



**ВИНТОВОЙ
МАСЛОЗАПОЛНЕННЫЙ
КОМПРЕССОР
С ОПТИМИЗИРОВАННОЙ
КОНСТРУКЦИЕЙ
ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ**

**ROTARY OIL-FLOODED
COMPRESSOR WITH OPTIMIZED
DESIGN OF BEARING ASSEMBLIES**

Сарманаева А. Ф., к.т.н., ведущий инженер-конструктор отдела № 420 АО «НИИтурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа», Калимуллин Ф. Ф., начальник отдела № 420 АО «НИИтурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа», Биктимеров Ш. Ш., главный конструктор отделения винтовых компрессорных установок АО «НИИтурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа»

Sarmanaeva A. F., CES, principal design engineer of the department No. 420 of JSC “NIIturbocompressor named after V. B. Shnepp”, Kalimullin F. F., Head of the Department No. 420 of JSC “NIIturbocompressor named after V. B. Shnepp”, Biktimerov S. S., Chief Designer of rotary and compressor unit division of JSC “NIIturbocompressor named after V. B. Shnepp”

Разработан винтовой маслозаполненный компрессор высокой производительности с оптимизированной конструкцией подшипниковых узлов для компрессорных установок, утилизирующих попутный нефтяной газ, в нефтегазовой отрасли промышленности и на различных стадиях химического производства. Акцентируется внимание на недостатках типовых подшипниковых узлов и проанализировано их влияние на характеристики компрессора. Создана запатентованная конструкция подшипникового узла, применение которой на конкретных образцах компрессоров повысило технологичность процессов изготовления и сборки, улучшило вибрационные характеристики.

A high-capacity rotary oil-flooded compressor with optimized design of bearing assemblies has been developed for compressor units that recycle associated petroleum gas in the oil-and-gas industry and at various stages of chemical production. Attention is focused on the disadvantages of typical bearing assemblies and their effect on the compressor characteristics is analyzed. A patented design of the bearing assembly was created, the use of which on specific compressor samples increased the workability of manufacturing and assembly processes, improved vibration characteristics.

Ключевые слова: винтовой маслозаполненный компрессор, высокая производительность, подшипниковый узел, вибрационные характеристики.

Keywords: rotary oil-flooded compressor, high capacity, bearing assembly, vibration characteristics.

Применение компрессорной техники в нефтегазовой отрасли промышленности для утилизации попутного нефтяного газа и на различных стадиях химического производства предъявляет достаточно высокие требования к основным рабочим элементам соответствующих установок и машин. Использование винтовых маслозаполненных компрессоров в выделенных областях ввиду надежности и простоты обслуживания существенно зависит от работы подшипниковых узлов, относящихся для этого типа машин, при заданном расчетном сроке службы к числу быстроизнашиваемых. В зависимости от нагрузок и прочих условий в винтовых компрессорах наиболее часто устанавливаются стандартизованные подшипники качения. Это, как известно, связано с тем, что у данного типа подшипников коэффициент трения качения на порядок меньше трения скольжения, как следствие, значительно меньше и расход масла, что уменьшает габариты элементов системы смазки, повышает удобство обслуживания. Выбор типоразмера подшипников, характеризующего несущую способность и соответственно ресурс работы, представляет собой компромиссный вариант с учетом долговечности при принятых геометрических параметрах роторов. Вместе с тем на практике несовершенство устройства подшипниковых узлов зачастую становится причиной вибрации компрессора [1] и необходимости его преждевременного ремонта, так как при ревизии на участках вала роторов под обоями подшипников и на них самих появляются следы фреттинг-коррозии. Это определило необходимость дополнительного анализа

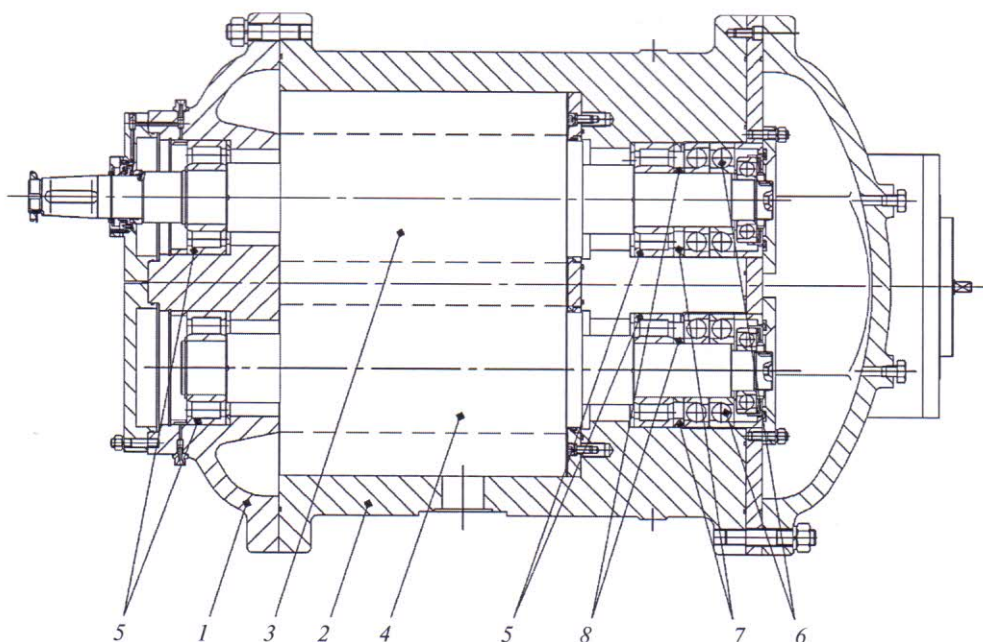


Рис. 1. Винтовой маслозаполненный компрессор 8ГВ:

1 — камера всасывания; 2 — блок цилиндров; 3 — ведущий ротор; 4 — ведомый ротор; 5 — опорный подшипник; 6 — упорный подшипник; 7 — форсунка; 8 — дистанционное кольцо

подшипниковых узлов для модернизации имеющихся баз и разработки конструкции новых образцов.

Разработка компрессора 8 базы (8ГВ) в совокупности с конструкцией подшипникового узла велась на основе подбора оптимальных геометрических параметров роторов, которые должны были обеспечить производительность больше, ранее достигаемой и критическом разборе опыта проектирования винтовых маслозаполненных компрессоров высокой производительности (порядка $100 \text{ м}^3/\text{мин}$), эксплуатируемых в составе компрессорных установок (КУ): ТАКАТ 64.09 М4 УХЛ1, ТАКАТ 73.5 УХЛ1, ТАКАТ 126.07 ХЛ1. В них применена близкая к классической [2] схема размещения опорных 5 и упорных 6 подшипников качения, воспринимающих соответственно радиальные и осевые нагрузки, с подводящей масло форсункой 7 между ними (рис. 1).

Для повышения надежности сравнительно с аналогом в конструкции пакета этих деталей на первом этапе были исключены 2 тарельчатые пружины, устанавливаемые на валу ротора под форсункой 7. Вместо них для обеспечения предварительного натяга подшипников при сохранении имеющейся цепочки линейных размеров введено дистанционное кольцо 8, не требующее ресурсоемких технологий изготовления и особых условий хранения и не изменяющее, в отличие от пружин, геометрические размеры и характеристики в процессе эксплуатации. Тем не ме-

нее недостатком данного подшипникового узла с дистанционным кольцом 8 осталась зависимость рабочего ресурса подшипников от точности изготовления установочных поверхностей.

Требования к точности обработки поверхностей в камере всасывания 1 и блоке цилиндров 2 под установку подшипников 5, 6 достаточно высокие, поэтому они не всегда могут быть выдержаны на предприятии-изготовителе, особенно для компрессоров большой производительности, когда обработка расточек блока цилиндров 2 под подшипники ведется консольно на значительной глубине.

Основной погрешностью, влияющей на работоспособность подшипников 5, 6, является несомность мест под их установку на роторах 4, 5 и в корпусных деталях 1, 2, которая приводит к перекосу ведущего 3 и ведомого 4 роторов и как следствие к ухудшению вибрационного состояния агрегата. Для винтовых компрессоров различают перекося ротора в результате изготовления компрессора и перекося ротора при работе, за счет его прогиба под действием на него циклической нагрузки от радиальной газовой силы.

Радиально-упорные подшипники в соответствии с рекомендациями производителей способны компенсировать угловой перекося наружного кольца по отношению к внутреннему, вследствие ошибок в соосности расточек и прогиба ротора при работе компрессора, в пределах трех угловых минут. Перекося, полученный на упорной повер-

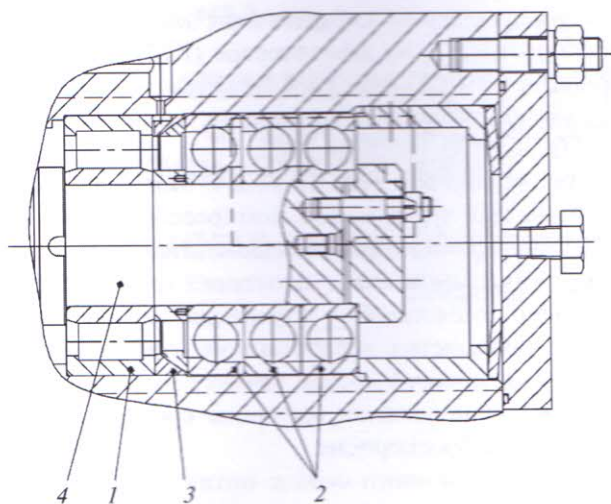


Рис. 2. Оптимизированная конструкция подшипникового узла:

1 — опорный подшипник; 2 — упорный подшипник; 3 — самоустанавливающийся элемент; 4 — ротор

хности расточек корпусных деталей компрессора, приводит к перекашиванию наружной обоймы опорного роликового подшипника и радиально-упорных шариковых подшипников относительно внутренней обоймы. Образовавшийся угловой перекос может компенсироваться только усилием, возникающим между шариками и дорожками качения, что увеличивает нагрузки на шарик и сепаратор. В результате перекосов возрастают потери на трение подшипников, повышается расход масла, возникает износ дорожек шарикоподшипников, вибрация, шум, что сокращает срок службы подшипников. Дополнительным фактором, снижающим ресурс подшипников, является щелевая фреттинг-коррозия между валом и внутренней обоймой упорного подшипника из-за вибрационного движения с микроскопической амплитудой и прогиба консоли ротора при работе компрессора вследствие недостаточной жесткости.

Все вышесказанное указало на рациональность дальнейшего совершенствования подшипникового узла. Конструктивная оптимизация достигнута за счет того, что в пакет, содержащий

последовательно установленные опорный роликовый подшипник 1 и радиально-упорные подшипники качения 2 с предварительным натягом устанавливается по меньшей мере один самоустанавливающийся элемент 3, выполненный в виде двух втулок, сопряженных друг с другом по сферической поверхности, центр которой находится на оси ротора 4, причем одна из втулок выполнена с форсункой для подвода масла в подшипники качения и сообщенной с ней диаметральной канавкой, выполненной на сферической поверхности втулки.

Это позволяет при возникновении прогибов ротора 4 во время работы компрессора компенсировать перекосы упорных поверхностей, обеспечивая при этом плотное прилегание и жесткую связь всей цепочки подшипников 1, 2 в линейном направлении.

Таким образом, самоустанавливающийся элемент 3 за счет подвижности в нем втулок позволяет устранить погрешности изготовления, обеспечить требуемую перпендикулярность упорных поверхностей подшипников 1, 2, плотное прилегание элементов подшипникового узла и сохранение жесткой связи при перекосах поверхностей. Данная конструкция позволяет обеспечить допустимые значения по смещению наружного кольца упорного подшипника 2 относительно внутреннего, что способствует равномерному распределению нагрузки на шарик и улучшению вибросостояния компрессора в целом. Снижение микровибраций внутреннего кольца подшипников исключает образование фреттинг-коррозии на шейках вала компрессора и внутренней обоймы подшипника, что способствует увеличению долговечности отдельных элементов и надежности компрессора в целом.

В настоящее время на производстве ОАО «Казанькомпрессормаш» (Группа ГМС) отработана технология изготовления и сборки описанных выше самоустанавливающихся элементов для винтовых маслозаполненных компрессоров. В качестве модернизации они внедрены на некоторых промышленных образцах установок, в том числе в ТАКАТ 73.5 УХЛ1. До применения в

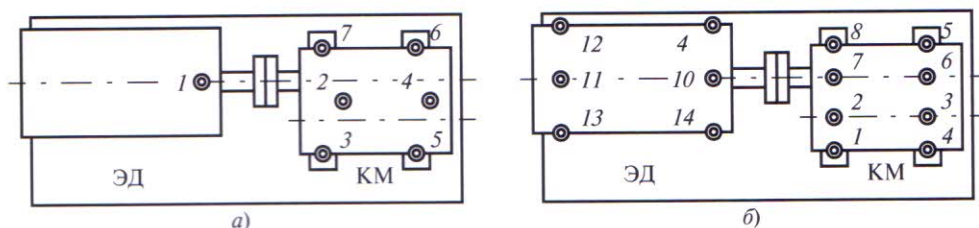


Рис. 3. Схемы расположения контрольных точек замера виброскорости:

а — агрегат КУ ТАКАТ 73.5 УХЛ1; б — агрегат КУ ТАКАТ 78.2-7 М3а ХЛ1

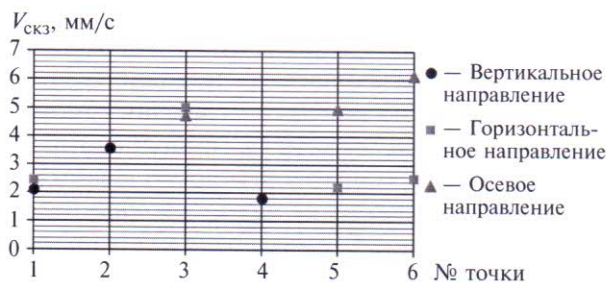


Рис. 4. Диаграмма измерения среднеквадратичного значения виброскорости агрегата КУ ТАКАТ 73.5 УХЛ1



Рис. 5. Диаграмма измерения среднеквадратичного значения виброскорости агрегата КУ ТАКАТ 78.2-7 М3а ХЛ1

конструкции компрессора этой установки предложенного подшипникового узла, согласно испытаниям агрегата (рис. 3, а, 4) по измерению вибрационных характеристик в трех из семи точ-

ках замера средних квадратичных значений виброскорости $V_{скз}$ на компрессоре (КМ) и электродвигателе (ЭД), имелись значения, близкие к предельно допустимой величине, нормируемой по ГОСТ ИСО 10816-3—2002.

Для установки ТАКАТ 78.2-7 М3а ХЛ1, где применяется исполнение компрессора ТАКАТ 73.5 УХЛ1, введен новый подшипниковый узел. По результатам анализа испытаний (рис. 3, б, 5) получено существенное улучшение вибрационных характеристик доработанного компрессора, не превышающих в восьми точках измерения половины установленной величины средней квадратичной виброскорости.

Ввиду сказанного сейчас оптимизированная конструкция подшипникового узла применяется при проектировании новых компрессоров для ТАКАТ 132.08 М4а ХЛ1 проекта обустройства Новопортовского месторождения ООО «Газпром-нефть-Ямал», модульных компрессорных установок объектов ООО «Газпром добыча Ямбург». Собственно техническое решение подшипникового узла ротора винтового компрессора прошло проверку на соответствие критериям патентоспособности [3]. Будущая комплектация установок для сжатия попутного нефтяного газа, проектируемых АО «НИИ турбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа», компрессорами своего производства с высокой производительностью и отмеченными особенностями видится достаточно перспективной, поскольку они вместе со скрытыми преимуществами внутреннего устройства заменяют два и более компрессора меньшего образца, что существенно уменьшает затраты заказчика.

Список литературы

- Абросимов Ю. А., Гарифов К. И., Зискин Г. Ф., Ишмуратов М. А., Налимов В. Н., Паранин Ю. А. К вопросу снижения вибрационного состояния компрессорных установок с винтовыми компрессорами. Часть 1. Анализ влияния дефектов изготовления винтовых компрессорных установок на их вибрационное состояние // Компрессорная техника и пневматика. — № 6. — 2017. — С. 45—47.
- Хисамеев И. Г., Максимов В. А. Двухроторные винтовые и прямозубые компрессоры: теория, расчет и проектирование. — Казань: изд-во «Фэн», 2000. — 638 с. — JSBN-7544-0153-1, С. 19—20.
- Паранин Ю. А., Биктимеров Ш. Ш., Калимуллин Ф. Ф., Сарманаева А. Ф. Подшипниковый узел ротора винтового компрессора / Патент на изобретение РФ № 2702818, МПК F04C 18/16, F04C 29/00, F01C 21/02, 11.10.2019.