

Моделирование дисбаланса ротора нагнетателя, обусловленного отложениями в его проточной части

Михаил Сергеевич Степанов¹✉, Алексей Вадимович Бунякин²,
Владислав Игоревич Дунаев¹

¹ Кубанский государственный технологический университет, Краснодар, Россия

² Филиал Майкопского государственного технологического университета
в пос. Яблоновском, Яблоновский, Россия

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

Аннотация. В работе рассматривается математическая модель, описывающая дисбаланс ротора центробежного нагнетателя, обусловленный неравномерным распределением отложений в проточной части его первой ступени.

Целью исследования является количественная оценка величины этого дисбаланса в зависимости от эксплуатационных данных агрегата, допускающих непосредственное измерение.

Получено аналитическое выражение для момента силы на роторе нагнетателя, учитывающее зависимости между перераспределенным расходом, динамической вязкостью газа и толщиной слоя отложений, позволяющее оценить величину силы, создающей динамический дисбаланс ротора.

Результаты исследования могут быть использованы для диагностики наличия отложений в межлопаточных каналах центробежного нагнетателя природного газа, указывающей на необходимость проведения мероприятий по обслуживанию проточной части агрегата непосредственно по ее техническому состоянию.

Ключевые слова: дисбаланс, отложения, крутящий момент, ротор, расход газа, перераспределение, эксцентриситет, рабочее колесо

Цитирование: Степанов М. С., Бунякин А. В., Дунаев В. И. 2025. Моделирование дисбаланса ротора нагнетателя, обусловленного отложениями в его проточной части // Вестник Тюменского государственного университета. Физико-математическое моделирование. Нефть, газ, энергетика. Том 11. № 2 (42). С. 126–140. <https://doi.org/10.21684/2411-7978-2025-11-2-126-140>

Поступила 17.01.2025; одобрена 14.05.2025; принята 27.05.2025

Modeling of supercharger rotor imbalance caused by deposits in its flow path

Mikhail S. Stepanov¹✉, Aleksey V. Bunyakin²,
Vladislav I. Dunaev¹

¹ Kuban State Technological University, Krasnodar, Russia

² Branch of Maykop State Technological University in Yablonovsky village, Yablonovsky, Russia

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

Abstract. The paper analyses a mathematical model describing the imbalance of a centrifugal supercharger rotor caused by uneven distribution of deposits in the flow part of its first stage.

The aim of the study is to quantitatively estimate the magnitude of this imbalance, depending on the operating data of the unit, allowing direct measurement.

An analytical expression for the torque on the supercharger rotor is obtained, taking into account the relations between the redistributed flow rate, dynamic viscosity of the gas and the thickness of the deposit layer, allowing us to estimate the magnitude of the force that creates a dynamic imbalance of the rotor.

The results of the study can be used to diagnose the presence of deposits in the interblade channels of a centrifugal supercharger of natural gas, indicating the need for maintenance of the flow part of the unit directly based on its technical condition.

Keywords: imbalance, deposits, torque, rotor, gas flow, redistribution, eccentricity, impeller

Citation: Stepanov, M. S., Bunyakin, A. V., & Dunaev, V. I. (2025). Modeling of supercharger rotor imbalance caused by deposits in its flow path. *Tyumen State University Herald. Physical and Mathematical Modeling. Oil, Gas, Energy*, 11(2), 126–140. <https://doi.org/10.21684/2411-7978-2025-11-2-126-140>

Received Jan. 17, 2025; Reviewed May 14, 2025; Accepted May 27, 2025

Введение

Вопросам диагностики технического состояния центробежного нагнетателя посвящен ряд работ: [Зусман, Барков, 2011; Кунина и др., 2010; Поздеева, Петроченков, 2020]. Для совершенствования диагностики его технического состояния в настоящее время происходит внедрение современных систем непрерывного мониторинга, что позволяет выявлять появление разбалансировки ротора на ранних стадиях в процессе эксплуатации нагнетателя, см. например [Будзуляк и др., 2019; Ляпичев и др., 2019].

Одной из возможных причин возникновения дисбаланса ротора центробежного нагнетателя в процессе эксплуатации является образование отложений в его проточной части [Кунина и др., 2018]. В работах [Перевошиков, 2011; Перевошиков, 2016; Перевошиков, 2020] диагностика проточной части осуществляется путем анализа термодинамических характеристик перекачиваемого газа. При этом не учитывается возможность появления дисбаланса ввиду неравномерности распределения потока газа по каналам рабочего колеса, вызванной наличием отложений. В настоящее время существует множество различных методик очистки проточной части центробежного нагнетателя от отложений [Егоров и др., 2021; Дадонов, 2021; Манькина и др., 2005]. При этом очистка выполняется по среднему 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.

В работе [Степанов и др., 2024] исследуется дисбаланс, обусловленный прецессией ротора центробежного нагнетателя (прецессионный дисбаланс), вызванный неравномерным распределением отложений по его рабочим колесам первой и второй ступени. В этой работе не учитывается взаимное расположение межлопаточных каналов с отложениями, а также их толщина. Неравномерное распределение отложений на рабочем колесе первой ступени вызывает дисбаланс, обусловленный эксцентриситетом, т. е. отклонением центра масс вала от оси вращения.

Отложения в проточной части центробежного нагнетателя наиболее выражены на рабочем колесе первой его ступени, и их наличие значительно уменьшается на последующих ступенях сжатия. При этом распределение отложений по межлопаточным каналам рабочего колеса первой ступени может происходить геометрически неравномерно.

При образовании отложений в одном из каналов рабочего колеса агрегата наблюдается тенденция на увеличение интенсивности накопления отложений в предшествующем (относительно направления вращения) ему каналу. Ввиду того, что на входе в предшествующий канал давление имеет тенденцию к увеличению, происходит торможение потока газа. При этом увеличивается расход газа в данном канале, что обуславливает неравномерность распределения расхода газа.

В каждом отдельном канале с ростом толщины слоя отложений увеличивается шероховатость стенок. Толщина пристенного пограничного слоя, где происходит торможение потока, увеличивается, что также ведет к увеличению интенсивности роста отложений.

Образование отложений в межлопаточных каналах рабочего колеса центробежного нагнетателя влияет на движение потока газа и приводит к изменению расхода как в каналах с отложениями, так и без. В результате перераспределения расхода газа происходит изменение момента силы в отдельных каналах на всем рабочем колесе.

Методы

Опираясь на физическое представление процесса (закон сохранения импульса газа) и методы математического моделирования, получено аналитическое выражение для момента силы, обуславливающего дисбаланс ротора центробежного нагнетателя, вызванный неравномерностью распределения отложений в проточной части его первой ступени.

Уравнение момента силы, обусловленного потоком газа в первом рабочем колесе центробежного нагнетателя, имеет вид [Кампсти, 2000; Stepanov et al., 2019]:

$$M = Q\omega(r_2^2 - r_1^2) - \frac{Q^2 r_2}{\rho_2 S_2} \operatorname{tg} \alpha_2 + \frac{Q^2 r_1}{\rho_1 S_1} \operatorname{tg} \alpha_1. \quad (1)$$

В выражении (1) обозначено:

$$Q = Q_{\text{об}} \rho_{\text{газа}},$$

где Q — постоянный массовый расход в рабочем колесе, кг/с; $Q_{\text{об}}$ — объемный расход газа, м³/с; $\rho_{\text{газа}}$ — плотность транспортируемого газа при стандартных условиях, кг/м³;

$$\omega = 2\pi \frac{\omega_{\text{об}}}{60},$$

где ω — частота вращения, рад/с; $\omega_{\text{об}}$ — частота вращения ротора, об/мин; r_1, r_2 — внутренний и внешний радиус рабочего колеса соответственно, м;

$$\rho_1 = \rho_{\text{газа}} p_{\text{вх}} / p_0,$$

где ρ_1 — плотность газа с учетом давления на входе в рабочее колесо центробежного нагнетателя, кг/м³; $p_{\text{вх}}$ — соответствующее давление газа на входе, атм; $p_0 = 1$ — принято атмосферным давлением для стандартных условий, атм;

$$\rho_2 = \rho_1 \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\left(\frac{1}{\gamma-1} \right)},$$

где ρ_2 — плотность газа на выходе из рабочего колеса, кг/м³; T_2, T_1 — температура газа на выходе и входе в первой ступени центробежного нагнетателя соответственно, К; γ — показатель адиабаты (процесс сжатия полагается адиабатическим);

$$S_1 = \frac{2\pi r_1 \beta_1}{k}, S_2 = \frac{2\pi r_2 \beta_2}{k},$$

где S_1, S_2 — площади сечений на входе и выходе канала без отложений соответственно, м²; β_1, β_2 — ширина входного и выходного межлопаточного канала без отложений

соответственно, м; k — общее количество межлопаточных каналов в рабочем колесе; α_1, α_2 — входной и выходной угол профиля лопатки соответственно.

Уравнение (1) является следствием из закона сохранения момента количества движения (момента импульса) для объема газа, находящегося внутри рабочего колеса.

Следуя (1), приведем уравнение момента M_k^j силы, создаваемого потоком газа в первом рабочем колесе центробежного нагнетателя при наличии отложений одинаковой толщины b в его межлопаточных каналах, с учетом перераспределения расхода газа [Степанов, Величко, 2019]:

$$M_k^j(q(b), b) = (k - j) \left(q(b) \omega (r_2^2 - r_1^2) - \frac{q(b)^2 r_2}{\rho_2 S_2} \operatorname{tg} \alpha_2 + \frac{q(b)^2 r_1}{\rho_1 S_1} \operatorname{tg} \alpha_1 \right) + \\ + j \left(q_*(b) \omega (r_2^2 - r_1^2) - \frac{q_*^2(b) r_2}{\rho_2 S_2(b)} \operatorname{tg} \alpha_2 + \frac{q_*^2(b) r_1}{\rho_1 S_1(b)} \operatorname{tg} \alpha_1 \right), \quad (2)$$

где j — число каналов с отложениями; b — толщина слоя отложений, м; $q(b)$ — массовый расход газа в каждом из каналов без отложений, учитывающий толщину слоя

отложений в каналах с их наличием, кг/с; $q_*(b)$ — массовый расход газа в каждом из каналов с наличием отложений, кг/с;

$$q = \frac{Q - q_* j}{k - j},$$

где $S_1(b), S_2(b)$ — площади сечений на входе и выходе канала с наличием отложений соответственно, м²;

$$S_1(b) = \frac{2\pi r_1 (\beta_1 - b)}{k}, \quad S_2(b) = \frac{2\pi r_2 (\beta_2 - b)}{k}.$$

Будем считать величину b одинаковой по всей поверхности межлопаточного канала.

Значение основных характеристик центробежного нагнетателя приведены в табл. 1.

Три физические величины: q — массовый расход в каналах без отложений, кг/с; b — толщина слоя отложений, м; η — динамическая вязкость газа, кг/(м·с), являются размерно-зависимыми. Исходя из теории подобия и размерностей физических величин (согласно π -теореме [3]), дифференциальное уравнение для функции $q(b)$ может содержать только одну безразмерную комбинацию и автомодельную функцию f от нее:

$$\frac{dq}{db} = \frac{q}{b} f\left(\frac{q}{\eta b}\right). \tag{3}$$

Табл. 1. Значение характеристик центробежного нагнетателя
Table 1. The value of the centrifugal supercharger characteristics

Наименование характеристики	Значение
γ — показатель адиабаты	1,31
α_1 — входной угол профиля лопаток, рад	0,785
α_2 — выходной угол профиля лопаток, рад	1,222
r_1 — внутренний радиус рабочего колеса, м	0,243
r_2 — внешний радиус рабочего колеса, м	0,455
β_1 — ширина входного межлопаточного канала, м	0,023
β_2 — ширина выходного межлопаточного канала, м	0,036
k — количество межлопаточных каналов в рабочем колесе	26
$\rho_{\text{газа}}$ — плотность газа, кг/м ³ (при стандартных условиях)	0,7168
$Q_{\text{об}}$ — объемный расход газа, м ³ /с	5,6
$\omega_{\text{об}}$ — частота вращения ротора, об/мин	5200
$p_{\text{вх}}$ — давление газа на входе, атм	51
$p_{\text{вых}}$ — давление газа на выходе, атм	75
$T_{\text{нач}}$ — температура газа на входе в нагнетатель, К	286
$T_{\text{кон}}$ — температура газа на выходе из нагнетателя, К	354

Полагая в уравнении (3) эту функцию степенной $f(b) = \frac{A_k^j}{b^{\alpha_k^j}}$, получим:

$$\frac{dq}{db} = A_k^j \eta^{\alpha_k^j} \left(\frac{b}{q}\right)^{\alpha_k^j - 1}.$$

Решая это уравнение с разделяющимися переменными, имеем:

$$q = \left[A_k^j (\eta b)^{\alpha_k^j} + \left(\frac{Q}{k}\right)^{\alpha_k^j} \right]^{\frac{1}{\alpha_k^j}}. \tag{4}$$

Очевидно, что при $b \rightarrow 0$ выполняется $q \rightarrow \frac{Q}{k}$ — массовый расход газа в межлопаточных каналах без отложений.

Идентифицируем параметры A_k^j , α_k^j в выражении (4).

Поскольку $q_* = \frac{Q - (k - j)q}{j}$ и $q_* \geq 0$, имеем $0 < q \leq \frac{Q}{k - j}$.

Обозначим b_k — ширину канала, соответствующую максимальному возможному значению b .

Тогда

$$q(b_k) = \frac{Q}{k - j}.$$

Отсюда в силу (4) имеем:

$$\frac{Q}{k - j} = \left(A_k^j (\eta b_k)^{\alpha_k^j} + \left(\frac{Q}{k} \right)^{\alpha_k^j} \right)^{\frac{1}{\alpha_k^j}},$$

и

$$A_k^j = \frac{\left(\frac{Q}{k - j} \right)^{\alpha_k^j} - \left(\frac{Q}{k} \right)^{\alpha_k^j}}{(\eta b_k)^{\alpha_k^j}}. \quad (5)$$

Очевидно, безразмерный показатель степени α_k^j должен зависеть от значений j и k .

Рассмотрим графики зависимостей $q(b)$, например при $j = 4$ и постоянном общем расходе $Q = 205$ кг/с для различных $\alpha_k^j < 1$ и $\alpha_k^j \geq 1$.

При $\alpha_k^j < 1$ зависимость $q(b)$ «быстро» возрастает при малых значениях b (рис. 1), что не соответствует физическому смыслу. Поэтому примем $\alpha_k^j \geq 1$ (рис. 2), поскольку графики $q(b)$ таких зависимостей с ростом b «медленно» изменяются при малых значениях b , и это соответствует физическому смыслу.

Кроме этого, полагая $\alpha_k^j \geq 1$ в автомоделной функции для определения $q(b)$, эм-

пирически будем считать $\alpha_k^j = \frac{k}{j}$. Построим зависимость $M_k^j(q(b), b)$ при $\alpha_k^j = \frac{k}{j}$, для различных значений j .

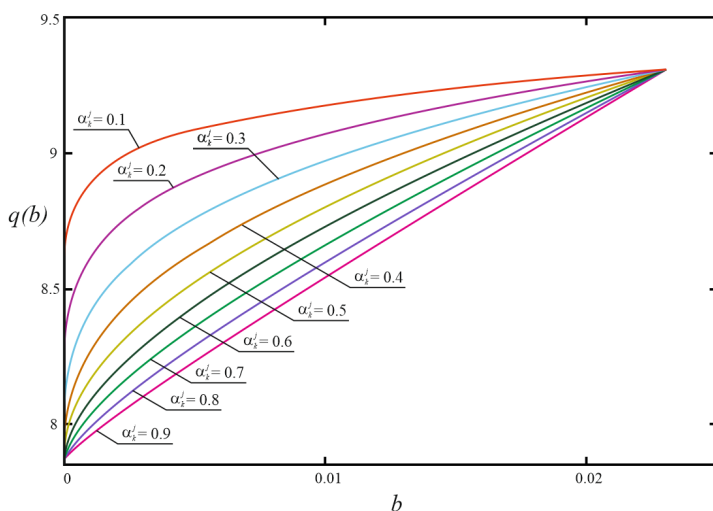


Рис. 1. Зависимость массового расхода газа $q(b)$ в каждом межлопаточном канале без наличия отложений с учетом перераспределения для $j = 4$ и $k = 26$ при постоянном общем расходе $Q = 205$ кг/с, в предположении $\alpha'_k < 1$

Fig. 1. Dependence of the mass flow rate $q(b)$ of gas in each interblade channel without the presence of deposits, taking into account the redistribution for $j = 4$ and $k = 26$ at a constant total flow rate of $Q = 205$ kg/s, assuming $\alpha'_k < 1$

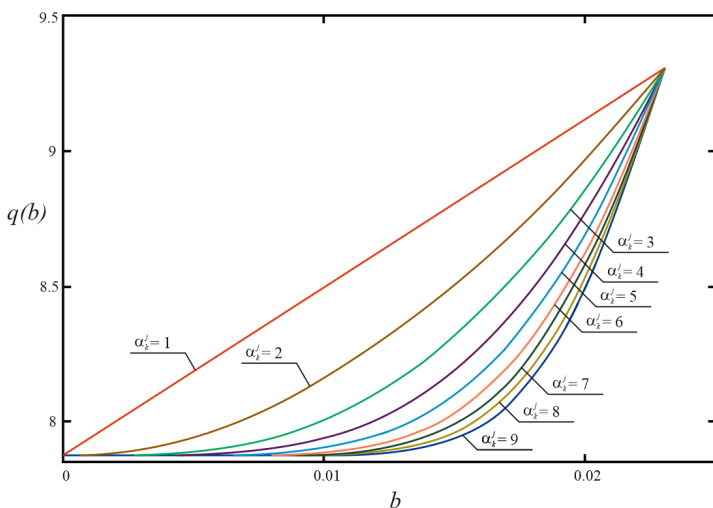


Рис. 2. Зависимость массового расхода газа $q(b)$ в каждом межлопаточном канале без наличия отложений с учетом перераспределения для $j = 4$ и $k = 26$ при постоянном общем расходе $Q = 205$ кг/с, в предположении $\alpha'_k \geq 1$

Fig. 2. Dependence of the mass flow rate $q(b)$ of gas in each interblade channel without the presence of deposits, taking into account the redistribution for $j = 4$ and $k = 26$ at a constant total flow rate of $Q = 205$ kg/s, assuming $\alpha'_k \geq 1$

Нетрудно построить соответствующие зависимости и для других j . Они имеют аналогичный характер.

При наличии неравномерного распределения по каналам отложений условие (6) в общем случае нарушается, что приводит к возникновению дисбаланса ротора нагнетателя, обусловленного величиной ΔM_k^j (рис. 3) (несбалансированным моментом) и соответствующим приращением силы ΔF_{Σ} , связанной с $\Delta M_k^j = (M_k^j(q(b), b) - M_k^j(q(0), 0))$.

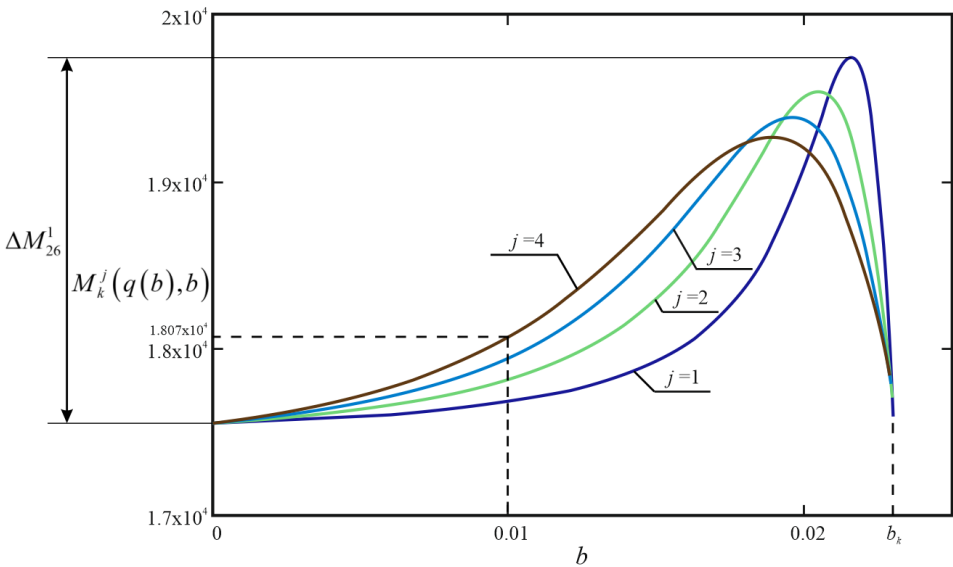


Рис. 3. Зависимость момента силы $M_k^j(q(b), b)$ при постоянном общем расходе $Q = 205$ кг/с от b , при различных толщинах слоя отложений

Fig. 3. Dependence of the torque $M_k^j(q(b), b)$ at a constant total flow rate $Q = 205$ kg/s on b , for different thicknesses of the deposit layer

При уменьшении площади сечения канала в результате отложений увеличивается скорость потока газа. При этом происходит увеличение момента силы $M_k^j(q(b), b)$ до некоторого максимального значения. Наличие максимума момента $M_k^j(q(b), b)$ при постоянном общем расходе Q объясняется тем, что если в каких-то каналах расход увеличивается, то в других он уменьшается (рис. 3).

Ввиду симметрии расположения каналов в рабочем колесе сумма сил, создающих момент на валу при равномерном распределении отложений или при их отсутствии, равна нулю:

$$F_1 + F_2 + F_3 + \dots + F_k = 0. \quad (6)$$

Рассмотрим, например, случай $j = 4$ при последовательном расположении каналов с наличием отложений (рис. 4).

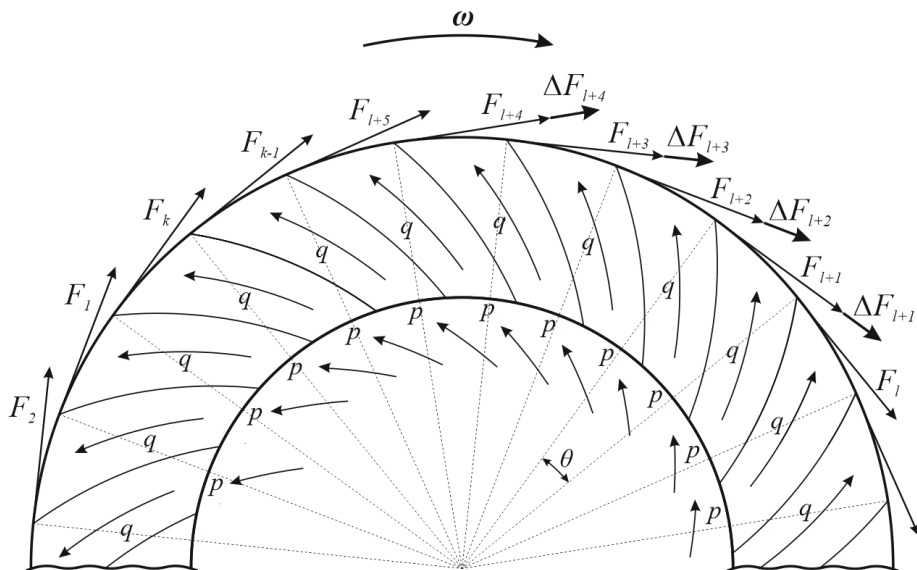


Рис. 4. Схема разбалансировки ротора нагнетателя при наличии отложений в четырех последовательно расположенных каналах

Fig. 4. Diagram of supercharger rotor imbalance in the presence of deposits in four sequentially operating channels

На рис. 4 абсолютные величины векторов ΔF_{l+m} где l — любой номер канала рабочего колеса без отложений, $m = 1...4$, принимаются равными,

$$|\Delta F_{l+m}| = \Delta F.$$

Поскольку толщина отложений во всех каналах с их наличием принимается одинаковой, угол θ между любыми каналами равен $\frac{2\pi}{k}$, т. е. при $k = 26$, $\theta = \frac{\pi}{13}$.

Вычислим абсолютную величину силы F_3 , обуславливающей дисбаланс, связанный с последовательным расположением 4 каналов с наличием отложений (рис. 4).

$$F_3 = |\Delta F_{l+1} + \dots + \Delta F_{l+4}|.$$

Пользуясь методом координат, с точностью до сотых находим:

$$|\Delta F_{l+1} + \dots + \Delta F_{l+4}| = 3,74\Delta F. \quad (7)$$

Величина ΔF связана с величиной $\Delta M_k^j(q(b), b)$ следующим соотношением:

$$\Delta F = \frac{\Delta M_k^j}{4R_{\text{ср}}}, \quad (8)$$

где $R_{\text{ср}} = \frac{r_1 + r_2}{2}$ — средний радиус рабочего колеса, $R_{\text{ср}} = 0,355$, м.

Учитывая выражения (7) и (8) для силы F_3 , обуславливающий дисбаланс, связанный с отклонением оси приведенной системы сил от оси вращения ротора, получаем:

$$F_3 = 3,74 \frac{\Delta M_{26}^4}{4R_{\text{ср}}}. \quad (9)$$

Вычислим величину F_3 , например, при $b = 0,015$. Подставляя значения соответствующих величин в правую часть выражения (9), с учетом рис. 3 получаем:

$$F_3 = 1343,25 \text{ Н.}$$

Результаты и обсуждение

Как показывают расчеты по представленной математической модели, по мере нарастания толщины слоя отложений внутри межлопаточных каналов рабочего колеса центробежного нагнетателя природного газа может происходить значительная разбалансировка ротора. Динамическое воздействие на вкладыши подшипников скольжения, приводящее к вибрации на оборотной частоте, может достигать величины более 100 кгс.

Природа такого дисбаланса не чисто механическая (он не является лишь следствием отклонения центра масс ротора от оси усредненного положения оси вращения вала в проекции на плоскость, ортогональную этой оси, см. [Степанов и др., 2024]), а газодинамическая, т. е. дисбаланс появляется ввиду неравномерности распределения потока газа по каналам рабочего колеса первой ступени с отложениями.

Это обстоятельство указывает на возможность своевременного диагностирования роста отложений по увеличению амплитуды вибраций на оборотной частоте.

Заключение

Рассмотрена математическая модель перераспределения расхода природного газа между каналами рабочего колеса центробежного нагнетателя вследствие наличия отложений.

В работе получено выражение момента силы на валу центробежного нагнетателя при условии существования автомодельной зависимости между перераспределенным расходом, толщиной слоя отложений и динамической вязкостью газа.

Показано, что при заданном относительном расположении каналов с отложениями и определенной толщиной их слоя, можно оценить величину силы, создающую динамический дисбаланс ротора центробежного нагнетателя.

Список источников

- Будзуляк Б. В., Лопатин А. С., Ляпичев Д. М. 2019. Техническое диагностирование оборудования и трубопроводов объектов нефтегазового комплекса с применением инновационных технологий // Автоматизация, телемеханизация и связь в нефтяной промышленности. № 11 (556). С. 21–26. DOI 10.33285/0132-2222-2019-11(556)-21-26
- Дадонов Д. Д. 2021. Исследование и совершенствование метода очистки проточных частей ГТД // Аллея науки. Том 1. № 11 (62). С. 116–122.
- Егоров А. Г., Шарафеев 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.
- Зусман Г. В., Барков А. В. 2011. Вибродиагностика: учебное пособие / Под общей редакцией В.В. Ключева. М.: Издательский дом «Спектр». 215 с.
- Кампсти Н. 2000. Аэродинамика компрессоров / пер. с англ. под ред. Ф. Ш. Гельмедова, Н. М. Савина. М.: Мир. 688 с.
- Кунина П. С., Величко Е. И., Степанов М. С. [и др.]. 2018. Влияние отложений на лопатках на работу нагнетателя газоперекачивающего агрегата // Нефть. Газ. Новации. № 5. С. 55–57.
- Кунина П. С., Павленко П. П., Величко Е. И. 2010. Диагностика энергетического оборудования трубопроводного транспорта нефти и газа. Краснодар: Издательский дом «Юг». 552 с.
- Ляпичев Д. М., Житомирский Б. Л., Адмакин М. М. [и др.]. 2018. Разработка и внедрение системы мониторинга НДС конструкций компрессорных станций газопроводов // CADFEM Review. № 5. С. 14–18.
- Манькина Н. Н., Овечкина О. В., Загреддинов И. Ш. 2005. Опыт применения парокислородной очистки, пассивации и консервации проточных частей паровых турбин // Теплоэнергетика. № 2. С. 47–52.
- Перевощиков, С. И. 2011. Параметрическая диагностика технического состояния центробежных нагнетателей природного газа // Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. № 3 (87). С. 97–107.
- Перевощиков С. И. 2016. Методика параметрической диагностики газоперекачивающих агрегатов с турбоприводом // Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. № 5 (119). С. 101–108. DOI: 10.31660/0445-0108-2016-5-101-108
- 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. DOI: 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. CALS-технологии в энергетике. Том 1. С. 40–49.
- Решетникова О. А., Гордеева Г. В. 2020. Техническая диагностика и анализ надежности и состояния газоперекачивающих агрегатов // Способы, методы и процессы технического и технологического развития: сборник статей по итогам Международной научно-практической конференции (14 декабря 2020 г., Калуга, Россия). Стерлитамак: «Агентство международных исследований». С. 75–79.

- Седов Л. И. 1977. Методы подобия и размерности в механике. 8-е изд., перераб. М.: Наука. 440 с.
- Степанов М. С., Величко Е. И. 2021. Моделирование изменения крутящего момента ротора центробежного нагнетателя с учетом образовавшихся отложений // Прикладная математика: современные проблемы математики, информатики и моделирования: материалы III всероссийской научно-практической конференции молодых ученых (21–24 апреля 2021 г., Краснодар, Россия). Том I. Краснодар: «Российское энергетическое агентство» Минэнерго России Краснодарский ЦНТИ — филиал «РЭА» Минэнерго России. С. 53–57.
- Stepanov M. S., Bunyakin A. V. 2020. Diagnostics of sediment occurrence in interblade channel of injector impeller of gas compressing station by changes of gas flow and torque // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science: International Science and Technology Conference “EarthScience”. Vol. 459. Chapter 4. Article 052081. DOI 10.1088/1755-1315/459/5/052081

References

- Budzulyak, B. V., Lopatin, A. S., & Lyapichev, D. M. (2019). Technical diagnostics of equipment and pipelines of oil and gas facilities using innovative technologies. *Automation, Telemechanization and Communication in the Oil Industry*, 11(556), 21–26. DOI 10.33285/0132-2222-2019-11(556)-21-26 [In Russian]
- Dadonov, D. D. (2021). Research and improvement of the method for cleaning the flow parts of gas turbine engines. *Alley of Science*, 1(11), 116–122. [In Russian]
- Egorov, A. G., Sharafiev, R. F., & Sagbiev, I. R. (2021). Application of an innovative method for cleaning the replaceable flow part of a centrifugal compressor GPA without stopping for repairs. *Compressor Technology, and Pneumatics*, 4, 41–44. [In Russian]
- Zusman, G. V., Barkov, A. V., Klyuev V. V. (2011). *Vibration diagnostics*. Spektr Publishing. 215 p. [In Russian]
- Kampsti N. (2000). *Aerodynamics compressors*. [Translated from English under the editorship of F. Sh. Gelmedov, N. M. Savin]. Mir. 688 p. [In Russian]
- Kunina, P. S., Velichko, E. I., Stepanov, M. S., et al. The influence of deposits on the blades on the operation of the supercharger of the gas pumping unit. *Oil. Gas. Innovations*, 5, 55–57. [In Russian]
- Kunina, P. S., Pavlenko, P. P., & Velichko, E. I. (2010). *Diagnostics of power equipment for pipeline transportation of oil and gas*. Publishing House “South”. 552 p. [In Russian]
- Lyapichev, D. M., Zhitomirsky, B. L., Admakin, M. M., et al. (2018). Development and implementation of a system for monitoring the stress-strain state of gas pipeline compressor station structures. *CAD/FEM Review*, 5, 14–18. [In Russian]
- Mankina, N. N., Ovechkina, O. V., & Zagretidinov, I. Sh. (2005). Experience in the use of steam-oxygen cleaning, passivation and conservation flow parts of steam turbines. *Thermal Power Engineering*, 2, 47–52. [In Russian]
- Perevoshchikov, S. I. (2011). Parametric diagnostics of the technical condition of centrifugal superchargers of natural gas. *Izvestiya vuzov. Neft' i gaz = Oil and Gas Studies*, 3(87), 97–107. [In Russian]

- Perevoshchikov, S. I. (2016). Methodology of parametric diagnostics of gas pumping units with a turbo drive. *Izvestiya vuzov. Neft' i gaz = Oil and Gas Studies*, 5(119), 101–108. DOI 10.31660/0445-0108-2016-5-101-108. [In Russian]
- Perevoshchikov, S. I. (2020). Analysis of methods for parametric diagnostics of the technical condition of centrifugal superchargers of natural gas. *Izvestiya vuzov. Neft' i gaz = Oil and Gas Studies*, 6(144), 99–106. DOI 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. *Power Engineering. Innovative Directions in Power Engineering. CALS-Technologies in Energy*, 1, 40–49. [In Russian]
- Reshetnikova, O. A., & Gordeeva, G. V. (December 14, 2020). *Technical diagnostics and analysis of reliability and condition of gas pumping units*. Proceedings of the International scientific and practical conference “Ways, Methods and Processes of Technical and Technological Development”, Kaluga Russia. Pp. 75–79. [In Russian]
- Sedov, L. I. 1977. *Methods of similarity and dimensionality in mechanics (8th ed.)*. Nauka. 440 p. [In Russian]
- Stepanov, M. S., & Velichko, E. I. (April 21-24, 2021). *Modeling of the torque change of the centrifugal supercharger rotor taking into account the formed deposits*. Proceedings of the III All-Russian Scientific and Practical Conference of Young Scientists “Applied Mathematics: Modern Problems of Mathematics, Computer Science, and Modeling”, Krasnodar, Russia, Vol. I. Pp. 53–57. [In Russian]
- Stepanov, M. S., & Bunyakin, A. V. (2020). Diagnostics of sediment occurrence in interblade channel of injector impeller of gas compressing station by changes of gas flow and torque. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science: International Science and Technology Conference “EarthScience”*, 459(4), art. 052081. DOI 10.1088/1755-1315/459/5/052081.

Информация об авторах

Михаил Сергеевич Степанов, старший преподаватель, кафедра газонефтетранспортных систем и оборудования нефтяной и газовой промышленности, 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 нефтегазового дела и землеустройства, филиал Майкопского государственного технологического университета в пос. Яблоновском, Яблоновский, Россия
alex.bunyakin@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0002-1849-1667>

Владислав Игоревич Дунаев, доктор физико-математических наук, профессор, кафедра газонефтетранспортных систем и оборудования нефтяной и газовой промышленности, 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 at the Department of Gas and Oil Transportation Systems and Equipment of the Oil and Gas Industry, Kuban State Technological University, Krasnodar, Russia

m.s.stepanov@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0002-0513-2681>

Aleksei V. Bunyakin, Cand. Sci. (Phys.-Math.), Associate Professor, Department of Oil and Gas Engineering and Land Management, Branch of Maykop State Technological University in Yablonovsky village, Yablonovsky, Russia

alex.bunyakina@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0002-1849-1667>

Vladislav I. Dunaev, Dr. Sci. (Phys.-Math.), Professor, Department of Gas and Oil Transportation Systems and Equipment of the Oil and Gas Industry, Kuban State Technological University, Krasnodar, Russia

dunayev1964@bk.ru, <https://orcid.org/0000-0002-4166-6808>