

УДК 621.6

В.В. Севастьянов, Н.Н. Борзакова

Пермский национальный исследовательский политехнический университет

МОДЕРНИЗАЦИЯ УЗЛА ГЕРМЕТИЗАЦИИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

Рассмотрен комплекс вопросов по замене торцовых масляных уплотнений на газовые бесконтактные уплотнения фирмы «Джон Крейн» на центробежном компрессоре 5RSA.

Проведен расчет газодинамических параметров спиральной канавки газового бесконтактного уплотнения. Определены критические скорости вращения вследствие изменения габаритно-массовых характеристик ротора.

Ключевые слова: центробежный компрессор, газовое торцовое уплотнение, масляное торцовое уплотнение, критическая скорость вращения, сжимаемость, герметичность.

V.V. Sevastyanov, N.N. Borzakova

Perm National Research Polytechnic University

MODERNIZATION OF THE SEALING ELEMENT FOR A CENTRIFUGAL COMPRESSOR

The problems connected with replacing oil face seal on John Crane's noncontact gas face seal for centrifugal compressor 5RSA are considered. The calculation of gasdynamic parameters for the spiral grooves of gas non-contact seals has been completed. The critical rate of rotation due to the change of size and mass characteristics of the rotor has been determined.

Keywords: centrifugal compressor, gas face seal, oil face seal, critical rate of rotation, compressibility, tightness.

Узлы герметизации вала компрессоров являются одним из основных элементов его конструкции, влияющим на условия работы и характеристики.

Отказ уплотнительной системы, особенно на компрессорах, которые перекачивают опасные и токсичные среды, может привести к тяжелым последствиям.

В настоящее время в узлах герметизации компрессоров в основном используются лабиринтные, торцовые и радиально-торцовые уплотнения. Лабиринтные уплотнения, имея неограниченный ресурс при габаритно-массовых ограничениях, не обеспечивают требуемой герметичности.

Торцовые контактные уплотнения, обеспечивая высокую герметичность, имеют значительно меньший ресурс по сравнению с торцовыми бесконтактными уплотнениями. Большой практический интерес представляет использование бесконтактных масляных и газовых торцовых уплотнений.

Анализ информационных источников показал, что использование бесконтактных торцовых масляных уплотнений в компрессорах приводит к появлению ряда проблем, основные из которых: утечки газа; загрязнение газа маслом и растворение газа в масле; замасливание проточной части компрессора, теплообменников и трубопроводов. Масляная система является сложной и дорогостоящей, а также требует больших затрат на техническое обслуживание [1].

Повышение надежности центробежных компрессоров, экономичности, пожарной и экологической безопасности является актуальной проблемой. Один из приоритетных путей модернизации – замена масляных торцовых уплотнений на бесконтактные газовые.

Газовые бесконтактные уплотнения показали свою эффективность и в настоящее время используются более чем на 70 % центробежных компрессорах.

Главным элементом газодинамического торцового уплотнения является уплотнительная пара, которая состоит из вращающегося кольца (седло) и невращающегося кольца (торец).

На рис. 1 представлена схема конструкции уплотнительной пары газодинамического торцового уплотнения [2].

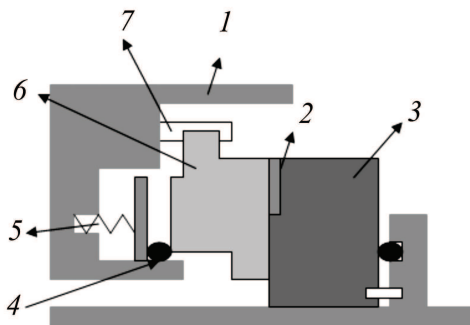


Рис. 1. Схема конструкции уплотнительной пары газодинамического торцового уплотнения: 1 – корпус; 2 – канавки; 3 – вращающееся кольцо (седло); 4 – вторичное уплотнение; 5 – система пружин; 6 – невращающееся кольцо (торец); 7 – фиксатор от поворота

На торцевой поверхности вращающегося кольца расположены спиральные канавки (рис. 2), которые при вращении кольца создают уплотнительный зазор. При заданном режиме работы компрессора величина уплотнительного зазора будет определяться конструктивной схемой вращающегося кольца.



Рис. 2. Спиральные канавки газодинамического уплотнения

Анализ конструктивных схем показал, что одним из элементов, оказывающих существенное влияние на режимы и условия работы уплотнения, являются газодинамические параметры спиральной канавки [3].

Рассмотрена возможность использования газодинамического торцового уплотнения фирмы «Джон Крейн» на центробежном компрессоре 5RSA, проводится расчет газодинамических параметров спиральной канавки.

При определении параметров учитывалось скольжение несущего слоя и скольжение потока, реальная геометрия, в том числе количество спиральных канавок.

Исходные данные, необходимые для газодинамического расчета, представлены на расчетной схеме (рис. 3).

Для обеспечения требуемой герметичности необходимо выполнение условия [4]:

$$F_3 = F_0. \quad (1)$$

Открывающая (подъемная) сила является результирующей реакции газовых слоев, расположенных в профилированной и гладкой зонах, и силы, воздействующей на внешнюю кольцевую поверхность седла.

Открывающая (подъемная) сила определяется по формуле

$$F_0 = \pi R^2 P_A F_p, \quad (2)$$

где P_A – атмосферное давление; F_p – безразмерная подъемная сила.

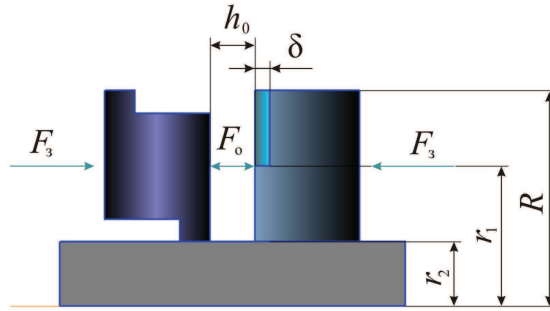


Рис. 3. Расчетная схема бесконтактного газодинамического уплотнения: F_0 – открывающая (подъемная) сила, Н; F_3 – закрывающая сила, Н; h_0 – номинальное значение зазора, м; δ – глубина канавок, м; r_1 – радиус окружности, разграничивающей профилированную и гладкую зону седла, м; r_2 – радиус внутренней границы седла, м; R – радиус внешней границы седла, м

Безразмерная подъемная сила рассчитывается по формуле

$$F_p = 2 \int_{\rho_1}^1 p(\rho) \rho d\rho + 2 \int_{\rho_2}^{\rho_1} p_G(\rho) \rho d\rho + p_0(1 - \rho_2^2), \quad (3)$$

где $p_G(\rho)$ – безразмерное давление в гладкой кольцевой зоне; $p(\rho)$ – безразмерное давление в профилированной зоне.

Распределение безразмерного давления в профилированной зоне определяется как

$$\frac{dp}{d\rho} = -\Lambda A \frac{A_0 + A_1 \Lambda_\eta + A_2 \Lambda_\eta^2}{B_0 + B_1 \Lambda_\eta + B_2 \Lambda_\eta^2} \rho + \frac{v^3 (\varepsilon_1 + \varepsilon_2 \Lambda_\eta) (p_1 - p_0) [12m_0 + (1 + \xi)(p_1 + p_0)]}{2\rho p_\rho (1 + \xi) (B_0 + B_1 \Lambda_\eta + B_2 \Lambda_\eta^2) \ln\left(\frac{\rho_1}{\rho_2}\right)}. \quad (4)$$

Уравнение (4) интегрируется при граничных условиях:

$$p = p_0 \text{ при } \rho = 1; p = p_1 \text{ при } \rho = \rho_1,$$

где Λ_0 – нормированный параметр сжимаемости; ξ – относительное осевое смещение седла; ρ_1 – безразмерная радиальная координата; v – относительная плавность зазора; p_1 – неизвестная константа, определяющая безразмерное давление в профилированной зоне; m_0 – число

Кнудсна; Λ – параметр сжимаемости; Λ_η – местный параметр сжимаемости.

Уравнение решалось методом Рунге – Кутты с использованием пакета MathCAD.

Параметры, входящие в уравнение (4), определялись по формулам, представленным ниже [3]:

$$\xi = \frac{h_b - h_0}{h_0}, \quad \Lambda = \frac{\Lambda_0}{(1 + \xi)^2}, \quad \Lambda_0 = \frac{6\mu\omega R^2}{p_a h_0^2},$$

$$\rho_1 = \frac{r_1}{R}, \quad m_0 = \frac{l_a}{h_0}, \quad v = 1 - \gamma,$$

$$\Lambda_\eta = \frac{\Lambda\pi}{np} \rho_1^2 \cos^2(\theta),$$

$$A_0 = \alpha(1 - \beta v^3), \tag{5}$$

$$A_1 = \tau_1 \alpha^2 - \tau_2 \alpha v^2 (1 - \alpha \gamma), \quad A_2 = -\tau_2 \chi \alpha^2 v^2 [\tau_1 - \tau_2 v^3 (1 - \tau_2 \gamma)],$$

$$B_0 = \left(\frac{1}{\tau_1} \right) [v^3 \sin^2(\theta) + (\alpha + \beta \chi v^3)(\alpha v^3 + \beta \chi) \cos^2(\theta)],$$

$$B_1 = v^2 [\tau_2 \chi \alpha \gamma (\chi + \alpha v^3)(\alpha^2 - \beta \chi^2 v^2) + (\alpha + \beta \chi v^3)(\chi^2 - v \alpha^2)] \sin^2(\theta) +$$

$$+ [\alpha^2 (\alpha v^3 + \frac{\chi}{\beta}) - \tau_2 \alpha \gamma \chi^2 v^2] \cos^2(\theta),$$

$$B_2 = \tau_1 v^2 [\alpha^2 (\chi - v \alpha^2) + v(\alpha^2 + \beta \chi v^2)^2 +$$

$$+ \tau_1 \tau_2 \gamma \chi^2 \alpha^2 v^2 (\sin^2(\theta) + \cos^2(\theta))] \sin^2(\theta),$$

$$\varepsilon_1 = \alpha + \beta \chi v^3, \quad \varepsilon_2 = \tau_1 \alpha^2,$$

где μ – динамическая вязкость уплотняющего газа; ω – угловая скорость седла; h_b – значение зазора на выступе из канавки; ξ – относительное осевое смещение седла; l_a – значение средней длины свободного пробега молекулы уплотняющего газа при температуре $T = 60$ °С; γ – относительная глубина канавок; ρ_1 – безразмерная радиальная ко-

ордината; $\alpha = 0,668$ – вспомогательный параметр; θ – угол наклона канавок к радиальной оси; $\beta = 1,006$ – вспомогательный параметр.

Безразмерное давление в гладкой кольцевой зоне

$$p_G(\rho) = \left[(p_1 - p_0) \left(p_1 + p_0 + \frac{12m_0}{1 + \xi} \right) \frac{\ln\left(\frac{\rho}{\rho_2}\right)}{\ln\left(\frac{\rho_1}{\rho_2}\right)} + \right. \\ \left. + p_0 \left(p_0 + \frac{12m_0}{1 + \xi} \right) + \left(\frac{6m_0}{1 + \xi} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} - \frac{6m_0}{1 + \xi}. \quad (6)$$

Закрывающая сила в формуле (1) определяется как

$$F_3 = F_{\text{пруж}} + F_p - F_{\text{в.у}} = k_{\text{пр}} \Delta l_{\text{пр}} 26 + p_{\Gamma} S_{\kappa} - \\ - 0,215 p_{\Gamma} S_{\text{к.в.у}}, \quad (7)$$

где $k_{\text{пр}}$ – жесткость упругого элемента; $\Delta l_{\text{пр}}$ – рабочая деформация упругого элемента; p_{Γ} – давление газа; $S_{\text{к.в.у}}$ – площадь вспомогательного уплотнения; S_{κ} – площадь кольца седла.

Используя полученные зависимости, провели анализ конструктивных схем спиральной канавки газового бесконтактного уплотнения с учетом ограничений, связанных с возможностью их использования в центробежном компрессоре 5RSA. Анализ показал, что бесконтактные газовые уплотнения, выпускаемые фирмой «Джон Крейн», соответствуют требованиям, предъявляемым к узлу герметизации компрессора.

Модернизация узла герметизации привела к конструктивным изменениям ротора, что потребовало определения критических скоростей его вращения, значения которых приближаются к частоте собственных колебаний, при которых амплитуды колебаний ротора максимальны.

Оценка амплитуд изгибающих колебаний ротора компрессора после его доработки была проведена в программе ROTOR методом конечных элементов. Результаты представлены на рис. 4.

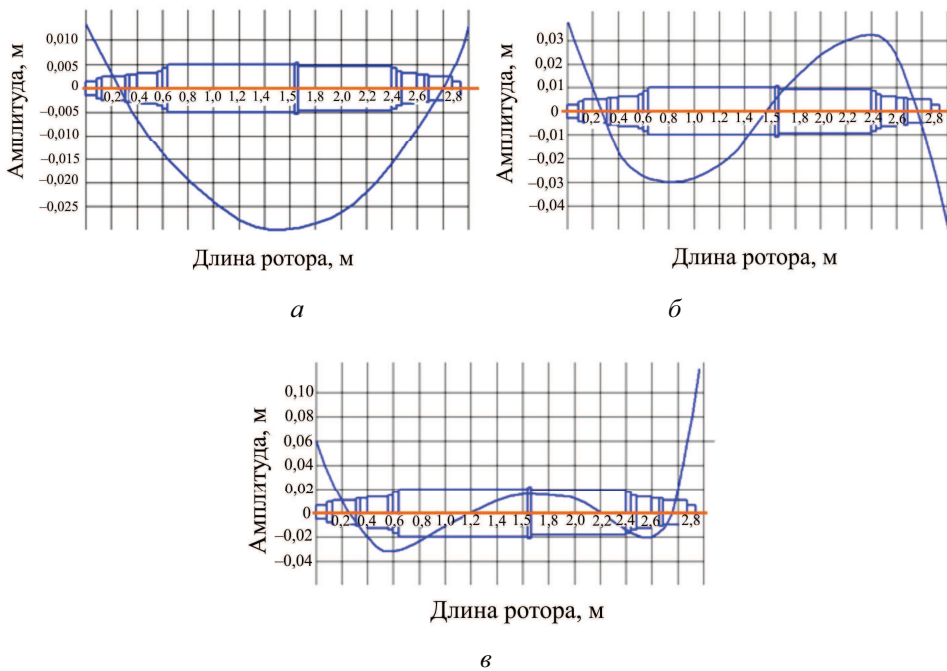


Рис. 4. Деформация ротора: *а* – при первой; *б* – при второй; *в* – при третьей критических скоростях

Учитывая особенности и масляного торцового уплотнения, и бесконтактного газового уплотнения, модернизация позволит существенно уменьшить утечки газа и потери на трение в узлах уплотнения; исключить загрязнение газа маслом и растворение газа в масле; отказаться от сложной и дорогостоящей масляной системы уплотнений, что обеспечит снижение стоимости компрессорного агрегата, его массогабаритных показателей, пожароопасности, эксплуатационных и ремонтных расходов, экологической опасности; уменьшить затраты на техническое обслуживание; увеличить ресурс работы уплотнения и повысить пожаровзрывобезопасность компрессорной установки.

Библиографический список

1. Модернизация системы концевых уплотнений центробежного компрессора – «плюсы и нюансы» / Селянская Е.Л. [и др.] // Потребители, производители компрессоров и компрессорного оборудования: сб. тр. 12-го междунар. симпоз. – 2006. – № 4. – С. 173–177.
2. Голубев А.И. Торцовые уплотнения вращающихся валов. – М.: Машиностроение, 1974.

3. Майер Э. Торцовые уплотнения. – М.: Машиностроение, 1978.

4. Демур А.С., Фалалеев С.В. Методика расчета торцового уплотнения с микроканавками // Изв. Самар. науч. центра РАН / Самар. гос. аэрокосм. ун-т, 2008. – № 3. – С. 34–37.

References

1. Selyanskaya E.L. [et al.]. *Modernizatsiya sistemy kontsevykh uplotneniy tsentrobezhnogo kompressora – „plyusy i nyuansy“* [Modernization of the end seals system of centrifugal compressor – net out]. *Potrebiteli, proizvoditeli kompressorov i kompressornogo oborudovaniya: sbornik trudov 12-go mezhdunarodnogo simpoziuma*, 2006, no. 4, pp. 173–177.

2. Golubev A.I. *Tortsovye uplotneniya vrashchayushchikhsya valov* [Face seals of running shafts]. Moscow: Mashinostroenie, 1974.

3. Mayer E. *Tortsovye uplotneniya* [Face seals]. Moscow: Mashinostroenie, 1978.

4. Demur A.S., Falaleev S.V. *Metodika rascheta tortsovogo uplotneniya s mikrokanavkami* [The calculation method for face seal with microgroove]. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra Rossiyskoy akademii nauk*, 2008, no. 3, pp. 34–37.

Об авторах

Севастьянов Валерий Васильевич (Пермь, Россия) – доктор технических наук, профессор кафедры «Гидравлика и гидравлические машины» ФГБОУ ВПО ПНИПУ (614990, г. Пермь, Комсомольский пр-т, 29, e-mail: ggm@pstu.ru).

Борзакова Наталья Николаевна (Пермь, Россия) – инженер-конструктор (614038, г. Пермь, ул. Академика Веденеева, 28–32, e-mail: BorzakovaNatalya@mail.ru).

About the authors

Sevastyanov Valeriy Vasilyevich (Perm, Russian Federation) – Doctor of Technical Sciences, Professor, Department of Hydraulics and Hydraulic Machines, Perm National Research Polytechnic University (29, Komso-molsky av., Perm, 614990, Russian Federation, 29, e-mail: ggm@pstu.ru).

Borzakova Natalya Nikolaevna (Perm, Russian Federation) – Design Engineer (28–32, Akademika Vedeneeva, Perm, 614038, Russian Federation, e-mail: BorzakovaNatalya@mail.ru).

Получено 2.04.2012