

ГЕРВИКОН
HERVICON

ЭККОН
ЕККОН



6 - 9 сентября 2011, СумГУ, г. Сумы, Украина

XIII Международная научно-техническая конференция "ГЕРВИКОН-2011"

Международный форум "НАСОСЫ-2011"

Семинар "ЭККОН-11"

МОДЕРНИЗАЦИЯ ТУРБИН КОМПРЕССОРОВ СИНТЕЗ-ГАЗА

Краевский В.Н.¹, Овсейко И.В.², Филоненко Ю.С.³, Юрко В.И.⁴

АННОТАЦИЯ

Проанализирована конструкция турбин компрессорных агрегатов синтез-газа, входящих в состав технологических линий производства аммиака, и рассмотрены ее недостатки, влияющие на надежность работы указанных агрегатов. Предложены новые оригинальные технические решения, повышающие надежность и эффективность работы турбин.

Ключевые слова: Паровая турбина, синтез-газ, опорный подшипник, динамика ротора, упорный подшипник, упругие муфты

В процессе длительной эксплуатации турбокомпрессоров (ТК) синтез-газа, входящих в состав технологических линий производства аммиака (поз. 103J), конструкция которых разработана в 1970 г., были выявлены недостатки, которые не отвечают современным требованиям к надежности данного класса машин. Одним из уязвимых мест агрегатов поз.103J являются подшипниковые узлы турбины поз.103JT.

¹ Краевский Владимир Николаевич, гл. механик, ОПЗ, а/я 304, Главпочтамт, 65000, г.Одесса, Украина.

² Овсейко Игорь Викторович, главный конструктор, ООО «ТРИЗ», ул. Машиностроителей, 1, 40020, г. Сумы, Украина.

³ Филоненко Юрий Сергеевич, руководитель проекта, ООО «ТРИЗ», ул. Машиностроителей, 1, 40020, г. Сумы, Украина.

⁴ Юрко Владимир Иванович, зав. бюро расчетов и программирования, ООО «ТРИЗ», ул. Машиностроителей, 1, 40020, г. Сумы, Украина.

Несмотря на то, что в качестве штатных радиальных опор ротора турбины используются пятиколодочные подшипники, результаты вибродиагностических исследований и ревизий указывают на то, что опорные подшипники плохо справляются с рабочими нагрузками. Это обусловлено рядом причин:

- Пятиколодочные опорные подшипники скольжения надёжно работают в узком расчётном диапазоне частоты вращения [1]. Кроме того, штатные подшипники не обладают достаточной несущей способностью и демпфирующими свойствами даже в номинальном режиме, а в пусковых и переходных режимах из-за низкой несущей способности происходит интенсивный износ подшипников. К тому же, штатные подшипники не защищены от электроэрозионного износа. Вследствие указанных недостатков штатные опорные подшипники не соответствуют требованию 2-годовой непрерывной эксплуатации.

- Вследствие недостаточной несущей и демпфирующей способности опор происходит интенсивный износ межступенчатых и концевых уплотнений, втулок ротора, что неоднократно наблюдается при проведении ревизии и ремонтов.

- Пусковой регламент паровой турбины отличается наличием нагрузок от предварительной расцентровки и длится продолжительное время. Из-за ограниченной компенсирующей способности зубчатых муфт, которая дополнительно снижается даже при незначительных изменениях условий контакта зубчатой пары, в пусковых и переходных режимах подшипники эксплуатируются продолжительное время в условиях высоких нагрузок при неоптимальной (для их несущей способности) частоте вращения. Это ускоряет процесс износа и снижает ресурс.

- С увеличением срока эксплуатации неизбежно появляются дополнительные нагрузки на опоры, обусловленные износом элементов проточной части и ротора, накоплением ремонтных погрешностей. В частности возрастает осевая сила до величин превосходящих несущую способность упорного подшипника.

Во многом очерченные проблемы удалось решить фирме «ТРИЗ» за счет применения трёхсегментных высокодемпферных подшипников и повышения несущей способности упорного подшипника.

Трёхсегментные демпферные опорные подшипники производства фирмы «ТРИЗ» [1, 2] (поставляются с 1990 г., защищены 15-тью патентами) благодаря высокой несущей способности успешно справляются не только с пусковыми и нестационарными режимами, но и с такими аварийными ситуациями, как помпаж, расчеканка лабиринтных уплотнений центробежного компрессора, обрыв лопаточного аппарата, осевой сдвиг [3, 4].

Несущая способность опорных подшипников конструкции фирмы «ТРИЗ» выше, чем у пятиколодочных, за счёт увеличенной площади опорной поверхности (колодки заполняют 90% окружного пространства, тогда как в пятиколодочных заполнение достигает только 75%) и за счет использования нереверсивных колодок, что обеспечивает повышение несущей способности подшипника в штатных габаритах на 60%. Оптимальная система смазки, отвод отработанного масла из рабочей зоны также повышают несущую способность этих подшипников. За счет установки скребков, снимающих слой горячего масла с поверхности опорной части вала и организующих индивидуальный подвод и отвод смазки обеспечивается повышение несущей способности на 18-20%, при этом выполнение скребков токопроводящими предохраняет колодки от электроэрозионного разрушения.

Важным критерием оценки надёжности опорного подшипника является его демпфирующая способность. Благодаря наличию в подшипниках фирмы «ТРИЗ» масляной гидростатической пленки между спинкой колодки и корпусом, которая играет роль демпфера, подшипник способен воспринимать и гасить значительные вибрационные нагрузки со стороны ротора [5, 6]. Даже в самых благополучных с точки зрения динамики агрегатах демпферные подшипники с самогенерируемой гидростатической масляной опорой на порядок уменьшают прецессию вала, обеспечивая при этом стабильность зазоров в подшипниках, межступенчатых и концевых уплотнениях, повышают надёжность работы всей роторной системы, предотвращают падение производительности агрегата к концу межремонтного периода, увеличивают срок службы и снижают затраты на ремонт агрегата в целом. Одним из преимуществ демпферного подшипника является также обеспечение мягкого перехода ротора через критическую частоту. Так, по результатам исследований, выполненных на экспериментальном стенде, применение демпферных подшипников дало снижение резонансного пика более чем в 2 раза по сравнению с традиционными пятиколодочными подшипниками [6].

Следует также отметить, что существующая в традиционных подшипниках скольжения дестабилизирующая перекрестная связь, вызванная окружным течением масла [2, 7, 8], которая способна стать причиной масляной вибрации, в демпферных подшипниках отсутствует за счет подавления окружного течения маслосъемными скребками, установленными между опорными колодками, а также индивидуальным подводом масла в колодки.

Критерием надёжности подшипника также является его возможность саморегулирования при изменении положения оси ротора относительно корпуса. Демпферные подшипники фирмы «ТРИЗ» имеют возможность самоустановки вкладышей, как в радиальном, так и в поперечном

направлении. Это обеспечивает гарантированное отсутствие механических контактов в подшипнике, низкие потери мощности, длительный ресурс работы узла без замены вкладышей [1].

Модернизированные подшипники ПД120 турбины 103JT (рис. 1) были впервые установлены на Горловском ОАО «Концерн СТИРОЛ» в 2004г., затем в том же году установлены на турбине на Новомосковском ОАО НАК «АЗОТ», и везде отмечалось значительное улучшение работы агрегата, особенно в пусковые периоды.

В 2004 г. демпферные подшипники были установлены на агрегате 103J цеха Аммиак-1 предприятия ОАО «ОПЗ» на всех корпусах компрессора и турбине совместно с упругими муфтами, и это позволило добиться существенного снижения уровня вибрации по всему валопроводу. На наиболее проблемном участке – турбине – уровень вибраций был снижен с 50...60 мкм до 20...30 мкм.

В марте 2005г. демпферные подшипники внепланово были установлены на турбине и корпусе КНД агрегата 103J цеха Аммиак-2 предприятия ОАО «ОПЗ». В августе 2005г. демпферные подшипники установлены на ТК синтез-газа гродненского «ГПО Азот» на всех корпусах компрессора и турбине совместно с упругими муфтами фирмы «ТРИЗ».

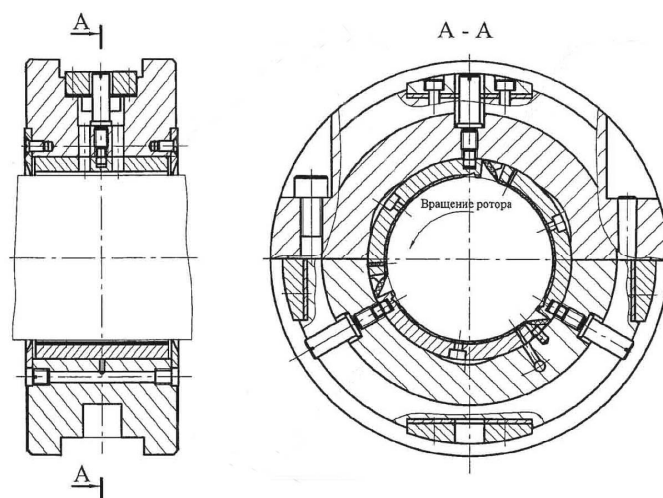


Рисунок 1 – Конструкция подшипника ПД-120 турбины 103JT

О высокой надежности демпферных подшипников говорит тот факт, что когда вследствие осевого сдвига на турбине 103JT из-за подачи влажного пара вышел из строя упорный подшипник, вкладыши опорного подшипника не претерпели изменений и были готовы к продолжению эксплуатации (рис.

2). Это дало возможность с минимальными затратами выполнить ремонт турбины установкой резервного ротора путем расточки и установки резервных колодок, т.к. шейки ремонтного ротора были шлифованы.



Рисунок 2 – Общий вид подшипника ПД120 турбины 103JT

В настоящее время на 15 агрегатах синтез-газа ОАО «ОПЗ», гродненского «ГПО Азот», ОАО «Концерн СТИРОЛ», ОАО НАК «АЗОТ», ЗАО «Северодонецкий Азот», ОАО «Куйбышев Азот», ОАО «Невинномысский Азот», ОАО «Акрон», ОАО «Кемерово Азот» успешно работают 30 демпферных подшипников фирмы «ТРИЗ».

Сравнение эксплуатационных характеристик опорных подшипников турбины поз. 103-JT цеха производства аммиака ОПЗ штатной конструкции и конструкции фирмы "ТРИЗ" приведено ниже в табл. 1. Как видно из приведенных данных, по несущей способности, удельной нагрузке и удельному расходу подшипники фирмы "ТРИЗ" превосходят штатные примерно в 1,5 раза, при этом уровень вибраций ротора турбины после установки демпферных подшипников снизился в 5 раз.

Таблица 1 – Эксплуатационные характеристики опорных подшипников турбины поз. 103-JT штатной конструкции и конструкции фирмы "ТРИЗ"

Модификации подшипников	Несущая способность, F, кгс	Скорость скольжения, V, м/сек	Удельное давление, P, кгс/см ²	Удельный расход смазки, Q, л/мин/т	Вибрация ротора, δ, мкм
Штатные подшипники ПО-120	2300	70	28	15	35
Подшипники фирмы «ТРИЗ» ПД-120	3600	70	42	11	7

Характерной проблемой при эксплуатации ТК синтез-газа является осевой сдвиг ротора турбины 103-JT. Он сопровождается износом упорных колодок штатного осевого подшипника (рис. 3), повреждением роторных и статорных частей турбины.



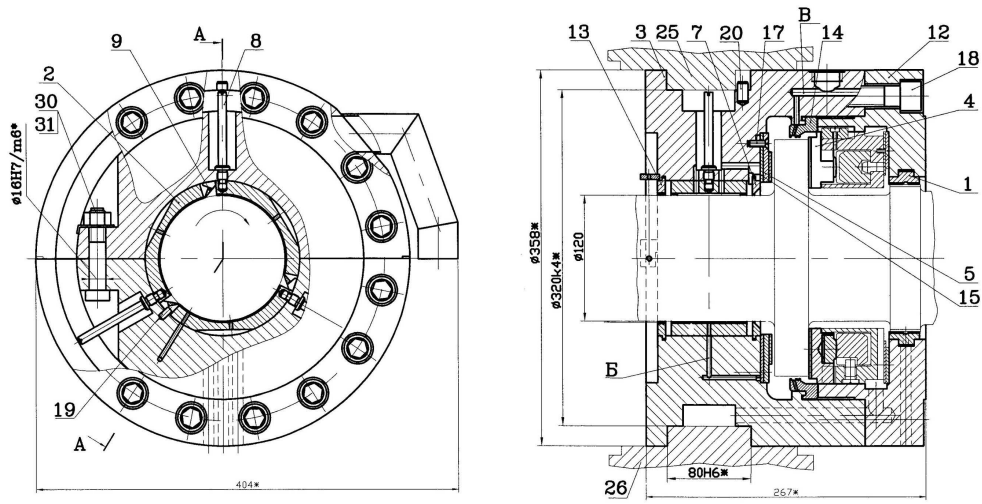
Рисунок 3 – Износ упорных колодок штатного опорно-упорного подшипника турбины ТК синтез-газа 103JT

Анализ конструкции подшипника турбины, а также характер износа упорных колодок позволили сделать заключение, что упорный подшипник работает на пределе своей несущей способности. Это подтвердили и выполненные расчеты [4], которые показали, что в реальных условиях

максимальная несущая способность штатного осевого подшипника не может превысить 5500 кгс, т. к. при этой нагрузке температура в смазочном слое превысит 130 °С, что повлечет за собой разрушение баббитового слоя. Таким образом, штатный упорный подшипник не имеет достаточного запаса по несущей способности и при износе турбины в целом (росте зазоров в уплотнениях, эрозионном износе проточной части) он уже не справляется с ростом осевой силы, возникающим во внештатной ситуации. В то же время, для обеспечения надежной работы агрегата, несущая способность упорного подшипника, согласно требованиям стандарта API, должна превышать остаточную осевую силу, как минимум, в два раза. Этому требованию конструкция штатного подшипника не удовлетворяет, что и служит причиной частых осевых сдвигов ротора турбины.

В 2002 г. по заказу Одесского припортового завода с целью предотвращения аварийных ситуаций в наиболее нагруженных пусковых и переходных режимах в ООО «ТРИЗ» был разработан модернизированный упорный подшипник турбины 103-JT (рис. 4, 5) с повышенной несущей способностью, соответствующий требованиям стандартов API, обеспечивающий двукратный запас по несущей способности во всем диапазоне возможных режимов эксплуатации агрегата, а не только в номинальном режиме.

Основное отличие модернизированного подшипника от штатного – это использование на рабочей стороне нереверсивных упорных колодок оптимальных размеров взамен штатных реверсивных, а также реализация гидростатической разгрузки упорного диска за счет использования разности эюр давления на рабочей и нерабочей стороне подшипника. Такие технические решения обеспечивают повышение несущей способности упорного подшипника в штатных габаритах на 50- 60%.



Техническая характеристика

1. Вид смазки	- ТП-22
2. Частота вращения ротора max, об/мин	- 11200
3. Несущая способность опорной части подшипника, не менее, кгс	- 1550
4. Несущая способность упорной части подшипника, не менее, кгс	- 10000
5. Давление масла на входе в подшипник, кгПа	- 2
6. Температура масла на входе в подшипник, не более, °C	- 45
7. Температура масла на сливе, °C	- 62
8. Суммарные потери мощности на трение, кВт	- 122,6
9. Расход масла через подшипник тип, л/мин	- 217

1-кольцо уплотнительное; 2-колодка опорная; 3-корпус; 4-пакет упорный; 5-кольцо упорное; 6-колоно; 7-уплотнение; 8-винт-стопор; 9-скребок; 10,11-кронштейн; 12-крышка; 13,14-уплотнение; 15-кольцо подкладное; 16,17,18-винт; 19,20-штифт; 25-крышка; 26-кожу; 30-болт призонный; 31-гайка.

Рисунок 4 – Конструкция подшипника опорно-упорного ПДУ-120-Т3 турбины 103JT

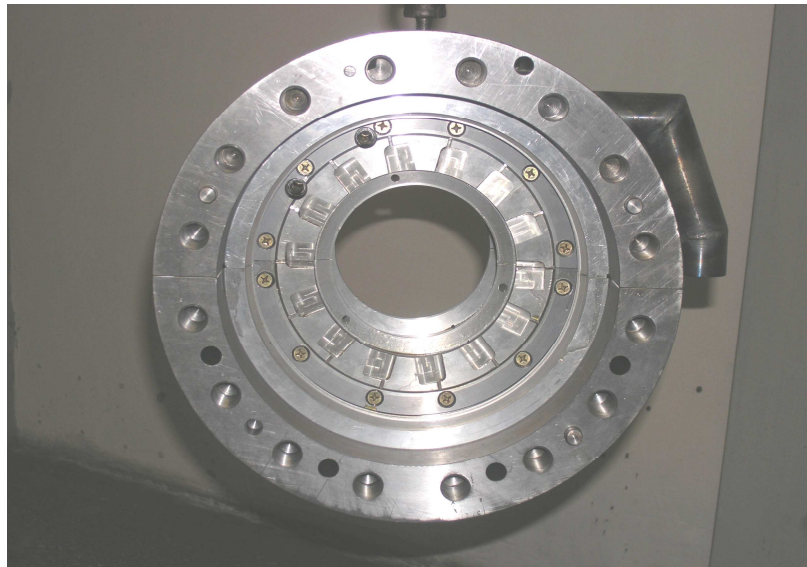


Рисунок 5 – Общий вид подшипника опорно-упорного ПДУ-120-Т3 турбины 103JT

По сравнению со штатным подшипником модернизированный упорный подшипник имеет не только высокую несущую способность, но и более низкие потери мощности, а также затраты на смазку. Такой результат достигается следующим образом:

- установка скребков, снимающих слой горячего масла с поверхности упорного диска и организовывающих индивидуальный подвод смазки, обеспечивает повышение несущей способности на 18-20%, при этом выполнение скребков токопроводящими предохраняет колодки от электроэрозионного разрушения;
- последовательный подвод масла с рабочей стороны подшипника на ненагруженную (второй круг циркуляции смазки) снижает температуру несущего масляного клина, повышает несущую способность рабочей стороны, снижает реактивную осевую силу и необходимый для охлаждения расход смазки, обеспечивает повышение несущей способности на 20-30%.

Полученные расчётные рабочие характеристики неревверсивного усиленного упорного подшипника конструкции фирмы «ТРИЗ» [4] подтвердили, что его фактическая несущая способность с учетом гидростатической разгрузки составляет не менее 12500 кгс. Таким образом, несущая способность модернизированного осевого подшипника «ТРИЗ», как минимум, в два раза выше штатного, что позволяет сделать вывод о соответствии конструкции подшипника требованиям стандартов API.

Модернизированные упорные подшипники с демпферными опорными подшипниками конструкции ООО «ТРИЗ» установлены в 2004г. на турбине 103-ЖТ Горловского ОАО «Концерн СТИРОЛ», Новомосковского НАК «АЗОТ», Одесского припортового завода. В марте 2005 года установлены подшипники на втором агрегате ОПЗ, в августе 2005 г. подшипник установлен на ТК синтез-газа Гродненского «ГПО Азот». К настоящему времени на ТК синтез-газа различных предприятий установлено 11 модернизированных упорных подшипников с повышенной несущей способностью. Замечаний к работе подшипников нет, осевые сдвиги роторов не наблюдаются, эксплуатационные характеристики модернизированного упорного подшипника ООО "ТРИЗ" гарантируют надежную работу установки [9].

В 2006 г. фирмой «ТРИЗ» были разработаны и изготовлены опорный и опорно-упорный подшипники для модернизированной турбины компрессора синтез-газа поз. 103J на ОПЗ (рис. 6). Модернизация турбины с целью увеличения производительности цеха производства аммиака проводилась фирмой «ALSTOM Power Sp. z.o.o.».

Согласно ТЗ несущая способность упорной части опорно-упорного подшипника должна составлять 20000 кгс с рабочей стороны и 10000 кгс с нерабочей стороны при рабочих оборотах турбины 11200 об/мин. После

выполнения оптимизационных расчетов диаметр упорного диска был ограничен значением в 260 мм. При этом давление на баббитовую поверхность упорной колодки от действия осевой силы составляет 60 кгс/см^2 при максимальной скорости скольжения 152 м/с на рабочих оборотах.

Для равномерного распределения нагрузки между упорными колодками в подшипнике применена рычажная выравнивающая система с повышенными компенсирующими свойствами (рис. 7), в которой трение скольжения между рычагами заменено трением качения [10]. Для обеспечения необходимого теплосъема и организации достаточного протока смазки в подшипнике организовано два круга циркуляции смазочного масла и осуществлён практически индивидуальный подвод масла к упорным колодкам, кроме того, часть масла проходит через специальные каналы в упорной колодке под баббитовым слоем для охлаждения термонагруженной зоны колодки.

Для соблюдения условия ламинарности входа масла в гидродинамический клин, на входной кромке упорной колодки сформирована заходная поверхность близкая к гиперболической. Кроме того, выполнено охлаждение входной кромки, предотвращающее снижение вязкости масла и способствующее выполнению условия ламинарности.

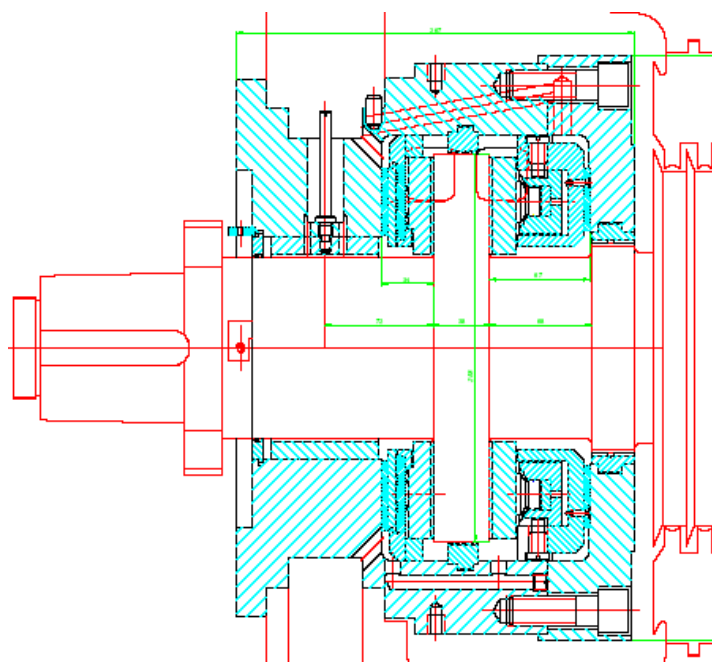
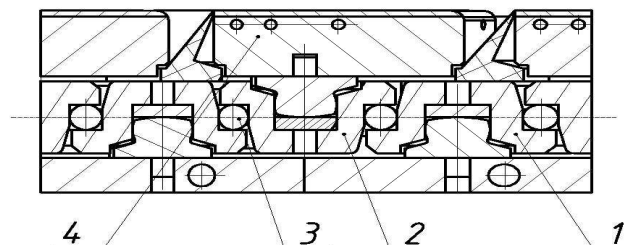


Рисунок 6 – Подшипник опорно-упорный ПДУ-120/260 модернизированной турбины 103ТТ.



1-рычаг нижний;
2-рычаг верхний;
3-ролик;

Рисунок 7 – Рычажная выравнивающая система с повышенными компенсирующими свойствами.

В процессе работы над подшипником выяснилось, что при останове машины возможен режим, когда ротор турбины раскручивается в обратную сторону, причём частота вращения в этом случае может достигать 4000 об/мин, а величина осевой силы – 6000 кгс в сторону нерабочих колодок. Эта задача была решена применением комбинированного упорного подшипника с нерабочей стороны, в котором установлены нереверсивные и реверсивные колодки. При рабочем направлении вращения с частотой 11200 об/мин подшипник имеет несущую способность 12000 кгс, а при обратном вращении с частотой 4000 об/мин – несущую способность в 6000 кгс.

Для работы опорных подшипников в режиме обратного вращения были разработаны реверсивные опорные колодки (рис. 8), несущая способность и демпфирующие свойства которых такие же, как и у традиционных нереверсивных колодок конструкции «ТРИЗ».

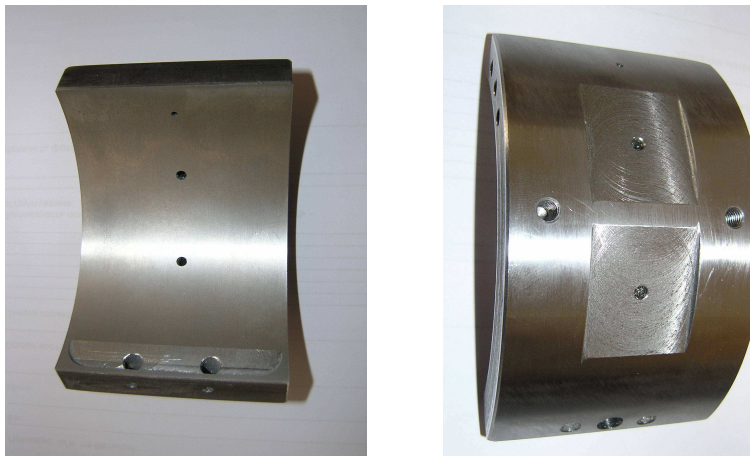


Рисунок 8 – Реверсивные опорные колодки с нереверсивными свойствами.

Данный опорно-упорный подшипник был рассчитан, спроектирован, изготовлен в ООО "ТРИЗ" и в 2006 г. установлен на модернизированную турбину ТК синтез-газа цеха производства аммиака ОПЗ (рис. 9). С тех пор подшипник успешно эксплуатируется, способствуя надежной и экономичной работе турбины. Благодаря техническим решениям, заложенным специалистами ООО "ТРИЗ" в конструкцию узла упорного подшипника, стала возможной модернизация турбины, направленная на повышение эффективности ее работы, в результате которой расход пара уменьшился на 12 т/ч. В 2009 г. была выполнена аналогичная модернизация еще одной турбины на ОПЗ, а также на ОАО «Куйбышев Азот». В 2010 г. осуществлена модернизация двух турбин на ОАО «Акрон» и ОАО «Кемерово Азот».

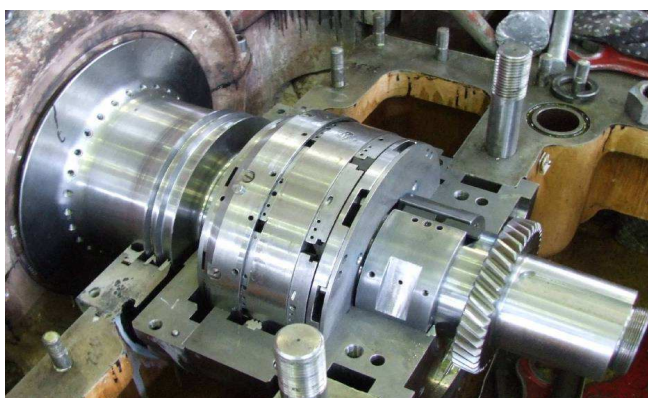


Рисунок 9 – Подшипник опорно-упорный ПДУ-120/260 во время монтажа.

Сравнительные характеристики упорных подшипников турбины ТК синтез-газа 103 JT различных конструкций приведены в табл. 2.

Таблица 2 – Сравнительные характеристики подшипников турбины поз. 103JT, ОПЗ

Подшипник		Направление вращения	Несущая способность, кгс	Окружная скорость на среднем радиусе, V, м/с	Скорость на периферии Vп, м/с	Удельное давление, $P_{уд}, \text{кгс/см}^2$	Фактор $P_{уд} \cdot V$, $\text{кгс/см}^2 \cdot \text{м/с}$	Удельный расход смазки, л/мин/т
Рабочая сторона	ПОУ-120 (штатный реверсивный)	Рабочее	5500	102	131	24	2448	33
	ПДУ-120-ТЗ (модернизированный не реверсивный)	Рабочее	11700	102	131	51	5202	17
	ПДУ-120/260 (разработанный не реверсивный)	Рабочее	20000	113	153	56	6328	12
Не рабочая сторона	ПОУ-120 (штатный не реверсивный)	Рабочее	263	102	120	4,9	500	690
	ПДУ-120-ТЗ (модернизированный не реверсивный)	Рабочее	263	102	120	4,9	500	355
	ПДУ-120/260 (разработанный реверсивный)	Рабочее	12000	113	153	33	3729	20
		Обратное	6000	40	55	17	680	40

Важным критерием оценки эффективности упорного подшипника является удельный расход смазки или отношение расхода масла к несущей способности подшипника. Как видно из таблицы, подшипники ООО "ТРИЗ" превосходят в несколько раз штатный не только по несущей способности, но и по этому критерию, что подтверждает эффективность принятых технических решений по повышению несущей способности подшипника. Наиболее эффективным с этой точки зрения является комплекс технических решений, реализованный во вновь разработанном подшипнике модернизированной турбины ПДУ-120/260. Данный подшипник превосходит штатный по несущей способности почти в 4 раза, при этом удельный расход смазки почти в 3 раза меньше, чем у штатного.

Как указывалось выше, на динамическую устойчивость ротора турбины существенное влияние оказывают также соединительные муфты. Штатные

зубчатые соединительные муфты подвержены износу, результатом которого является изменение формы пятна контакта зубчатой пары, снижение эффективности передачи крутящего момента, рост реактивной осевой силы, а в случае заклинивания передача осевой силы, превышающей несущую способность упорного подшипника, по валопроводу, что приводит к осевым сдвигам ротора. Кроме того, к числу недостатков таких муфт можно отнести следующее:

- требуют надежной системы смазки;
- являются источниками возникновения вибрации;
- недостаточно компенсируют расцентровку роторов [3];
- при разрушении теряют способность передачи крутящего момента.

Высокие значения реактивных сил, а также их нестабильность снижают надёжность роторной системы, могут стать причиной осевых сдвигов ротора, разрушения подшипниковых узлов и самих муфт (рис. 10).

Такие проблемы, довольно часто возникающие при эксплуатации зубчатых муфт, успешно решаются при установке муфт с пакетами упругих элементов (рис. 11), имеющих стабильно высокие компенсирующие способности, а также виброизолирующие свойства, исключающие взаимное влияние вибрации различных частей валопровода [11]. Кроме того, такие муфты не требуют смазки и постоянного обслуживания, имеют низкие потери мощности на трение и длительный срок службы.

На практике неоднократно замена зубчатых муфт на упругие была достаточной для решения проблем с виброустойчивостью роторной системы агрегатов. Однако при этом следует учитывать следующий фактор, обеспечивающий надёжность соединительных муфт. Замена или модернизация соединительных муфт требует тщательного учёта влияния их упругоинерционных свойств на динамические характеристики системы валопровода. В противном случае можно получить абсолютно противоположный результат, то есть повышение вибрации ротора. В ООО «ТРИЗ» разработан пакет прикладных программ, позволяющих проводить оптимизацию муфт с упругими металлическими элементами по критериям прочности, виброизолирующим и компенсирующим свойствам с учетом динамических особенностей конкретных роторных машин.



Рисунок 10 – Разрушение зубчатой муфты компрессора синтез газа 103J

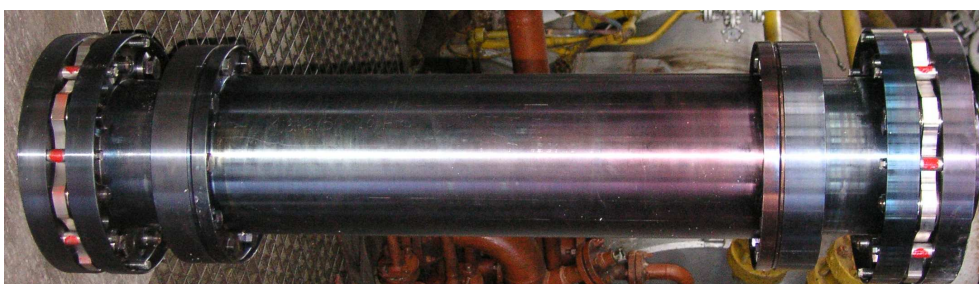


Рисунок 11 – Муфта (турбина - КСД) для компрессора синтез газа 103J

Следует также иметь в виду, что при установке упругих муфт с их высокими виброизолирующими свойствами происходит локализация источника вибрации, поэтому для предотвращения повышения вибрации замену зубчатых муфт упругими муфтами ООО «ТРИЗ» целесообразно

проводить совместно с установкой демпферных подшипников, которые гасят колебания ротора.

С учетом вышесказанного фирмой «ТРИЗ» был разработан и установлен комплект упругих муфт и комплект опорных подшипников, а также упорный подшипник турбины на ТК синтез-газа в гродненском «ГПО Азот», который введен в эксплуатацию 18 июля 2005 г. Кроме того, в 2008-2009 г. упругие муфты для ТК синтез-газа были поставлены в ОАО НАК «Азот», ОАО «Концерн Стирол», а также ОАО «Невинномысский Азот».

Таким образом, максимально оптимизировать работу роторной системы и свести к минимуму потери мощности в опорах и потери крутящего момента по валопроводу позволяет совместное применение демпферных подшипников и упругих муфт.

ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК

1. Марцинковский В.С., Юрко В.И. Подшипники для динамического оборудования. //Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2002. №11 –С.32-37.
2. Максимов В.А., Баткис Г.С. Высокоскоростные опоры скольжения гидродинамического действия. «ФЭН» - Казань, 2004.
3. Витусевич А.Б., Копнин В.А., Проноза В.А., Опаренко В.И., Гриценко В.Г. Повышение надежности компрессоров синтез-газа //Труды семинара “Безопасность эксплуатации компрессорного и насосного оборудования”, 2-5 октября, Одесса, 2001.
4. Марцинковский В.С., Краевский В.Н., Рыбальченко О.П. Модернизация турбокомпрессора синтез газа // Труды 11-й международной научно-технической конференции «Герметичность, виброненадежность и экологическая безопасность насосного и компрессорного оборудования» – г. Сумы: изд-во СумГУ, 2005 - т.3, С. 83-103.
5. Марцинковский В.С., Гриценко В.Г., Симоновский В.И., Лоза О.Б. Барнев С.В., Доценко В.А. Радиальный подшипник с самоустанавливающимися вкладышами на гидравлической плёнке. // Труды VI НТК «Уплотнения и вибрационная надёжность центробежных машин», г. Сумы,1991,С.239-246.
6. Юрко В.И., Симоновский В.И. Разработка и исследование новых конструкций демпферных сегментных подшипников для центробежных машин // Труды VIII международной научно-технической конференции «Насосы-96» - г. Сумы, 1996, С.206-215.
7. Марцинковский В. С., Федоренко Н. Д., Черепов Л. В. Решение технических проблем при разработке турбокомпрессоров для нефтяной и газовой промышленности // Труды 8-й Всесоюзной научно-технической конференции по компрессоростроению. Украина, Сумы, 10-12 октября, 1989 г
8. Donavan E. Bently. In Pursuit of Better Bearings-“Orbit”, Vol. 21, No.2 Bently Nevada, 2000 г.

9. Марцинковский В.С., Юрко В.И. Эффективность модернизации турбокомпрессора синтез-газа // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2007. № 9. С. 30-34.
10. Филоненко Ю.С., Кучеренко В.Н. Выравнивающая система упорного подшипника с повышенными компенсирующими свойствами // Труды 11-й международной научно-технической конференции «Герметичность, виброндежность и экологическая безопасность насосного и компрессорного оборудования» – г. Сумы: изд-во СумГУ, т.3, 2005 - 310с.
11. Марцинковский В.С., Овсейко И.В., Юрко В.И. Опыт разработки и перспективы использования упругих муфт в центробежных компрессорных агрегатах газовой и нефтехимической промышленности // Газотурбинные технологии. 2007. № 3. С. 36-40

SYNTHESIS GAS COMPRESSORS' TURBINES MODERNIZATION

**Vladimir Kraevsky,
PJSC «Odessa port plant»**

**Igor Ovseyko, Yuriy Filonenko, Vladimir Yurko,
TRIZ Ltd**

SUMMARY

Design of synthesis gas compressor turbines for the ammonia production processing lines is analyzed, and its shortcomings affecting reliability of the mentioned compressor units are examined. New original technical solutions increasing reliability and efficiency of the turbines operation are proposed.

Keywords: Steam turbine, synthesis gas, journal bearing, rotor dynamics, thrust bearing, flexible couplings.