

Расчет диагностического параметра вибраций для оценки технического состояния подшипников скольжения ГТУ

М.А. Абессоло
аспирант

П.С. Кунина
д.т.н., профессор

А.А. Паранук
к.т.н., ст. преподаватель
rambi.paranuk@gmail.com

А.В. Бунякин
к.ф.-м.н., доцент

Д.А. Иноземцев
ассистент

ФГБОУ ВО КубГТУ, Краснодар, Россия

В данной статье проанализированы причины отказов оборудования газоперекачивающих агрегатов (ГПА) компрессорных станций и собрана статистика отказов в течение 10 лет. Выявлены основные причины выхода из строя подшипников скольжения, фиксирующих положение вала ротора турбины и обеспечивающих минимальный зазор в проточной части. Для выявления возникающих неисправностей упорной части подшипников скольжения на основе диагностических параметров разработана оригинальная математическая модель основных узлов ГПА. Это позволило установить рабочее состояние подшипников скольжения по изменению их жесткости в колебательной модели основных элементов ГПА.

Материалы и методы
Уравнение Лагранжа, математическое моделирование, измерительный комплекс СК-1100.

Ключевые слова
вибросостояние, подшипниковый узел, вибропараметр, коэффициент жесткости, колебательная система

На сегодняшний день методы вибрационной диагностики [1] являются самыми эффективными для проверки технического состояния (ТС) узлов и агрегатов промышленного оборудования на компрессорных станциях (КС). При этом установление диагностических схем и таблиц требует обработки колоссального количества данных (около 40 параметров) с помощью комплекса измерительной техники. Несмотря на всю современность измерительной техники методов виброконтроля ГПА, их пригодность в реальных условиях эксплуатации остается актуальным вопросом, так как они основаны на весьма сложных математических моделях, применение которых эффективно при стабильных стендовых испытаниях, но эти методы далеки от реальности [1, 3, 8].

Поэтому необходимо постоянно разрабатывать новые методы исследования, упрощающие решение диагностической задачи ГПА и узлов их агрегатов, и, самое важное, повышать при этом достоверность полученных результатов.

При анализе причин отказов по всем типам анализируемого оборудования ГПА за последнее десятилетие [2, 5], мы получили следующую гистограмму (рис. 1).

Из данной гистограммы следует, что повреждения подшипников занимают второе место по причинам отказов оборудования ГПА — 22% (в этом анализе отказов подшипниковых элементов доля выхода из строя упорных подшипников — 18,3%). В связи с этим, состояние подшипниковых узлов во многом определяет надежную работу агрегата в целом.

В статье рассматривается способ диагностики рабочего состояния упорного подшипника скольжения по изменению его жесткости в системе упругих соединений «корпус – вал – подшипниковый узел» [9].

В работах [3, 4] была разработана математическая модель колебательной системы основных элементов ГПА на основе уравнения движения Лагранжа. Также было установлено, что по изменению жесткости механической системы можно судить о появлении или наличии каких-либо неисправностей или дефектов в рабочих агрегатах КС.

На основе полученных выкладок можно установить диагностический параметр по изменению жесткости для подшипникового узла, так как он является самым ответственным в колебательной системе ГПА.

При допущении, что $m^1=m^2=m^3=m$, из общего уравнения движения Лагранжа механической системы [2, 6], мы получили следующую систему уравнений:

$$\begin{cases} 2k_2 - \omega_2^2 = \omega_1^2 + \omega_3^2 - 2k_3 - k_1 \\ \frac{1}{2}k_1k_2 + 3k_2k_3 - \omega_2^2(\omega_1^2 + \omega_3^2) = \omega_1^2\omega_3^2 + k_1k_3 \end{cases} \quad (1)$$

где $\omega_1, \omega_2, \omega_3$ — частоты вращения элементов ГПА (1 — корпус; 2 — подшипниковый узел; 3 — вал ротора); k_1, k_2, k_3 — коэффициенты жесткости упругих соединений между элементами в колебательной модели ГПА, полученные при решении уравнения движения Лагранжа, приведенные к массе [7].

Решив данную систему, мы находим диагностический параметр K_2 , с помощью которого в дальнейшем сможем судить об изменениях ТС подшипниковых узлов. И, соответственно, оценить надежность работы ГПА в целом [9–11].

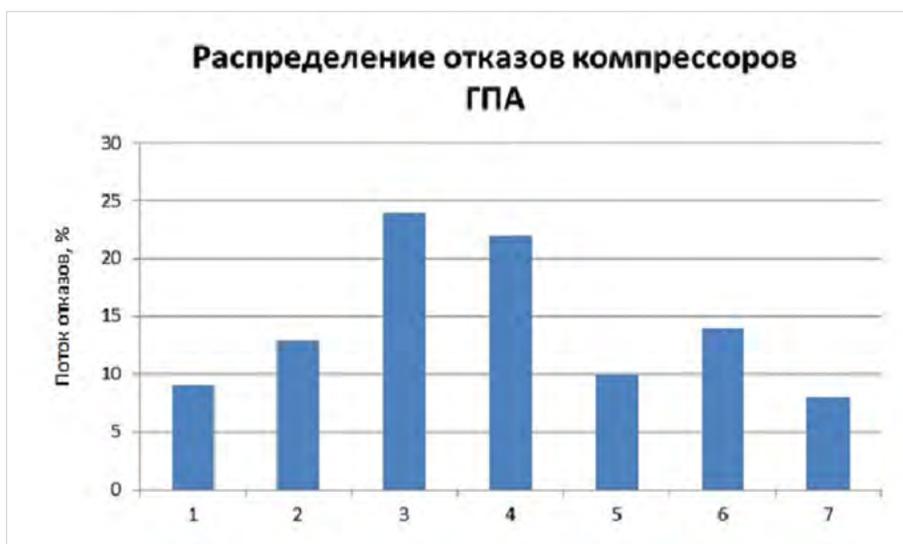


Рис. 1 — Распределение отказов компрессоров ГПА
1 – повреждения проточной части; 2 – повреждения роторной группы; 3 – повреждения системы регулирования; 4 – повреждения подшипников; 5 – повреждения маслосистемы; 6 – повреждения трубопроводов и арматуры; 7 – повышенная вибрация

Fig. 1 — Distribution of failures in gas pumping unit compressors
1 – damage in the inflow section; 2 – damage in the rotor group; 3 – regulation system damage; 4 – damage in bearings; 5 – damage in the oil system; 6 – damage in the pipelines and valves; 7 – increased vibration

Для достижения этой цели проведем эксперимент на опорно-упорный подшипник скольжения нагнетателя НЦ-16 ГПА- 25 [4], работающего на КС «Ямбургская». Ниже представлены технические данные агрегата, которые понадобились для проведения наших исследований (таб. 1–3).

Также виброспектр корпуса ротора турбины высокого давления (ТВД) агрегата №7 был получен из измерительного комплекса СК-1100, а диапазон измерений частот составляет 10–10000 Гц (рис. 2). При его анализе мы отметили пиковые частоты, при которых возможно появление или наличие дефектов. Отметим, что оборотная частота ротора ТВД – 109 Гц.

Коэффициент жесткости стальной конструкции находится по формуле:

$$k=ES/L_0 \quad (2)$$

где E – модуль Юнга для стали; S – площадь поперечного сечения; L_0 – длина стержня.

С учетом данной формулы, коэффициент жесткости корпуса ГПА $k_1=102500$ н/м, а коэффициент жесткости вала ротора $k_3=80500$ н/м. Если преобразовать систему уравнений (1) собственными числами, получим:

$$\begin{cases} 2k_2 - \omega_2^2 = \omega_1^2 + \omega_3^2 + A \\ Bk_2 - \omega_2^2(\omega_1^2 + \omega_3^2) = \omega_1^2\omega_3^2 + C \end{cases} \quad (3)$$

где $A=2k_3 - k_1$; $B=1/2 k_1 + 3k_3$; $C=k_1 k_3$.

После анализа и обработки полученных значений очевидно, что жесткость подшипникового узла снижается во времени, это свидетельствует об изменениях ТС подшипника [6].

Отметим, что дисбаланс вала и ротора турбины вызывает преждевременный выход подшипников из строя и вызывает резкий скачок значения одного из диагностических параметров.

С целью оптимизации нашего исследования, необходимо установить такой диагностический параметр, связывающий основные рабочие параметры (диаметра подшипника, динамическая вязкость и температура охлаждающего масла) опорно-упорного подшипника скольжения.

Для установления данного параметра проанализируем размерность коэффициента жесткости упругих соединений [9]. Из общих сведений имеем:

$$[k]=\text{кг}/\text{с}^2 \quad (4)$$

далее, составим безразмерную комбинацию:

$$[\text{км}/(\mu\text{д})^2]=1 \quad (5)$$

где m – масса подшипника.

Диагностический безразмерный коэффициент является диагностическим параметром для исследования ТС упорного подшипника скольжения:

$$\varepsilon=(\text{к.м})/(\mu.\text{д})^2 \quad (6)$$

Для проверки математической модели используем данные, полученные с КС «Ямбургская» [8].

После вычислений был построен совмещенный график, характеризующий изменения данного коэффициента в зависимости от основных рабочих параметров (рис. 3).

После анализа графика очевидно, что пиковые значения соответствуют экспериментальным данным по неисправностям, которые обнаружены при эксплуатации агрегата. Полученные данные также свидетельствуют об увеличении диагностического коэффициента, соответствующего интенсивному изнашиванию поверхностей скольжения упорной части подшипника.

Итоги

В данной работе был установлен диагностический параметр упорных подшипников скольжения газоперекачивающих агрегатов.

Результаты, полученные на основе моделирования, позволяют в 80% случаев диагностировать неисправности ГПА, вызванные состоянием подшипниками скольжения, что является отличным практическим результатом для инженерной практики.

Полученный автором диагностический параметр позволяет эффективно определить техническое состояние подшипникового узла ГПА при его эксплуатации. Его применение на практике способно обеспечить раннее обнаружение развития любых дефектов и неисправностей в подшипниках скольжения ГПА.

Выводы

Отметим, что предложенная авторами математическая модель может применяться и для других видов подшипников, установленных на

Характеристики	Данные
Мощность, МВт, не менее	16
Обороты ТВД, об/ мин	6540
Модуль Юнга для стальных конструкций, МПа	205000
Диаметр вала, мм	250
Длина вала, мм	2000

Таб. 1 – Технические характеристики конвертированного авиационного двигателя НК-16СТ

Tab. 1 – Technical specifications of the converted aircraft engine НК-16СТ

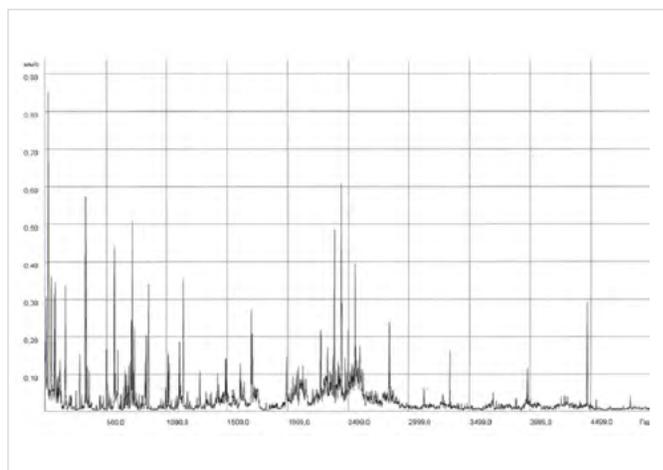


Рис. 2 – Виброспектр корпуса ротора ТВД

Fig. 2 – Vibration spectrum of HP turbine rotor housing

Характеристики	Данные
Марка подшипника	Б16
Тип подшипника	Опорно-упорный подшипник скольжения с самоустанавливающимися подушками
Диаметр подшипника, мм	255
Масса подшипника, кг	20

Таб. 2 – Технические характеристики подшипникового узла

Tab. 2 – Technical specifications of the bearing assembly

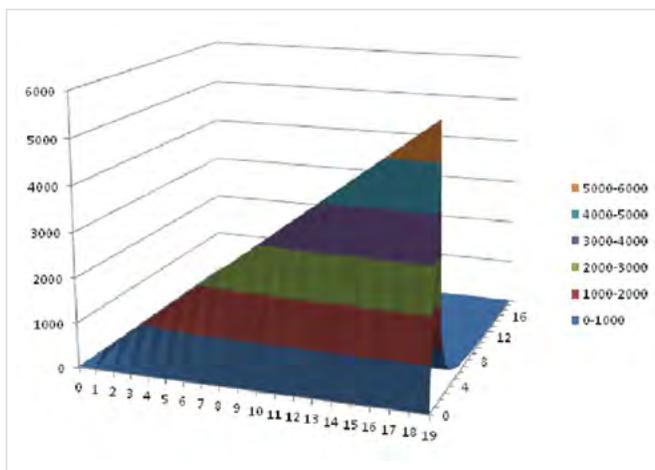


Рис. 3 – Изменения диагностического коэффициента ε в зависимости от коэффициента жесткости подшипника k и динамической вязкости масла μ

Fig. 3 – Changes in ε diagnostic coefficient depending on k rigidity coefficient of the bearing and μ dynamic viscosity of oil

ГПА при условии, что будут выбраны другие диагностические параметры, характеризующие систему. На основе полученной математической модели планируется разработать программу мониторинга состояния подшипников скольжения и установить на действующие объекты ПАО «Газпром».

Список литературы

1. Киселев Ю.В., Епишев Н.И. Диагностирование газотурбинных двигателей и их узлов по термогазодинамическим и виброакустическим параметрам. Самара: СГАУ, 2007. 189 с.
2. Кунина П.С., Величко Е.В., Нижник А.Е., Музыкантова А.В. и др. Анализ дефектов опорных элементов газоперекачивающих агрегатов компрессорных станций магистральных газопроводов // Территория Нефтегаз. 2016. №4. С. 68–75.
3. Паранук А.А., Кунина П.С., Бунякин А.В., Абессоло М.К. Оценка технического состояния узлов газоперекачивающих агрегатов как модель колебательной системы // Экспозиция Нефть Газ. 2015. №4. С. 88–90.
4. Дроконов А.М., Осипов А.В., Бирюков А.В. Подшипники турбинных установок. Учебное пособие. Брянск: БГТУ, 2009. 103 с.
5. Старосельский А.А., Гаркунов Д.Н. Трение, изнашивание и смазка. М.: Машиностроение, 1967. 297 с.
6. Максимов В.А., Баткис Г.С. Трибология подшипников и уплотнений жидкостного трения высокоскоростных турбомашин. Казань: Фэн, 1998. 430 с.
7. Добровольский В.А. Детали машин. Теория: конструкция и расчеты. М.: Машгиз, 1939. 656 с.
8. Паранук А.А., Хрисониди В.А., Схаляхо З.Ч., Пономарева Г.В. Методы и средства измерений, испытаний и контроля в нефтегазовой промышленности. Краснодар: Издательский Дом — Юг, 2016. 472 с.
9. Абессоло М.К., Кунина П.С., Паранук А.А., Поляков А.В. Влияние тепловых эффектов и механических повреждений на работоспособность гидродинамических упорных подшипников скольжения ГПА // Экспозиция Нефть Газ. 2016. №2. С. 20–22.
10. Кунина П.С., Паранук А.А., Братченко И.В., Костин С.П. и др. Классификация технических систем по характеру отказов для проведения качественных операций технической диагностики // Образование. Наука. Научные кадры. 2015. №5. С. 261–265.
11. Кунина П.С., Паранук А.А., Братченко И.В., Костин С.П. и др. Методы контроля технического состояния газоперекачивающих агрегатов по параметрам вибрации // Образование. Наука. Научные кадры. 2015. №4. С. 199–205.

Температура (t),	Динамическая вязкость μ ,
10	1793
30	47,48
50	18,74
70	9,06
100	4,0

Частоты вращения корпуса вала (ω), Гц	Коэффициенты жесткости подшипника (k^2), $\cdot 10^8$ н/м
100	0,3
200	0,77
300	1,6
400	2,9
500	4,5
600	6,5

Таб. 3 — Технические характеристики охлаждающего масла ТП-222
Tab. 3 — Technical specifications of ТП-222 oil coolant

Таб. 4 — Значения, полученные для диагностического параметра k^2
Tab. 4 — Values obtained for k^2 diagnostic parameter



Группа компаний «Техмет» — ведущий поставщик России в отрасли комплексных поставок продукции для монтажа нефтегазопроводов.

✉ г. Екатеринбург, г. Сургут,
г. Новый Уренгой

☎ +7 (343) 288-26-88

✉ info@tehmet.su

🌐 www.tehmet.su

- Сварочные материалы
- Абразивные материалы
- Комплекующие для сварки
- Всё для газосварки
- Всё для монтажа и сварки нефтегазопроводов
- Сварочное оборудование

ⓘ Цель компании: создавать уверенность у потребителей в бесперебойности производства.

Calculation of vibrations diagnostic parameter to assess technical status of sleeve bearings of the gas turbine plant

Authors:

Marten A. Abessolo — post-graduate student
Polina S. Kunina — Sc.D., professor
Arambiy A. Paranuk — Ph.D., senior lecturer; rambi.paranuk@gmail.com
Alexey V. Bunyakin — Ph.D., associate professor
Dmitry A. Inozemtsev — assistant

FGBOU VO Kuban State Technological University, Krasnodar, Russian Federation

Abstract

In this article were analyzed causes of failures the gas pumping unit equipment of compressor stations and statistics of theirs's failures in the course of 10 years. Key causes responsible for failures of sleeve bearings which fix the position of the turbine rotor shaft and ensure minimal clearance in the inflow section have been revealed. An original mathematical model of the basic components in a gas pumping unit has been devised for the purpose of identifying faults happening in the thrust section of the sleeve bearings based on diagnostic parameters. This has made it possible to ascertain the working condition of the sleeve bearings by the change in their rigidity in the oscillating model of the gas pumping unit key elements.

Materials and methods

Lagrange equation, mathematical simulation, measuring system CK-1100.

Results

This paper determined the diagnostic parameter of sleeve bearings in gas pumping units. The results obtained on modelling; in 80% of cases allow to diagnose the gas pumping unit's malfunctions according to the condition of the sleeve bearings attributable, which represents an excellent practical result for the engineering practice. The diagnostic parameter created by the authors allows effective determination of the bearing assembly's technical condition in the gas pumping unit when it is in operation. Its use in practical environment is capable of detecting early

development of any defects and faults in the sleeve bearings of the gas pumping units.

Conclusions

Let us point out that the mathematical model put forward by the authors can be also used for other types of bearings in the gas pumping unit provided other diagnostic parameters are chosen which are characteristic of the system. Based on the obtained mathematical model, it is planned to develop a program for monitoring the status of sleeve bearings and to install it on the operating facilities of Gazprom Publicly Traded Company.

Keywords

vibratory status, bearing assembly, vibration parameter, rigidity coefficient, oscillating system

References

- Kiselev Yu.V., Epishev N.I. *Diagnostirovanie gazoturbinnikh dvigateley i ikh uzlov po termogazodinamicheskim i vibroakusticheskim parametram* [Vibroacoustic diagnostics of gas turbine engines and their parts.]. Samara: SGAU, 2007, 189 p.
- Kunina P.S., Velichko E.V., Nizhnik A.E., Muzykantova A.V. and oth. *Analiz defektov opornykh elementov gazoperekachivayushchikh agregatov kompressornykh stantsiy magistral'nykh gazoprovodov* [Analysis of the supporting elements defects of gas pumping units of the main gas pipeline compressor station]. *Territoriya neftegas*, 2016, issue 4, pp. 68–75.
- Paranuk A.A., Kunina P.S., Bunyakin A.V., Abessolo M.K. *Otsenka tekhnicheskogo sostoyaniya uzlov gazoperekachivayushchikh agregatov kak model' kolebatel'noy sistemy* [Evaluation of the technical condition of sectors of gas compressor units as a model of oscillating system]. *Exposition Oil Gas*, 2015, issue 4, pp. 88–90.
- Drokonov A.M., Osipov A.V., Biryukov A.V. *Podshipniki turbinnikh ustanovok* [Turbine units' bearings]. Textbook. Bryansk: BGTU, 2009, 103 p.
- Starosel'skiy A.A., Garkunov D.N. *Trenie, iznashivanie i smazka* [Friction, wear and grease.]. Moscow: Mashinostroenie, 1967, 297 p.
- Maksimov V.A., Batkis G.S. *Tribologiya podshipnikov i uplotneniy zhidkostnogo treniya vysokoskorostnykh turbomashin* [Tribology of bearings and liquid friction seals of high-speed turbomachines]. Kazan: Fen, 1998, 430 p.
- Dobrovol'skiy V.A. *Detali mashin. Teoriya: konstruktsiya i raschety* [Machine parts. Theory of construction and calculation]. Moscow: Mashgiz, 1939, 656 p.
- Paranuk A.A., Khrisonidi V.A., Skhalyakho Z.Ch., Ponomareva G.V. *Metody i sredstva izmereniy, ispytaniy i kontrolya v neftegazovoy promyshlennosti* [Methods and measurement instruments, testing and control in the oil-gas industry]. Krasnodar: Izdatel'skiy Dom — Yug, 2016, 472 p.
- Abessolo M.K., Kunina P.S., Paranuk A.A., Polyakov A.V. *Vliyaniye teplovykh effektiv i mekhanicheskikh povrezhdeniy na rabotosposobnost' gidrodinamicheskikh upornykh podshipnikov skol'zheniya GPA* [Impact of heat effects and mechanical defects on functional capacity the thrust bearing of gas compressor unit]. *Exposition Oil Gas*, 2016, issue 2, pp. 20–22.
- Kunina P.S., Paranuk A.A., Bratchenko I.V., Kostin S.P. and oth. *Klassifikatsiya tekhnicheskikh sistem po kharakteru otkazov dlya provedeniya kachestvennykh operatsiy tekhnicheskoy diagnostiki* [Classification of technical systems by nature of refusals for carrying out high-quality operations of technical diagnostics]. *Obrazovanie. Nauka. Nauchnye kadry*, 2015, issue 5, pp. 261–265.
- Kunina P.S., Paranuk A.A., Bratchenko I.V., Kostin S.P. and oth. *Metody kontrolya tekhnicheskogo sostoyaniya gazoperekachivayushchikh agregatov po parametram vibratsii* [Methods of control of technical state gas compressor units of vibration parameters]. *Obrazovanie. Nauka. Nauchnye kadry*, 2015, issue 4, pp. 199–205.