$T = \frac{1}{\nu} \approx 0,018 \text{ с.}$$

Для угловой скорости собственного вращения вала имеем:

$$\omega = 2\pi\nu \approx 333 \text{ рад/с.}$$

Отметим, что из рис. 4б также можно определить период прецессии. Он приблизительно равен 0,019 с, т. е. приблизительно равен T .

Допущение 2. $\dot{\psi} = \text{const} \approx \omega$ — угол прецессии вала. Из рис. 4б видно, что основная мода — это почти гармонические колебания с оборотной частотой ω .

Допущение 3. Траектория прецессии вала близка к окружности, поэтому можно сделать следующие допущения, формулируемые в виде приближенных равенств:

$$\dot{\varphi} \approx \omega \approx \dot{\psi}, \quad \dot{\theta} \approx 0. \quad (10)$$

Последнее объясняется тем, что кривая (усредненная) траектория прецессии вала (рис. 4а) близка к окружности.

Из уравнений (3) с учетом допущений (10) и $\cos \theta \approx 1$ получим:

$$\begin{aligned} \omega_x &\approx \omega \sin \varphi \sin \theta, \\ \omega_y &\approx -\omega \cos \varphi \sin \theta, \\ \omega_z &\approx \omega + \omega \cos \theta \approx 2\omega. \end{aligned} \quad (11)$$

Дифференцирование выражений (11) по времени с учетом указанных допущений дает (далее знак приближенного равенства указывает на использование этих допущений):

$$\begin{aligned} \dot{\omega}_x &= \omega (\dot{\varphi} \cos \varphi \sin \theta + \dot{\theta} \sin \varphi \cos \theta) \approx \omega^2 \sin \theta \cos \varphi, \\ \dot{\omega}_y &= \omega (\dot{\varphi} \sin \varphi \sin \theta - \dot{\theta} \cos \varphi \cos \theta) \approx \omega^2 \sin \theta \sin \varphi, \\ \dot{\omega}_z &\approx 0, \text{ следовательно, } M_z = 0. \end{aligned}$$

Тогда с учетом этих равенств из системы уравнений (9) получим:

$$\begin{aligned} J\omega^2 \sin \theta \cos \varphi &= -2J_0\omega^2 \sin \theta \cos \varphi + M_x, \\ J\omega^2 \sin \theta \sin \varphi &= -2J_0\omega^2 \sin \theta \sin \varphi + M_y. \end{aligned}$$

Для момента силы, обуславливающей прецессию вала, имеем:

$$M = M_x \cos \varphi + M_y \sin \varphi = (J + 2J_0)\omega^2 \sin \theta = F_p L, \quad (12)$$

где F_p — прецессионная сила, L — расстояние между опорами подшипников ротора.

С учетом равенства $J + 2J_0 = J + 2(J - J_z) = 3J - 2J_z$ для силы F_p имеем выражение:

$$F_p = \frac{(3J - 2J_z)\omega^2}{L} \sin \theta.$$

Для приближенной оценки этой силы разбиваем ротор на 14 аппроксимирующих цилиндров (рис. 5).

Масса и размер каждого цилиндра ротора нагнетателя приведены в табл. 1.

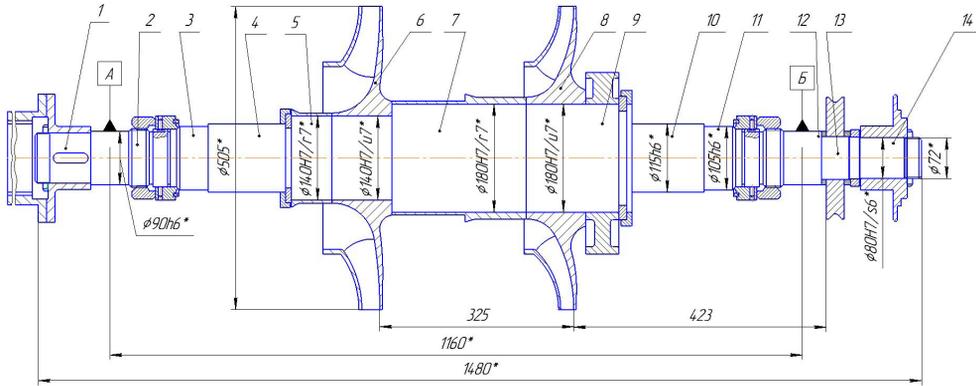


Рис. 5. Ротор центробежного нагнетателя, разбитый на 14 аппроксимирующих цилиндров

Fig. 5. The rotor of the centrifugal supercharger, divided into 14 approximating cylinders

Табл. 1. Размер и масса элементов ротора нагнетателя

Table 1. Size and mass of the supercharger rotor elements

№	Размер цилиндра, м	Вес, кг
1	0,080 × 0,092	3,63
2	0,090 × 0,142	7,09
3	0,010 × 0,050	3,08
4	0,105 × 0,140	9,51
5	0,140 × 0,052	6,28
6	0,320 × 0,115	72,57
7	0,180 × 0,220	43,92
8	0,320 × 0,115	72,57
9	0,180 × 0,800	15,97
10	0,115 × 0,120	9,78
11	0,105 × 0,050	3,40
12	0,090 × 0,140	6,99
13	0,080 × 0,045	1,77
14	0,072 × 0,120	3,83

Используя формулу (5) и данные табл. 1, найдем моменты инерции цилиндров J_{zi} относительно оси z .

Используя формулу (6) и круговую симметрию, найдем моменты инерции J_{xi} цилиндров относительно оси x .

Табл. 2. Моменты инерции аппроксимирующих цилиндров относительно оси z и x
Table 2. Moments of inertia of the approximating cylinders relative to the z and x axes

№ цилиндра	Момент инерции (J_{zi} , кг · м ²) отн-но	
	оси z	оси x
1	0,0029	1,7549
2	0,0072	2,3800
3	0,0038	0,7166
4	0,0131	1,4493
5	0,0153	0,5390
6	0,9789	3,6540
7	0,1778	0,3346
8	0,9289	1,7334
9	0,0647	1,0450
10	0,0149	1,1885
11	0,0046	0,5736
12	0,0070	1,8011
13	0,0014	0,6340
14	0,0024	1,7794

$$J_z = \sum_{i=1}^{14} J_{zi} = 2,1734 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \text{ — общий момент инерции относительно оси } z.$$

$$J_x = \sum_{i=1}^{14} J_{xi} = 19,5836 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \text{ — общий момент инерции относительно оси } x.$$

$$3J > 2J_z.$$

Для F_p , т. е. силы, обуславливающей прецессию вала (как следствие дисбаланса), принимая $\omega = 333 \text{ рад/с}$ (рис. 4б) и учитывая приближенное равенство $\sin \theta \approx \theta \approx 2\delta/L$, где $\delta = 5 \cdot 10^{-6} \text{ м}$ (рис. 4а), а $L = 1,16 \text{ м}$ (рис. 5), получим:

$$F_p = \frac{(3J - 2J_z)\omega^2}{L} \sin \theta = 45,28 \text{ Н}.$$

Рассмотрим график прецессии вала нагнетателя газоперекачивающего агрегата в масляном слое подшипника скольжения, характерный для неравномерного расположения отложений по ступеням сжатия (рис. 6).

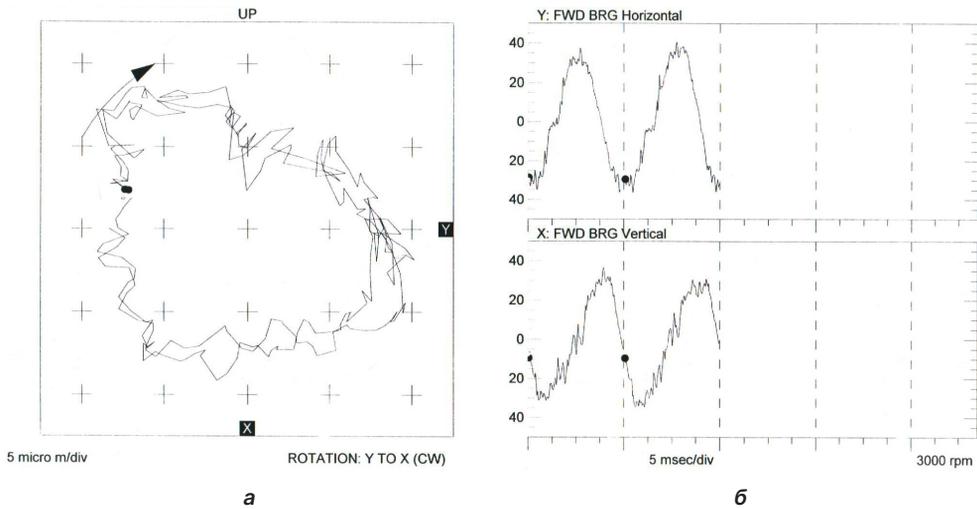


Рис. 6. График прецессии (плавания) вала нагнетателя газоперекачивающего агрегата в масляном слое подшипника скольжения, характерный для неравномерного расположения отложений по ступеням сжатия: а — траектория прецессии (плавания) вала; б — зависимость координат смещения вала от времени

Fig. 6. The precession (swimming) graph for the shaft of the gas pumping unit supercharger in the oil layer of the sliding bearing, characteristic of the uneven arrangement of deposits along the compression stages: а — the precession (swimming) trajectory of the shaft; б — the dependence of the shaft's displacement coordinates on time

Исходя из рис. 6а, средний радиус δ плавания вала в масляном слое подшипникового узла вследствие прецессии равен 8 мк, т. е. $\delta = 8 \cdot 10^{-6}$ м, а максимальное значение прецессии может достигать 10 мк.

Из рис. 6б определим частоту вращения вала ν в Гц:

$$\nu = \frac{n}{60} = \frac{3000}{60} \approx 50 \text{ Гц.}$$

Для угловой скорости собственного вращения вала имеем:

$$\omega = 2\pi\nu \approx 314 \text{ рад/с.}$$

Допущения, сделанные для рис. 4, справедливы и для рис. 6. Считаем, что отложения существенно изменяют радиус δ плавания вала в масляном слое подшипникового узла ввиду увеличения дисбаланса, при этом они несущественно меняют массу ротора, и значения табл. 1 остаются прежними, вследствие чего моменты инерции J_x и J_z также можно считать неизменными.

Тогда значение силы F_p , обуславливающей прецессию вала:

$$F_p = \frac{(3J - 2J_z)\omega^2}{L} \sin\theta = 64,42 \text{ Н.}$$

Можно полагать, что сила, возникающая при прецессии ротора, оказывает динамическую нагрузку на подшипниковые узлы, что приводит к появлению вибраций вблизи значения оборотной частоты. Это проявляется на таких измерительных данных, как траектория плавания вала (рис. 6).

Результаты и обсуждение

Увеличение толщины слоя отложений до нескольких миллиметров (рис. 1) влечет за собой увеличение силы F_p , которая непосредственно связана с дисбалансом ротора (вала нагнетателя ГПА). На графике траектории прецессии вала это проявляется в виде увеличения усредненного радиуса плавания вала δ (см. рис. 4 по сравнению с рис. 6), а следовательно, и угла θ .

Увеличение же значения силы F_p (с увеличением угла θ) приводит к увеличению вибраций на оборотной частоте, т. к. эта сила постоянна в системе координат, жестко связанной с валом (12).

Корреляция между вибрационными измерениями на двух опорных подшипниках вала (переднем и заднем) дает ожидаемый диагностический признак увеличения слоя отложений — максимум корреляционной функции на полпериода оборота вала.

При отсутствии возможности таких корреляционных измерений менее существенным диагностическим признаком увеличения слоя отложений может быть увеличение радиуса траектории плавания вала δ (рис. 6).

Заключение

Рассмотрена динамическая модель прецессии вала центробежного нагнетателя газоперекачивающего агрегата с двумя ступенями сжатия и подшипниками скольжения. Проведена приближенная оценка силы дисбаланса, возникающей вследствие неравномерности отложений на двух ступенях сжатия (двух рабочих колесах нагнетателя природного газа). Рассчитанные характеристики соотнесены с данными измерений на газоперекачивающем агрегате в процессе его эксплуатации. В работе получены выражения для силы, создающей дисбаланс ротора. Результаты исследования могут быть использованы для диагностики отложений на рабочих колесах нагнетателя.

Следует отметить, что помимо дисбаланса, вызванного неравномерностью распределения отложений по ступеням сжатия, которая обуславливает прецессию вала, существенное влияние могут оказывать неравномерность распределения отложений по каналам рабочего колеса первой ступени. Учет этой неравномерности, сводящийся к отказу от допущения $M_z = 0$, является предметом дальнейшего исследования дисбаланса ротора нагнетателя.

Список источников

- Байков И. Р., Смородов Е. А., Смородова О. В. 1999. Генерация сверхнизких частот при работе газоперекачивающих агрегатов и их влияние на спектр вибрации // Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. № 4. С. 62–67.

- Воробьева С. В., Смирнова В. О. 2007. Машины, агрегаты и процессы для предотвращения, перехвата, концентрирования и удаления отложений на контактных поверхностях // Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. № 3 (63). С. 58–65.
- Гадяка В. Г., Лазаренко А. Д., Марцинковский В. С., Юрко В. И. 2017. Сравнительная оценка применения магнитных подшипников и подшипников скольжения в центробежных компрессорах // Компрессорная техника и пневматика. № 6. С. 39–44.
- Герике Б. А. 2006. Диагностика технического состояния энергомеханического оборудования на основе анализа прецессии ротора // Вибрация машин: измерение, снижение, защита. № 1. С. 40–44.
- Голубев Ю. Ф. 2000. Основы теоретической механики: учеб. М.: Московский гос. ун-т им. М. В. Ломоносова. 719 с.
- Дадонов Д. Д. 2021. Исследование и совершенствование метода очистки проточных частей ГТД // Аллея науки. Том 1. № 11 (62). С. 116–122.
- Егоров А. Г., Шарфеев Р. Ф., Сагбиев И. Р. 2021. Применение инновационного метода очистки сменной проточной части центробежного компрессора ГПА без остановки на ремонт // Компрессорная техника и пневматика. № 4. С. 41–44.
- Ефимов В. В., Халиулин Д. В., Халиулина Л. Э. 2018. Осложнение очистки промысловой продукции сеноманской залежи Ямбургского месторождения на завершающей стадии разработки // Наука и образование сегодня. № 12 (35). С. 17–21.
- Журавлев В. Ф. 2001. Основы теоретической механики. 2-е изд., испр., перераб. М.: Наука. 320 с.
- Кунина П. С., Величко Е. И., Степанов М. С., Бунякин А. В., Музыкантова А. В., Кесова Е. Ф., Шиян С. И. 2018. Влияние отложений на лопатках на работу нагнетателя газоперекачивающего агрегата // Нефть. Газ. Новации. № 5. С. 55–57.
- Лурье А. И. 1961. Аналитическая механика. М.: Физматгиз. 824 с.
- Манькина Н. Н., Овечкина О. В., Загретдинов И. Ш. 2005. Опыт применения парокислородной очистки, пассивации и консервации проточных частей паровых турбин // Теплоэнергетика. № 2. С. 47–52.
- Мормуль Р. В., Павлов Д. А., Сальников А. Ф. 2018. Вибродиагностика и структурный анализ исследования нелинейных динамических процессов роторных турбомашин с магнитным подвесом // Дефектоскопия. № 7. С. 37–44. <https://doi.org/10.1134/S0130308218070059>
- Перевощиков С. И. 2020. Анализ методик параметрической диагностики технического состояния центробежных нагнетателей природного газа // Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. № 6 (144). С. 99–106. <https://doi.org/10.31660/0445-0108-2020-6-99-106>
- Поздеева А. М., Петроченков А. Б. 2020. Методы технической диагностики центробежного нагнетателя на газоперекачивающем агрегате // Энергетика. Инновационные направления в энергетике. SALS-технологии в энергетике. Том 1. С. 40–49.
- Салыхов Р. Х., Футин В. А. 2020. Балансировка ротора осевого компрессора и турбины высокого давления стационарной газотурбинной установки в условиях компрессорной станции // Компрессорная техника и пневматика. № 2. С. 31–33.
- Стуликов Д. А., Ефимов В. В. 2017. Совершенствование технологического процесса подготовки газа // Научный форум. Сибирь. Том 3. № 1. С. 12–13.
- Тарг С. М. 2010. Краткий курс теоретической механики: учеб. для студ. техн. вузов. Изд. 20-е, стер. М.: Высшая школа. 416 с.

- Трусделл К. 1975. Первоначальный курс рациональной механики сплошных сред / пер. с англ. Р. В. Гольдштейна, В. М. Ентова; под ред. П. А. Жилина, А. И. Лурье. М.: Мир. 592 с.
- Уиттекер Э. Т. 2004. Аналитическая динамика / пер. с англ. И. Г. Малкина. Изд. 2-е, испр. М.: УРСС. 500 с.
- Якимов Д. Е., Хуснутдинов И. Ф., Футин В. А. 2019. Доводка центробежного нагнетателя 7ГЦ2-660/56-76 УХЛ 3.1 газоперекачивающего агрегата ГПА-Ц-25НК.РС мощностью 25 МВт // Компрессорная техника и пневматика. № 2. С. 38–41.

References

- Baykov, I. R., Smorodov, E. A., & Smorodova, O. V. (1999). Generation of ultra-low frequencies during operation of gas pumping units and their effect on the vibration spectrum. *Oil and Gas Studies*, (4), 62–67. [In Russian]
- Vorobyova, S. V., & Smirnova, V. O. (2007). Machines, aggregates and processes for the prevention, interception, concentration and removal of deposits on contact surfaces. *Oil and Gas Studies*, (3), 58–65. [In Russian]
- Gadyaka, V. G., Lazarenko, A. D., Martsynkovskyy, V. S., & Yurko, V. I. (2017). The comparison of magnet and thrust bearings usage in centrifugal compressors. *Compressors and Pneumatics*, (6), 39–44. [In Russian]
- Gericke, B. L. (2006). Diagnostics of the technical condition of power-mechanical equipment based on the analysis of the precession of the rotor. *Machine Vibration: Measurement, Reduction, Protection*, (1), 40–44. [In Russian]
- Golubev, Yu. F. (2000). *Textbook on Fundamentals of Theoretical Mechanics*. Lomonosov Moscow State University. [In Russian]
- Dadonov, D. D. (2021). Research and improvement of the method of cleaning the flow parts of the gas turbine engine. *Alley of Science*, 1(11), 116–122. [In Russian]
- Egorov, A. G., Sharafiev, R. F., & Sagbiev, I. R. (2021). Application of an innovative method of cleaning the replaceable flow part of a turbocompressor of a gas pumping unit without stopping for repair. *Compressors and Pneumatics*, (4), 41–44. [In Russian]
- Efimov, V. V., Khaliulin, D. V., & Khaliulina, L. E. (2018). Complication of cleaning of commercial products of the Cenomanian deposit of the Yamburgskoye field at the final stage of development. *Science and Education Today*, (12), 17–21. [In Russian]
- Zhuravlev, V. F. (2001). *Fundamentals of Theoretical Mechanics*. Nauka. [In Russian]
- Kunina, P. S., Velichko, E. I., Stepanov, M. S., Bunyakin, A. V., Muzykantova, A. V., Kesova, E. F., & Shiyani, S. I. (2018). Effect of blade deposits upon operation of gas compressor booster. *Neft. Gas. Novacii*, (5), 55–57. [In Russian]
- Lurie, A. I. (1961). *Analytical Mechanics*. Fizmatgiz. [In Russian]
- Man'kina, N. N., Ovechkina, O. V., & Zagretidinov, I. S. (2005). Experience from using steam-oxygen flushing, passivation, and preservation for steam turbine flow paths. *Теплоэнергетика*, (2), 47–52. [In Russian] (English version: *Thermal Engineering*, 52(2), 133–138)
- Mormul, R. V., Pavlov, D. A., & Sal'nikov, A. F. (2018). Vibration-based diagnostics and structural analysis of research on nonlinear dynamic processes in maglev-suspension rotor turbomachines. *Defektoskopiya*, (7), 37–44. <https://doi.org/10.1134/S0130308218070059> [In Russian]

- (English version: *Russian Journal of Nondestructive Testing*, 54(7), 487–494. <https://doi.org/10.1134/S1061830918070057>)
- Perevoschikov, S. I. (2020). Analysis of parametric diagnostics techniques of the technical condition of centrifugal blowers of natural gas. *Oil and Gas Studies*, (6), 99–106. <https://doi.org/10.31660/0445-0108-2020-6-99-106> [In Russian]
- Pozdeeva, A. M., & Petrochenkov, A. B. (2020). Methods of technical diagnostics of a centrifugal supercharger on a gas pumping unit. *Energetika. Innovative Directions in the Energy Sector. CALS-Technologies in The Energy Sector*, 1, 40–49. [In Russian]
- Salyahov, R. H., & Futin, V. A. (2020). Balancing of axial compressor rotor and high turbine pressure of stationary gas turbine plant under conditions of compressor station. *Compressors and Pneumatics*, (2), 31–33. [In Russian]
- Stulikov, D. A., & Efimov, V. V. (2017). Improvement of the technological process of gas preparation. *Scientific Forum. Siberia*, 3(1), 12–13. [In Russian]
- Targ, S. M. (2010). *A Short Course in Theoretical Mechanics: A Textbook for Students of Technical Universities*. Vysshaya shkola. [In Russian]
- Truesdell, K. (1975). *A First Course in Rational Continuum Mechanics*. Mir. [In Russian] (Original work published 1972, Johns Hopkins University)
- Whittaker, E. T. (2004). *A Treatise on the Analytical Dynamics of Particles and Rigid Bodies* (I. G. Malkin, Trans.; 2nd rev. ed.). URSS. [In Russian] (Original work published 1904, Cambridge University Press)
- Yakimov, D. E., Khusnutdinov, I. F., & Phutin, V. A. (2019). Final adjustment of a centrifugal supercharger 7GC2-660 / S6-76 UHL 3.1 of a gas compressor unit GPA-C-25NK.R.S of “Zavoizhskaya” CS with a capacity of 25 MW. *Compressors and Pneumatics*, (2), 38–41. [In Russian]

Информация об авторах

Михаил Сергеевич Степанов, старший преподаватель, кафедра газонефтетранспортных систем и оборудования нефтяной и газовой промышленности, Институт нефти, газа и энергетики, Кубанский государственный технологический университет, Краснодар, Россия m.s.stepanov@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0002-0513-2681>

Алексей Вадимович Бунякин, кандидат физико-математических наук, доцент, кафедра математических и компьютерных методов, Факультет математики и компьютерных наук, Кубанский государственный университет, Краснодар, Россия alex.bunyakin@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0002-1849-1667>

Гани Гайсинович Гилаев, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой нефтегазового дела имени профессора Г. Т. Вартумяна, директор Института нефти, газа и энергетики, Кубанский государственный технологический университет, Краснодар, Россия gggilaev@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0001-9461-1512>

Владислав Игоревич Дунаев, доктор физико-математических наук, профессор, кафедра газонефтетранспортных систем и оборудования нефтяной и газовой промышленности, Институт нефти, газа и энергетики, Кубанский государственный технологический университет, Краснодар, Россия dunayev1964@bk.ru, <https://orcid.org/0000-0002-4166-6808>

Information about the authors

Mikhail S. Stepanov, Senior Lecturer, Department of Gas and Oil Transportation Systems and Equipment of the Oil and Gas Industry, Institute of Oil, Gas and Power Engineering, Kuban State Technological University, Krasnodar, Russia
m.s.stepanov@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0002-0513-2681>

Alexey V. Bunyakin, Cand. Sci. (Phys.-Math.), Associate Professor, Department of Mathematical and Computer Methods, Faculty of Computer Technology and Applied Mathematics, Kuban State University, Krasnodar, Russia
alex.bunyakin@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0002-1849-1667>

Gani G. Gilaev, Dr. Sci. (Tech.), Professor, Head of the Department of Oil and Gas named after Professor G. T. Vartumyan, Director of the Institute of Oil, Gas and Power Engineering, Kuban State Technological University, Krasnodar, Russia
gggilaev@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0001-9461-1512>

Vladislav I. Dunaev, Dr. Sci. (Phys.-Math.), Professor, Department of Gas and Oil Transportation Systems and Equipment of the Oil and Gas Industry, Institute of Oil, Gas and Power Engineering, Kuban State Technological University, Krasnodar, Russia
dunayev1964@bk.ru, <https://orcid.org/0000-0002-4166-6808>