

В. И. Юрко, В. С. Марцинковский, к.т.н. (ООО "ТРИЗ", г. Сумы, Украина),  
В. Г. Гадяка, к.т.н. (ПАО "Сумское НПО", г. Сумы, Украина)

## К вопросу применения магнитных подшипников в центробежных компрессорах

Обсуждены перспективы применения активного магнитного подвеса для роторов центробежных компрессоров. Приведены достоинства и недостатки магнитных подшипников в сравнении с подшипниками скольжения. Сопоставлены их положительные и отрицательные стороны в применении к газоперекачивающим агрегатам, в результате чего сделан вывод о том, что применение магнитного подвеса в центробежных компрессорах нецелесообразно.

**Ключевые слова:** активные магнитные подшипники, подшипники скольжения, газоперекачивающий агрегат, центробежные компрессоры, надежность и эффективность эксплуатации.

Обговорені перспективи застосування активного магнітного підвісу для роторів відцентрових компресорів. Наведено переваги і недоліки магнітних підшипників в порівнянні з підшипниками ковзання. Зіставлені їх позитивні і негативні сторони в застосуванні до газоперекачувальних агрегатів, в результаті чого зроблено висновок про те, що застосування магнітного підвісу в відцентрових компресорах недоцільно.

**Ключові слова:** активні магнітні підшипники, підшипники ковзання, газоперекачувальний агрегат, відцентрові компресори, надійність і ефективність експлуатації.

Prospects of application of the active magnetic suspension for rotors of centrifugal compressors are discussed. Advantages and disadvantages of magnetic bearings in comparison with fluid film bearings are adduced. Their positive and negative sides in the application to gas compressor units are compared, resulting in a conclusion that application of magnetic suspension in centrifugal compressors is not appropriate.

**Keywords:** active magnetic bearings, sliding bearings, gas compressor unit, centrifugal compressors, operation reliability and efficiency.

Впервые компания "Nova" в 1985 г установила компрессор для транспорта природного газа CDP 230 фирмы "Ingersoll Rand" (США) с магнитными подшипниками и газовыми уплотнениями (рис. 1). С этого времени более 30-лет в качестве альтернативы традиционным подшипникам скольжения для центробежных компрессоров (ЦК) различного назначения рассматриваются магнитные подшипники (МП). На первый взгляд предполагаемое их широкое распространение было обусловлено: отсутствием системы смазки, отсутствием трущихся частей и износа, низкими потерями мощности на трение, возможностью контроля положения оси ротора и возможностью регулирования жесткости и демпфирования подвеса. Однако практический опыт показывает, что возможность контроля положения оси ротора и возможность регулирования жесткости и демпфирования подвеса для ЦК практически не реализуемая из-за их малых значений в сравнении с подшипниками скольжения. Эксплуатация компрессоров с МП сопряжена с рядом проблем, не характерных для компрессоров с традиционными подшипниками скольжения. Не случайно в работах [1, 2] сделан вывод о том, что распространение МП осуществляется медленнее в сравнении

со среднестатистическими показателями других промышленных изделий. При более глубоком изучении вопроса наряду с несомненными достоинствами у МП обнаруживаются недостатки, которые нивелируют их преимущества, что определяет их ограниченное применение в ЦК. Прежде всего, следует обратить внимание на два аспекта эксплуатации компрессоров с МП: экономичность и надежность.

Если говорить об экономичности, применение магнитных подшипников позволяет снизить потери мощности на трение и повысить механический КПД компрессора. В работе [1] приведен пример: в машине с ротором массой 1000 кг и гидродинамическими подшипниками потребление мощности на трение и снабжение маслом составляет

150 кВт, а при использовании МП эта мощность равна всего 1 кВт. Однако экономичность работы центробежного компрессора определяется не только механическими потерями, но и протечками через лабиринтные уплотнения (объемные потери). Отрицательной стороной применения МП являются значительные зазоры в уплотнениях проточной части компрессора, которые в два-три раза больше зазоров при использовании подшипников скольжения. Это вызвано основным недостатком магнитного подвеса низкой жесткостью в сравнении с подшипниками скольжения. Выбор зазоров в проточной части должен исключать заедание ротора о статор в рабочем состоянии, при разгоне и выбеге на МП, а также при падении и выбеге ротора на страховочных подшипни-

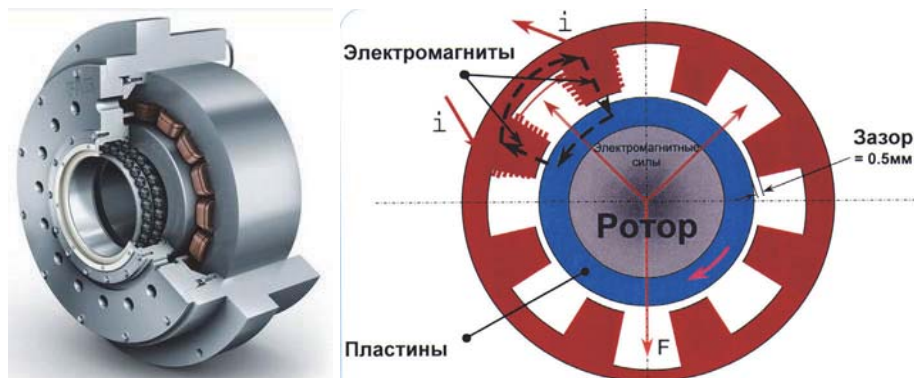


Рис. 1. Магнитный подшипник

ках.

Из-за увеличенных зазоров в проточной части, снижается политропный КПД и напор компрессора. Это приводит к увеличению потребляемой мощности. Например, для компрессора 352ГЦ2-440/70-100М мощностью 25 МВт (КС «Новоприводинская») производства ПАО «Сумское НПО им. М.В.Фрунзе» увеличение среднего рабочего радиального зазора в лабиринтных уплотнениях с 0,2 до 0,45 мм приводит к увеличению потребляемой компрессором на номинальном режиме мощности на 0,9 % (215 кВт). Следует также иметь в виду, что не рассматриваемые в данной оценке дополнительные потери мощности, возникающие вследствие подогрева газа при смешении основного потока с более горячим потоком перетечек приводят к еще большим потерям полезной мощности. Таким образом, уменьшение потребляемой мощности из-за увеличения механического КПД компрессора с МП нивелируется уменьшением политропного КПД. Ввиду этого обеспечение рекомендуемого СТО Газпром 2-3.5-138-2007 уровня эффективности ЦК при применении в них магнитных подшипников в некоторых случаях оказывается невозможным. Учитыва-

вая, что КПД привода составляет от 30% до 36%, то кажущаяся незначительная разность потерь мощности возрастает в ~3 раза и составляет: от  $215 \cdot 2,8 = 600$  кВт до  $215 \cdot 3,33 = 720$  кВт.

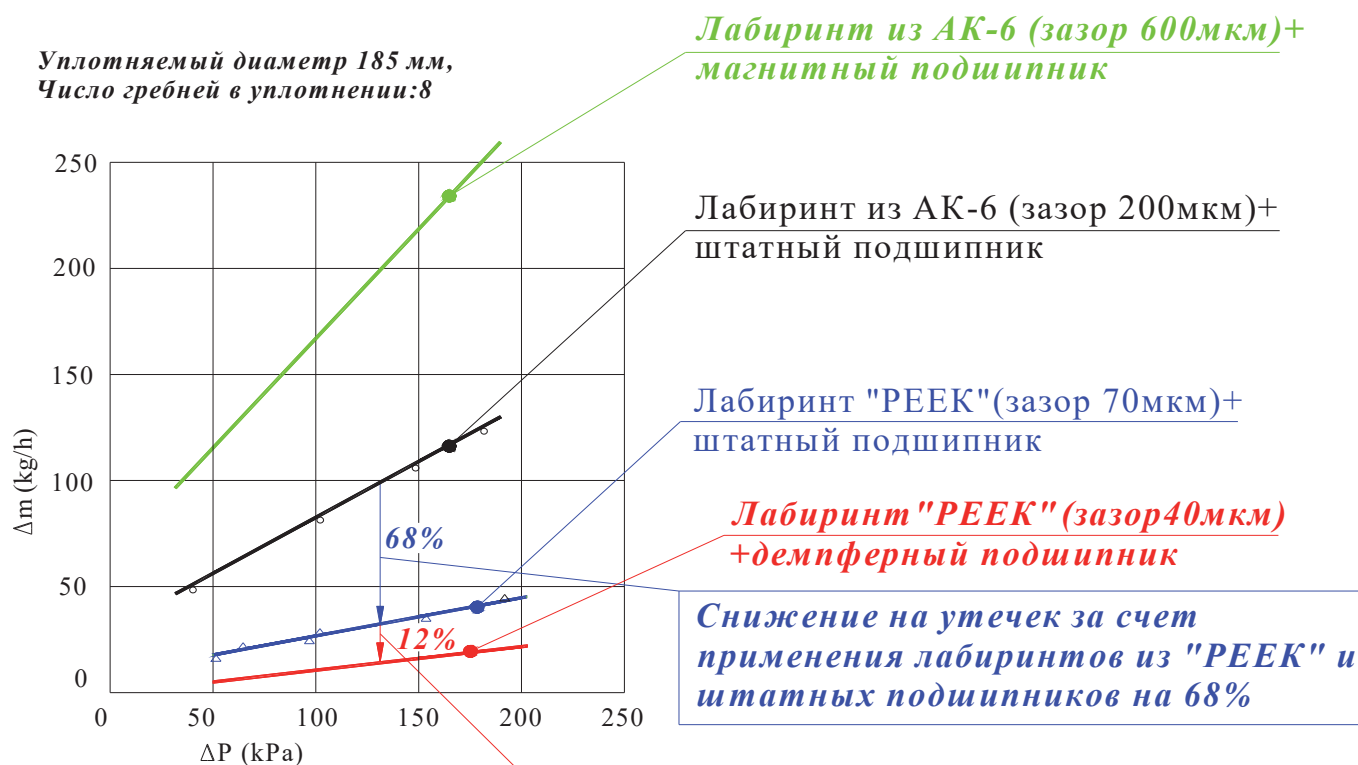
Таким образом, применение магнитных подшипников в центробежных компрессорных агрегатах с точки зрения экономичности не оправдано. Влияние на экономичность при использовании различных типов подшипников приведено на рис.2.

Рассмотрим второй аспект применения магнитных подшипников в центробежных компрессорах – надежность. Одним из основополагающих принципов динамической устойчивости центробежной компрессорной машины является соотношение демпфирующих и возбуждающих сил, действующих на ротор. По данным компании Mitsubishi Heavy Industries [3] ротор динамически устойчив, если сумма всех демпфирующих сил  $\Sigma F_d$ , в два раза больше всех воздействующих на него возбуждающих сил  $\Sigma F_v$ , (т.е.  $\Sigma F_d / \Sigma F_v > 2$ ). Такое соотношение гарантирует устойчивую работу компрессора не только на номинальных, но и на переходных режимах.

С этой точки зрения жесткост-

ные характеристики МП – реакция ротора и его перемещение (радиальное) на силовое воздействие – являются неприемлемыми, т.к. жесткость и демпфирование МП значительно ниже, чем у традиционных подшипников скольжения. В частности, в работе [4] указано, что жесткость магнитных подшипников по сравнению с масляными сегментными подшипниками ниже в 10-20 раз, а коэффициенты демпфирования – в 2-4 раза. Это отрицательно сказывается на динамическом состоянии компрессора, изменяя в худшую сторону соотношение демпфирующих и возбуждающих сил, особенно на компрессорах, в качестве концевых уплотнений которых используются сухие газовые уплотнения. В этом случае демпфирующих сил оказывается недостаточно, чтобы гарантировать устойчивую работу компрессора на всех режимах эксплуатации.

Несмотря на значительные величины допускаемых уровней виброперемещений в МП (примерно в 3 раза больше допускаемых по ГОСТ Р ИСО 7919-4-99 для ЦК с подшипниками скольжения) остановки ЦК с МП по причине вибраций происходят намного чаще, чем для машин с подшипниками скольжения.



Лабиринт из АК-6 (зазор 600 мкм) + магнитный подшипник

Лабиринт из АК-6 (зазор 200 мкм) + штатный подшипник

Лабиринт "РЕЕК" (зазор 70 мкм) + штатный подшипник

Лабиринт "РЕЕК" (зазор 40 мкм) + демпферный подшипник

Снижение на утечек за счет применения лабиринтов из "РЕЕК" и штатных подшипников на 68%

Дополнительное снижение утечек при использовании лабиринтов из "РЕЕК" и демпферных подшипников на 12%

Всего снижение утечек на 80%

Рис. 2. Эффективность применения традиционных и полимерных лабиринтных уплотнений при различных типах подшипников

Одной из сложностей при решении проблем повышенных вибраций есть тот факт, что диагностика роторов компрессоров с МП недостаточно развита. Для ЦК с масляными подшипниками разработаны основные диагностические признаки для определения причин повышенных вибраций и их устранения [5].

Применение МП с малой жесткостью и низким демпфированием в центробежных компрессорах приводит к сужению зоны устойчивой работы в области сниженных расходов при степенях сжатия, близких к номинальным и выше, что определяется возмущающими факторами, имеющими газодинамическую природу [6,7]. Поэтому для обеспечения требуемого диапазона по производительности целесообразно применение ступеней, обладающих широкими и пологими напорными характеристиками. Такому требованию соответствуют низконапорные ступени с развитыми безлопаточными диффузорами. Из-за применения данных ступеней их количество увеличивается и часто обуславливает проектирование гибкого ротора. Это не только приводит к увеличению длины и наружного диаметра корпуса компрессора, но и снижает надежность работы МП.

Таким образом, применение МП в центробежных компрессорах не приводит к росту эффективности компрессора, газодинамическая характеристика при этом становится уже, что неприемлемо для ЦК, эксплуатируемых на дожимных компрессорных станциях, режимы работы которых требуют широкого диапазона регулирования как по расходу, так и по степени сжатия.

Следствием низкой жесткости МП является их низкая несущая способность и необходимость компенсировать ее за счет больших, по сравнению с подшипниками скольжения, геометрических размеров, которые зачастую трудно обеспечить.

Помимо снижения динамической устойчивости роторной системы, магнитные подшипники имеют еще ряд специфических недостатков, влияющих на надежность работы центробежных компрессорных машин, которые описаны в работах [1], [4], [8], [9].

Одним из таких недостатков является наличие технически сложной электронной системы контроля и управления МП. Использование сил магнитного притяжения для удерживания ротора по своей природе является неустойчивым, и для преодоления этой неустойчивости требуется сложная система управления, не имеющая надежных меха-

низмов в случае отказа и вынужденная полагаться только на страховочные подшипники. Необходимость страховочных подшипников, которые используются в качестве вспомогательных опор в случае исчезновения несущего магнитного поля, является еще одним из недостатков применения МП. Вспомогательные подшипники качения могут выдерживать от двух до десяти выбегов при отказе МП, после чего необходимо выполнить их замену. В конструкции с комбинированными страховочными подшипниками WMB гарантируется - два выбега и после измерения зазора в страховочном подшипнике с помощью системы управления МП принимается решение о замене страховочного подшипника или его дальнейшей эксплуатации.

Длительность приемо-сдаточных испытаний (ПСИ) для ЦК с масляными подшипниками в несколько раз меньше по сравнению с компрессорами на МП. В процессе пуско-наладочных работ (ПНР) агрегатов с компрессорами на подшипниках скольжения в основном настраиваются агрегатные системы, а для компрессоров с МП основное время занимает настройка системы управления МП, которая может занимать несколько месяцев.

На увеличение сроков ПНР компрессоров с МП также влияет тот факт, что коэффициенты настройки системы управления магнитным подвесом нельзя без корректировок распространять не только на аналогичные образцы компрессоров, но и на компрессоры одной серии. Это объясняется высокой чувствительностью МП к идентичности сборки и изготовления ротора, которая в свою очередь влияет на значения собственных частот и коэффициенты внутреннего трения ротора.

Большие зазоры в проточной части не только снижают эффективность компрессора, но и меняют характер распределения давлений в боковых полостях ПЧ и в задуммисной полости. Как следствие - значение осевого усилия, действующего на ротор менее прогнозируемое, что усложняет правильный выбор диаметра думмиса.

К числу недостатков МП можно отнести необходимость во внешнем источнике электроэнергии, а также обеспечения высокого качества питающей сети и работы бесперебойного питания (в противном случае при переходе с основной сети на резервную сеть возникает несанкционированное падение ротора на страховочные подшипники, что приводит к нештатной ситуации в работе компрессора).

В МП необходимы значительные количества электрического тока и несущей поверхности для генерации сильного несущего поля. При этом некоторые МП работают в области насыщения, в которой дополнительный ток (пропорциональный напряженности магнитного поля) не превращается в дополнительную силу (пропорциональную плотности магнитного потока) и подшипник не может поддерживать ротор с необходимой силой.

Надежность работы МП в значительной степени зависит от работоспособности дополнительной системы защитного воздуха, функциями которой, помимо охлаждения узлов и деталей МП, является обеспечение взрывозащиты электрооборудования.

Для обеспечения стабильной и надежной работы центробежного компрессора с МП необходим высокий уровень квалификации персонала при изготовлении, сборке компрессора и его центровке, от качества, которых зависит правильность настройки системы управления магнитным подвесом. Необходимо также высокий уровень квалификации обслуживающего персонала, так как опыт, имеющийся у обслуживающего персонала, накопленный при эксплуатации центробежных компрессорных агрегатов с традиционными подшипниками скольжения, оказывается недостаточным в связи с введением новых узлов и систем центробежного компрессора. При этом изменяется не только технология, но и психология эксплуатации подшипниковых узлов, поэтому необходимо проводить обучение обслуживающего персонала с привлечением специалистов предприятий-разработчиков МП и их систем. Образно говоря, механики должны переквалифицироваться в электронщики.

К числу недостатков МП следует отнести их высокую стоимость по сравнению с подшипниками скольжения, а также проблемы с балансировкой роторов (для снижения общего уровня виброперемещений за счет уменьшения оборотной составляющей часто выполняется балансировка всего валопровода, что требует нескольких дополнительных пусков агрегата на компрессорной станции).

На данном этапе эксплуатационная надежность компрессоров с масляными подшипниками значительно выше, чем у компрессоров с МП. Так, средняя наработка на отказ компрессоров с МП колеблется в пределах 1500-3800 часов в зависимости от поставщика МП, что в 3-4 раза ниже наработки компрессоров с традиционными подшипниками



скольжения. Подшипники TRIZ обеспечивают межремонтный пробег до замены колодок не менее 48000 часов (гарантийный пробег 16000 часов) (рис.3). Таким образом, в настоящее время компрессоры с МП уступают по эффективности и надежности компрессорам с подшипниками скольжения. Основной проблемой остается высокая чувствительность системы управления МП к различным факторам, в том числе и к усилиям в проточной части, имеющим газодинамическую природу. Это затягивает сроки ПСИ и ПНР, приводит к частым остановам по причине повышенных вибраций. С внедрением цифровых систем управления часть вопросов была решена (особенно это касается зарубежных производителей МП) [10], но достичь надежности и эффективности компрессоров с масляными подшипниками не представляется возможным.

Следует отметить, что распространение МП в центробежных компрессорах началось в период, когда наступил определенный кризис в развитии подшипников скольжения, в попытке выйти на новый качественный уровень [11]. Но, как следует из всего сказанного, применение МП на центробежных компрессорах себя не оправдывает. В то же время в настоящее время есть технические решения в области опорных и упорных подшипников скольжения [12], позволяющие существенно уменьшить энергоемкость при повышении надежности и снижении себестоимости.

Таким образом, можно выделить следующие скептические аргументы по применению МП в газотранспортной системе:

- мифическая экономия энергии;
- несоответствие технических характеристик условиям устойчивости системы;
- низкая надежность;
- необходимость в высококвалифицированном персонале для проведения пуска/остановочных и сервисных работ;
- высокая стоимость.

К этому следует добавить миф о широком применении МП в компрессорах; многочисленные публикации об успешном применении магнитного подвеса, о преодолении очередных проблем, связанных с его применением, о постановке очередных задач для их совершенствования без анализа основных причин их возникновения, а также миф об экологичности МП, которому противоречит неэффективность их использования.

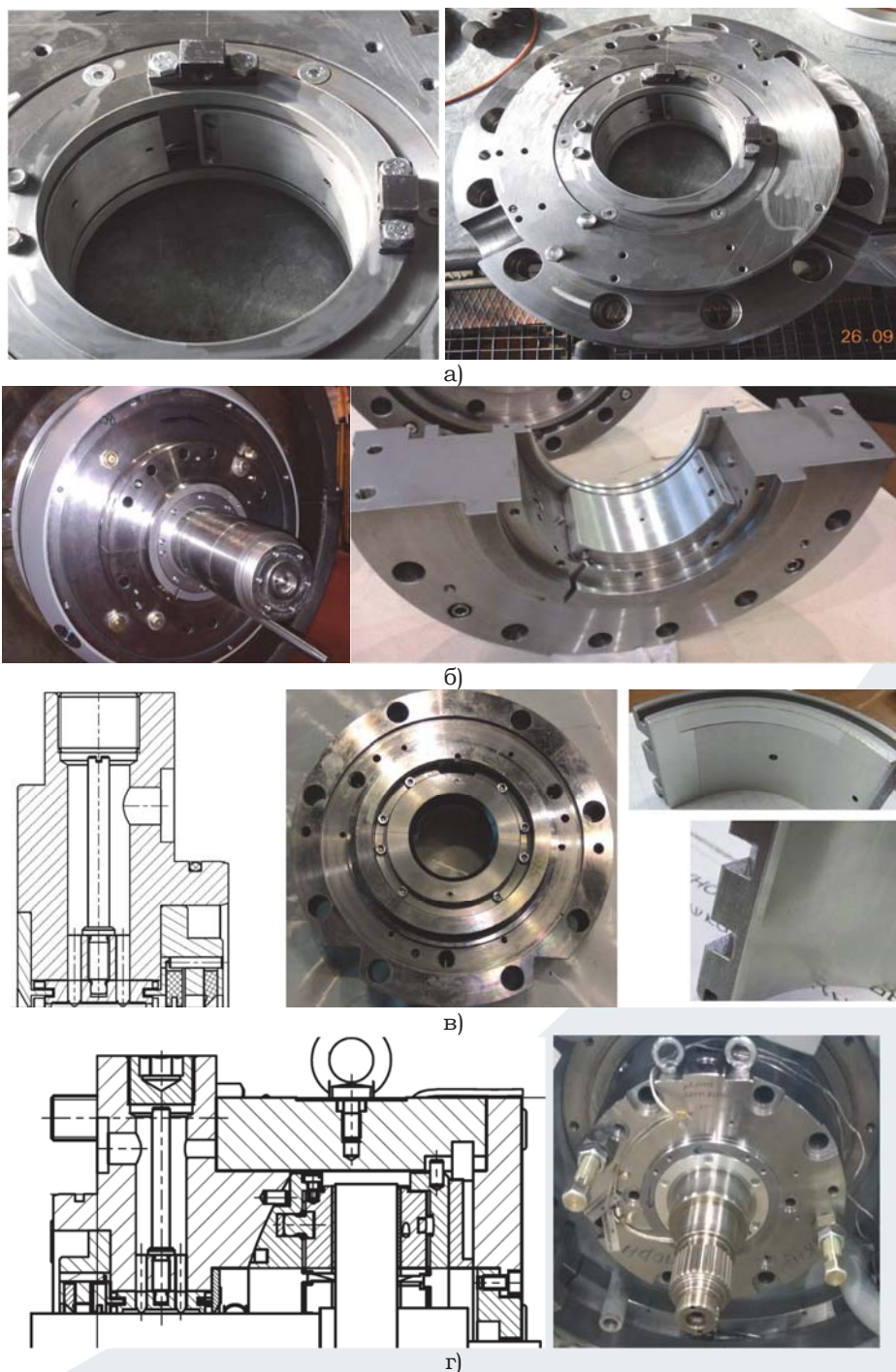
Все это не может быть поводом для применения МП в ЦК. Рано или поздно придет понимание этих про-

блем к потенциальным заказчикам, или проблемы эксплуатации, связанные с магнитными подвесами, приведут к смене пользователей.

У авторов данного доклада, в свое время восхищавшихся перспективой применения МП [11] и участвовавших в создании вихревого наддува для первых ГПА с магнитным подвесом в СССР, это понимание пришло осознанно [13], [14].

Что же касается магнитных

подшипников, то у них есть своя ниша применения. Это оборудование, работающее при постоянных режимах нагрузок, экономичность которого не зависит от зазоров в подшипниках, например, в электродвигателях, станочном оборудовании, балансировочных станках, точных измерительных приборах, а также там, где возможности традиционных подшипников скольжения исчерпаны (например, высокие ча-



**Рис. 3. Подшипники TRIZ:**  
 а) опорный подшипник ПД-114 нагнетателя НЦ-10ПХГ, НЦ-6 ДКС газоперекачивающего агрегата НПО «Искра», г. Пермь; б) опорный подшипник ПД-140 нагнетателя газоперекачивающего агрегата ГПАЦ-16, ЗАО «Искра-Авигаз», г. Пермь; в) опорный подшипник ПД-140 нагнетателя газоперекачивающего агрегата ГПАЦ-16, ЗАО «Искра-Авигаз», г. Пермь; г) Демпферный опорно-упорный подшипник ПДУ-75 для ОАО «Казанькомпрессормаш», г.Казань

стоты вращения, сверхчистые технологии, вакуумная и криогенная техника и т.п.).

#### Список литературы

1. Журавлев Ю.Н. Активные магнитные подшипники: Теория, расчет, применение. – СПб: Политехника, 2003. – 206 с.

2. Mike Swann. Diffusion of magnetic bearings. // International Turbomachinery. Vol. 50, No 5, 2009

3. Манаба Сага, Казуаки Ивата, Эйджи Хираиши, Норихиса Вада. Модернизация компрессоров и паровых турбин на заводах по производству аммиака с целью повышения производительности и надежности//Компрессорная техника и пневматика. 2009. №4.

4. Гадыка В.Г., Паненко В.Г. Особенности проектирования центробежных компрессоров с активными магнитными подшипниками//Матер. науч.-технич. конф. «ГЕРВИКОН-2008» Кельце – Перемышль, 9-12 сент. 2008 г. – С. 181-187.

5. Смирнов А.В., Паненко В.Г., Гадыка В.Г. Особенности динамики роторов и нормирования вибрационного состояния центробежных компрессоров с магнитными подшипниками. // Труды 17-го международного симпозиума «Потребители-

производители компрессоров и компрессорного оборудования - 2012», – С.-Пб.: СПбГПУ, 2012. – С. 121-124.

6. Хисамеев И.Г., Гузельбаев Я.Г., Хавкин А.А. Особенности проведения помпажных испытаний и настройки системы антипомпажной защиты центробежных компрессоров с электромагнитными подшипниками // Химическое и нефтегазовое машиностроение, - 2007. – № 9. – С. 23-26.

7. Женихов С.В., Касьянов С.В., Чеплыгин А.В., Коновалов Д.Н. Центробежные компрессоры НПО «Искра» с магнитным подвесом ротора для дожимных компрессорных станций. // Труды 17-го международного симпозиума «Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования - 2012», – С.-Пб.: СПбГПУ, 2012. – С. 124-129.

8. Бухолдин Ю.С., Королев В.С., Паненко В.Г., Чернышов А.Б., Данилейко В.И., Сарычев А.П., Носков А.В. Опыт создания и эксплуатации турбокомпрессоров с применением магнитного подвеса ротора//Компрессорное и энергетическое машиностроение. 2009. №1-С. 17-19.

9. Donovan E. Bently. In Pursuit of Better Bearings... // "Orbit", Vol. 21, No.2 Bently Nevada, 2000

10. Смирнов А.В., Паненко В.Г.,

Гадыка В.Г. Особенности создания конструкции бессмазочного турбокомпрессора для ГПА дожимной компрессорной станции «Находкинская». // Труды 16-го международного симпозиума «Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования - 2011», – С.-Пб.: СПбГПУ, 2011. – С. 52-56.

11. Марцинковский В.С., Апанасенко А.И., Зиневич Г.Н., Черепов Л.В., Хорев В.А. Тенденции развития турбокомпрессоров для нефтяной и газовой промышленности// Обзорная информация. Серия ХМ-5.-М.-ЦИНТИ химнефтемаш.- 1988.- 70 с.

12. Марцинковский В.С., Юрко В.И. Энергосберегающая модернизация газоперекачивающих агрегатов газотранспортной системы//Компрессорная техника и пневматика. 2010. №2- С. 24-27.

13. Марцинковский В.С., Юрко В.И. Развитие радиальных демпферных подшипников с вкладышами на гидростатической опоре // Химическая техника. 2009. №3-С. 10-17

14. Марцинковский В.С., Юрко В.И. Подшипники для оборудования динамического действия//Компрессорная техника и пневматика. 2002. №10.



ГРУППА КОМПАНИЙ  
«ОРЕЛКОМПРЕССОРМАШ»



NICMAS

## Установка компрессорная газоперерабатывающая УКГ-5/8 У1



ИНЖИНИРИНГОВЫЙ  
ПРОЕКТ

Инжиниринговые проекты и разработки технологии и оборудования для утилизации или энергетического использования шахтного метана при дегазации горных выработок

Оборудование установки изготовлено во взрывозащищенном исполнении и смонтировано в утепленном блок-контейнере, оборудованном системами вентиляции, отопления, газоанализа.

- максимальная тепловая мощность
- потребляемая мощность

до 8 МВт

60 кВт

Установка компрессорная газоперерабатывающая УКГ-5/8 предназначена для утилизации шахтного газа (действующих и закрытых шахт) через сжигание его в специальной камере или энергетического применения, предотвращая тем самым выделения в атмосферу вредного парникового газа - метана (CH<sub>4</sub>). Первый образец установки компрессорной газоперерабатывающей УКГ-5/8 был изготовлен и введен в эксплуатацию в 2008 году.