

В. Г. Гриценко, руководитель департамента ТОИР (АО МХК «ЕвроХим», г. Москва, Россия);  
 А. Д. Лазаренко, студент (СумГУ, г. Суми, Украина); К. Ю. Любченко, зав. бюро расчетов (ООО «ТРИЗ», г. Суми, Украина); В. С. Марцинковский, к.т.н., доц., директор (ООО «ТРИЗ», г. Суми, Украина)

# Обеспечение надежности работы приводной турбины компрессора синтез-газа без снижения эффективности работы производства аммиака

*Стаття присвячена актуальній на сьогоднішній день проблемі вибору підшипників ковзання для забезпечення надійної роботи динамічного обладнання. Виникла проблема зростання температури підшипника ковзання з п'ятьма колодками турбіни 103JT до блокувальних значень за жадала її усунення в стислі терміни. На першому етапі її рішення після аналізу існуючої конструкції виконано заміну способу підведення масла в колодки і його відводу на виході з колодок штатного підшипника. На прикладі зниження температури в підшипнику ковзання наводиться порівняння методів існуючого і реалізованого підведення і відведення масла. На другому етапі реалізується заміна проблемних штатних підшипників ковзання з п'ятьма колодками з механічними опорами, в яких спостерігається просадка ротора, на підшипники ковзання з колодками на самогенеруючих гідростатичних опорах.*

**Ключові слова:** підшипник ковзання, модернізація, опорні колодки, вставки підведення масла, маслов'ємні скребки, механічна і гідростатична опора.

*Статья посвящена актуальной на сегодняшний день проблеме выбора подшипников скольжения для обеспечения надежной работы динамического оборудования. Возникшая проблема роста температуры подшипника скольжения с пятью колодками турбины 103JT до блокировочных значений потребовала ее устранения в сжатые сроки. На первом этапе ее решения после анализа существующей конструкции выполнена замена способа подвода масла в колодки и его отвода на выходе из колодок штатного подшипника. На примере снижения температуры в подшипнике скольжения приводится сравнение методов существующего и реализованного подвода и отвода масла. На втором этапе реализуется замена проблемных штатных подшипников скольжения с пятью колодками с механическими опорами, в которых наблюдается просадка ротора, на подшипники скольжения с колодками на самогенерируемых гидростатических опорах.*

**Ключевые слова:** подшипник скольжения, модернизация, опорные колодки, вставки подвода масла, масловъемные скребки, механическая и гидростатическая опора.

*The article is devoted to the actual problem of selecting sliding bearings to ensure reliable operation of dynamic equipment. The arising problem of temperature increase up to the blocking values of the sliding bearing with five pads of the 103JT turbine required its elimination in a short time. At the first stage of its solution, after analyzing the existing design, the method of supplying oil to the pads and its retraction at the output of the bearing blocks of the standard bearing is replaced. Using the example of lowering the temperature in the sliding bearing, a comparison is made between the methods of the existing and realized supply and removal of oil. At the second stage, replacement of the problematic standard sliding bearings with five pads with mechanical supports, in which the rotor is seen, with sliding bearings with pads on self-generating hydrostatic bearings is observed.*

**Key words:** sliding bearing, retrofit, bearing pads, oil feed inserts, oil scrapers, mechanical and hydrostatic bearing.

## Вступление

Задача обеспечения необходимых динамических характеристик роторных систем в современных быстроходных компрессорах, газовых и паровых турбинах и других агрегатах, а также проектирование их ответственных узлов, превратилась в одну из самых сложных и трудных. Тема применения новых и модернизированных узлов подшипников скольжения (ПС), разгрузочных устройств, концевых уплотнений, лабиринтных уплотнений, соединительных муфт отвечающих современному уровню развития и обеспечивающих высокую надежность эксплуатации оборудования в переходных (пуск, остановка) и на всех технологических режимах, посвящено большое количество работ [1-8].

Возросшие скорости, использование гибких роторов, консольные и аэродинамические нагрузки, автоколебания и другие факторы усложнили задачу регулирования характеристик системы «ротор – подшипник». Чтобы свести к минимуму неустойчивость и вибративность этой системы, разрабатываются различные конструкции ПС [9-11]. При этом проблемы повышения качества ПС решаются не только технологическими [12, 13], а и конструктивными способами.

Анализ конструктивных особенностей и условий работы ПС показал, что одним из основных путей повышения надежности и межремонтного пробега динамического оборудования является правильный выбор типа ПС обладающего как высокими несущими так и демп-

фирующими свойствами, отвечающим современному уровню их развития и конструктивным особенностям имеющегося оборудования. Модернизация штатных колодочных ПС с механической опорой колодок, интенсификацией теплообмена в пространстве между колодками, приводит к росту их несущей способности. Тем не менее их демпфирующие свойства в диапазоне низких и высоких частот не отвечают современному уровню развития ПС и основная проблема просадка ротора в колодочных подшипниках с механической опорой колодок остается нерешенной.

## Постановка задачи

Межремонтный пробег динамического оборудования производств аммиака и карбамида составляет до шести лет, что предъявляет высокие требования к его надежной работе. В свою очередь надежность приводной турбины компрессора синтез-газа в значительной степени зависит от надежной работы опорных ПС.

Начиная с 2014 года, на ряде заводов прошла модернизация основного компрессорного и турбинного оборудования. Во время эксплуатации модернизированных турбин компрессоров синтез газа поз. 103JT был отмечен рост температуры на опорной части опорно-упорного подшипника (ПОУ). В течение года эксплуатации температура могла увеличиваться на 20°C от первоначальной и достигать в нижней колодке 115°C. При этом температура боковой колодки могла быть меньше нижней на 40°C. Замер температуры вы-

полнялся с помощью датчиков, расположенных непосредственно в колодках.

Подача масла в подшипник осуществлялась при температуре 39°C и давлении 0,19 МПа. На опорном подшипнике (ПО) турбины максимальная температура нагруженной колодки составляла 87°C и могла увеличиваться до 96°C. Несмотря на подачу масла в подшипник при пониженной температуре 35°C и повышенном давлении 0,24 МПа в летний период 2017 года на нагруженной колодке был отмечен уровень температуры 110°C (табл. 1).

Кроме этого, в результате износа поверхностей вкладышей и шейки ротора, фиксировалось увеличение зазора в подшипнике (просадка ротора), что приводило к перераспределению и выравниванию нагрузки между нижней и боковыми колодками и, таким образом, стабилизации работы.

В феврале 2018г. службой технического обслуживания и ремонта проводилось детальное обследование подшипниковых узлов. На рис. 1 представлено состояние отдельных элементов ПО.

В большей степени снижение несущей и демпфирующей способности ПС проявляется на переходных режимах с низкими оборотами и продолжается до подключения компрессорного агрегата в технологию. Кроме этого, несущая и демпфирующая способности ПС могут снижаться в связи с неравномерностью температурного поля и перегревом конденсационной части ротора турбины, по причине фактора времени на технологию или форс-мажорных обстоятельств, связанных с не плотностью обратного клапана на линии отбора пара 40.

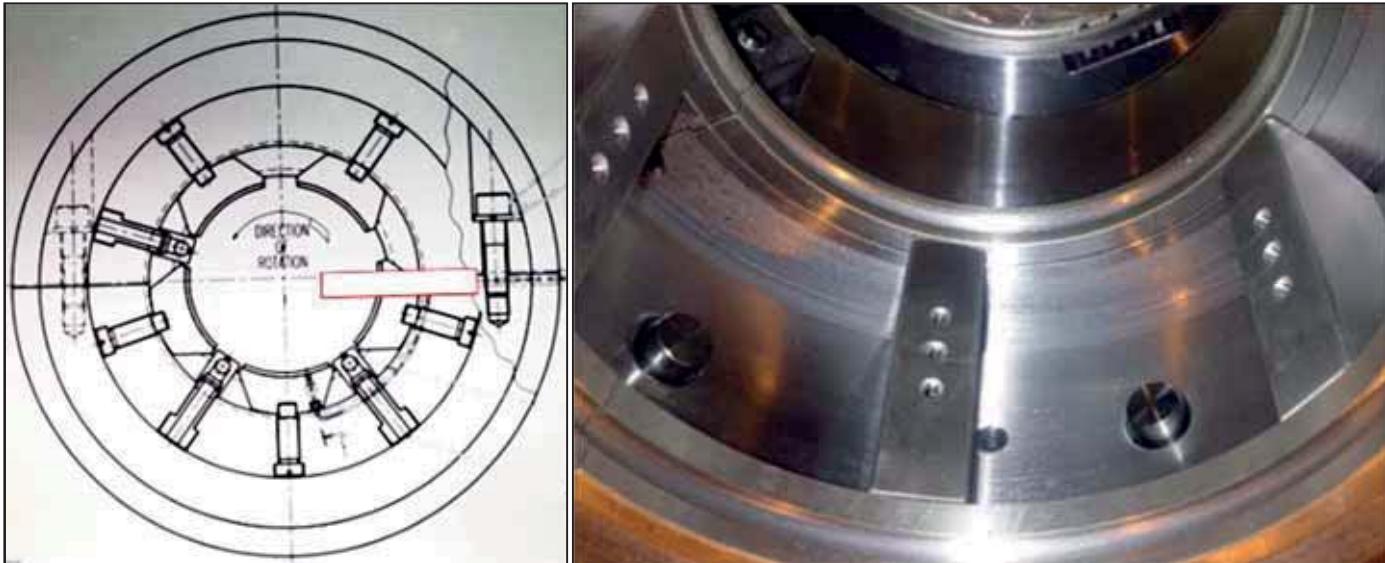
Решение проблемы осуществлялось поэтапно. На первом этапе была поставлена задача, проанализиро-

Таблица 1. Сводная таблица параметров работы компрессора поз. 103J

Дата	Опорная часть ОУП турбины					Нагрузка, м³/час (FICAS1)	Давление масла, МПа PIS510	Температура масла, °C TIA501-1	Обороты, об/мин SI311 SI313				
	Temperatura, °C (TIS526)			Vibrazione, мкм (XI503)									
	t <sub>a</sub>	t <sub>b</sub>	t <sub>c</sub>	X	Y								
18.06.2017. 23.00	109,1	109,3	56,4	17,6	9,7	49,4	0,23	36,9	10 813				
19.06.2017. 07.00	110,5	110,4	55,8	17,7	9,8	50,2	0,23	35,5	10 816				
19.06.2017. 15.00	111,3	111	57,3	17,6	9,7	49,3	0,23	37,3	10 775				
19.06.2017. 23.00	110,3	109,9	56,7	16,5	9,4	48	0,24	36,7	10 684				
20.06.2017. 07.00	110	109,4	55,9	16,5	9,3	48,3	0,24	35,6	10 670				
20.06.2017. 15.00	109,8	109,4	56,7	16,4	9,6	47,6	0,24	36,8	10 674				
20.06.2017. 23.00	108,4	108,1	56,9	16,6	9,4	47,6	0,24	36,7	10 675				
21.06.2017. 07.00	108	107,4	56,7	17,1	9,2	48,4	0,24	35,9	10 668				
21.06.2017. 15.00	107,3	106,7	56,1	16,9	9,3	48,5	0,24	35,9	10 674				
15.02.2018	97,8	101,0	75,9	23,6	17,2	48,9	0,19	38,6	10 794				
01.03.2018	98,4	101,3	77,3	24,2	17,6	48,8	0,19	39,4	10 858				
15.03.2018	97,9	101,2	77,8	24,1	18,3	48,9	0,19	39,1	10 867				
19.03.2018	Остановка агрегата для профилактических работ, при которой установлены скребки «ТРИЗ»												
23.03.2018	94,7	98,9	59,8	32,0	15,2	43,9	0,19	37,9	10 595				
25.03.2018	94,4	98,7	59,3	33,3	15,2	43,9	0,19	40,6	10 560				
31.03.2018	90,3	95,1	55,2	19,2	26,2	45,9	0,17	39,5	10 680				
01.04.2018	91,3	96,2	54,2	19,0	25,7	46,9	0,17	38,8	10 737				
02.04.2018	92,4	97,5	54,0	19,2	27,6	48,7	0,17	38,3	10 889				
03.04.2018	92,7	97,5	54,7	18,1	30,2	48,7	0,17	39,3	10 858				
04.04.2018	92,6	97,1	54,5	18,0	29,5	48,8	0,17	38,6	10 821				
05.04.2018	92,6	97,0	55,0	18,5	30,2	49,0	0,17	39,2	10 799				
01.07.2018	93,7	97,4	57,0	19,6	26,8	46,9	0,17	39,9	10 793				
02.07.2018	93,7	97,1	55,9	19,1	25,2	50,0	0,17	38,1	10 785				
03.07.2018	94,8	98,0	57,0	20,3	27,0	49,8	0,17	39,9	10 865				
04.07.2018	94,5	97,9	55,9	20,4	26,9	47,6	0,17	38,3	10 879				
05.07.2018	95,6	98,5	58,7	19,0	26,7	46,6	0,17	42,3	10 832				
06.07.2018	95,6	98,5	58,7	19,0	26,7	46,7	0,17	42,3	10 832				
07.07.2018	94,8	97,8	56,9	19,8	28,6	46,8	0,17	40,7	10 870				



**Рис. 1. Состояние опорной части ПОУ при ревизии:** а – нижняя часть; б – верхняя часть; в – наиболее нагруженная колодка.



**Рис. 2. Штатный подшипник с тремя вставками подвода смазки.**

вать и в сжатые сроки выполнить доработку существующей конструкции подшипника с целью снижения температуры колодок до приемлемых значений, чтобы при первой возможности применить ее в штатном подшипнике. На втором этапе была запланирована замена штатного подшипника (рис.2) с пятью реверсивными колодками на подшипник ТРИЗ® (рис. 5).

В качестве штатного опорного подшипника ПОУ использовался ПС с пятью реверсивными колодками. Подача смазки к трем колодкам, расположенным в нижней части, осуществляется через отверстия в 3-х вставках (рис. 2). В верхней половине ПС, для уменьшения реактивной нагрузки верхних двух колодок на нижние три колодки, вставки подвода масла не установлены.

С целью определения технических характеристик штатных ПО сотрудниками ООО «ТРИЗ» был выполнен расчёт. Поскольку конструкция опорной части ПОУ и ПО одинаковы, то и результаты расчёта в первом приближении одинаковы (табл. 2).

В результате проведенного расчета установлено, что ПО должны работать с температурой на нагруженных колодках не более 88,5 °C, что соответствует фактическим данным работы штатного подшипника. Кроме этого, несущая способность на максимальных зазорах 0,25 мм недостаточна и ограничена минимальной толщиной смазочного слоя (допускаемая минимальная толщина - 20 мкм). При рабочих нагрузках (масса ротора 1697 кг) толщина смазочного слоя составляет 18 мкм (см. табл. 2), что может привести к режиму полу-

жидкостного трения (нерасчетный случай) и отрицательно отразится на работе подшипника повышением температуры и снижением его несущей способности.

Поскольку ПОУ установлен со стороны подачи све-

**Таблица 2. Расчетные характеристики штатного подшипника\***

Конструкция подшипника	ПО	ПОУ
Давление масла на входе в подшипник, кг/см <sup>2</sup>	1,5	
Диаметральный зазор в колодках, мм	0,18	0,25
Температура масла на сливе, °C	58	57,5
Максимальная температура колодки, °C	88,5	88,3
Минимальная толщина смазочного слоя, мкм	24	18
Суммарные потери мощности на трение, кВт	17,1	16,6
Несущая способность, кг	2120	1600
Расход масла, л/мин	33,7	

\*расчётные характеристики определяются при условии жидкостного трения

**Таблица 3. Характеристики штатного подшипника при работе на повышенных температурах (для минимального зазора 0,18 мм)**

Температура нагруженной колодки, °C	Несущая способность штатного подшипника, кг	Минимальная толщина смазочного несущего слоя, мкм
88,5	2120	24
102	1580	18
111	1070	12

жего пара, происходит дополнительный нагрев масла подшипника тепловым потоком от вала турбины. Это влечет за собой уменьшение динамической вязкости масла и, как следствие, уменьшение толщины смазочного слоя и несущей способности опорного узла (см. табл. 3). В табл. 3 приведены характеристики подшипника при работе на повышенных температурах для минимального зазора 0,18 мм. При максимальном зазоре 0,25 мм тенденция снижения толщины масляного слоя при возрастании температуры нагруженной колодки сохраняется.

Опорный подшипник, установленный с противоположной стороны турбины, не подвержен влиянию высоких температур.

На основании вышеизложенного, следует отметить, что существующая штатная система подвода смазки не обеспечивает должным образом охлаждения масла в районе нагруженной колодки подшипника, в связи с чем, возникает острая необходимость в ее совершенствовании.

#### **Результаты исследования**

#### **Варианты совершенствования конструкций ПС для эффективного подвода и отвода масла**

Вследствие проведенных фирмой ZOLLERN исследований установлено, что система подвода масла к колодкам штатного подшипника не достигает желаемых результатов и для расширения диапазона его эксплуатации, целесообразно изменить ее конструкцию. Специалистами фирмы ZOLLERN предложены несколько вариантов конструкций, позволяющих избежать попадания большей части горячего масла, выходящего из - под одной колодки, на следующую колодку, а новое масло, подводимое к колодке, в меньшей степени смешивается с горячим маслом [14].

На рис. 3 представлены устройства, используемые специалистами фирмы ZOLLERN для исследований и выбора наиболее эффективного способа охлаждения и замены горячего несущего слоя, выходящего из колодки. Исследуемые конструкции способствуют оптимизации смешивания смазочного масла между соседними колодками. Так называемый коэффициент «сокращения количества теплого масла» может быть использован для описания эффективности подачи масла.

Проведенными исследованиями установлено, что коэффициент сокращения количества теплого масла может возрастать в выше указанных вариантах конструкции. Значительное снижение максимальной температуры происходит тогда, когда коэффициент сокращения количества теплого масла повышается от 30 до 90 %. Рассчитанная программой ZOLLERN GL разница температуры (условия эксплуатации:

$n = 19098$  об/мин;  $F = 17280\text{Н}$ ,  $So = 0,142$ ) при увеличении коэффициента сокращения количества теплого масла с 30 % до 90 % составляет  $\approx 10^\circ\text{C}$ .

Несколько иное решение вышеизложенной проблемы было предложено фирмой «ТРИЗ». Так еще в 1990г., при вводе в эксплуатацию компрессора УКСП-16/500 для сайклант-процесса, на компрессорной станции «Тимофеевка» (Полтавская обл., Украина) из-за высокого уровня аэродинамического возбуждения возникла проблема большого уровня вибрации ротора корпуса высокого давления.

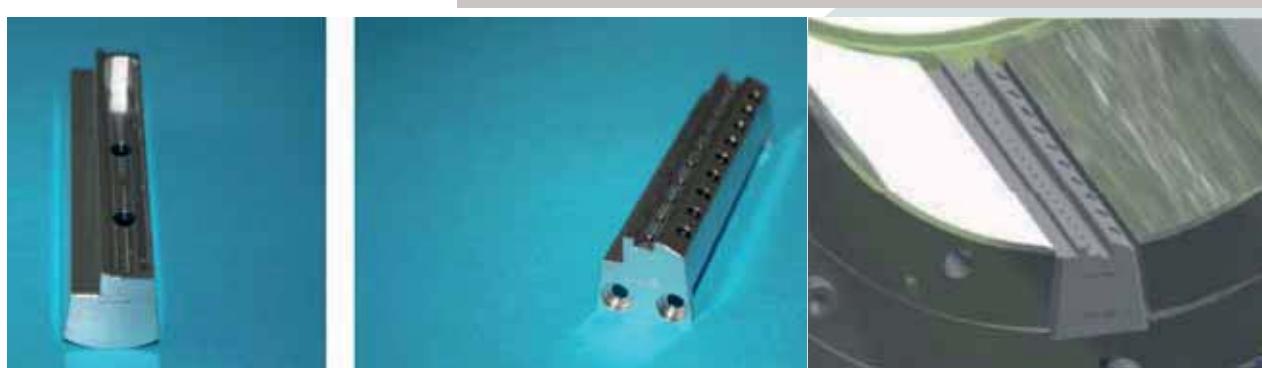
Для подавления вибрации демпфированием традиционные пяти колодочные подшипники были заменены на трех колодочные с опорами на самогенерируемый масляный слой. При демпфировании энергия аэrodinamического возбуждения ротора, еще не вышедшего на рабочие обороты, привела к росту температуры колодок до блокировочной (табл. 4), что вызвало острую необходимость снижения температуры несущей гидродинамической пленки.

Специалисты фирмы «ТРИЗ» решили возникшую проблему путем увеличения зазора на предполагаемую величину всплытия колодок на самогенерируемом демпфирующем слое масла, а также путем применения высокоэффективного теплосъема (рис.4,а). Для этого распределительная канавка у входной кромки колодки выполнена со щелевым каналом, направленным от канавки к торцу подушки против направления вращения вала, а у выходной кромки выполнен паз, в котором установлен маслосъемный скребок для эффективного снятия с вала горячей смазки и, тем самым, снижения температуры колодок. Скребок выполнен из износостойкого, противозадирного и электропроводного материала. Его форма обеспечивает перемещение вокруг своей продольной оси для компенсации износа при съеме горячего масла. Этот способ, используемый в различных модификациях, и на сегодняшний день оказался наиболее эффективным для снижения температуры и повышения несущей способности опорных и упорных ПС.

Таким образом, для снижения температуры штатного подшипника было согласовано и принято решение

**Таблица 4. Характеристики подшипника до и после доработки**

Тип подшипника	Температура подшипника	Диаметральный зазор, мм	Частота вращения, об/мин	Температура масла в коллекторе
Трех колодочный без доработки	100 <sup>0</sup> C	0,13...0,14	9000	35 <sup>0</sup> C
Трехколодочный с доработкой	69 <sup>0</sup> C	0,16...0,17	10000	



**Рис. 3. Состояние опорной части ПОУ при ревизии:** а – нижняя часть; б – верхняя часть; в – наиболее нагруженная колодка.

принципиально изменить его систему тепломассообмена.

**Техническое решение ТРИЗ® для штатного подшипника.** Для снижения температуры на штатном подшипнике фирмой «ТРИЗ» было рекомендовано использование индивидуального подвода и отвода смазки путем установки маслосъемных скребков (рис. 4, б, в, г), которые способствуют эффективному отводу горячего несущего слоя, выходящего из-под предыдущей колодки на слив и заменой его направленной подачей нового (холодного) масла через скребок в несущий слой.

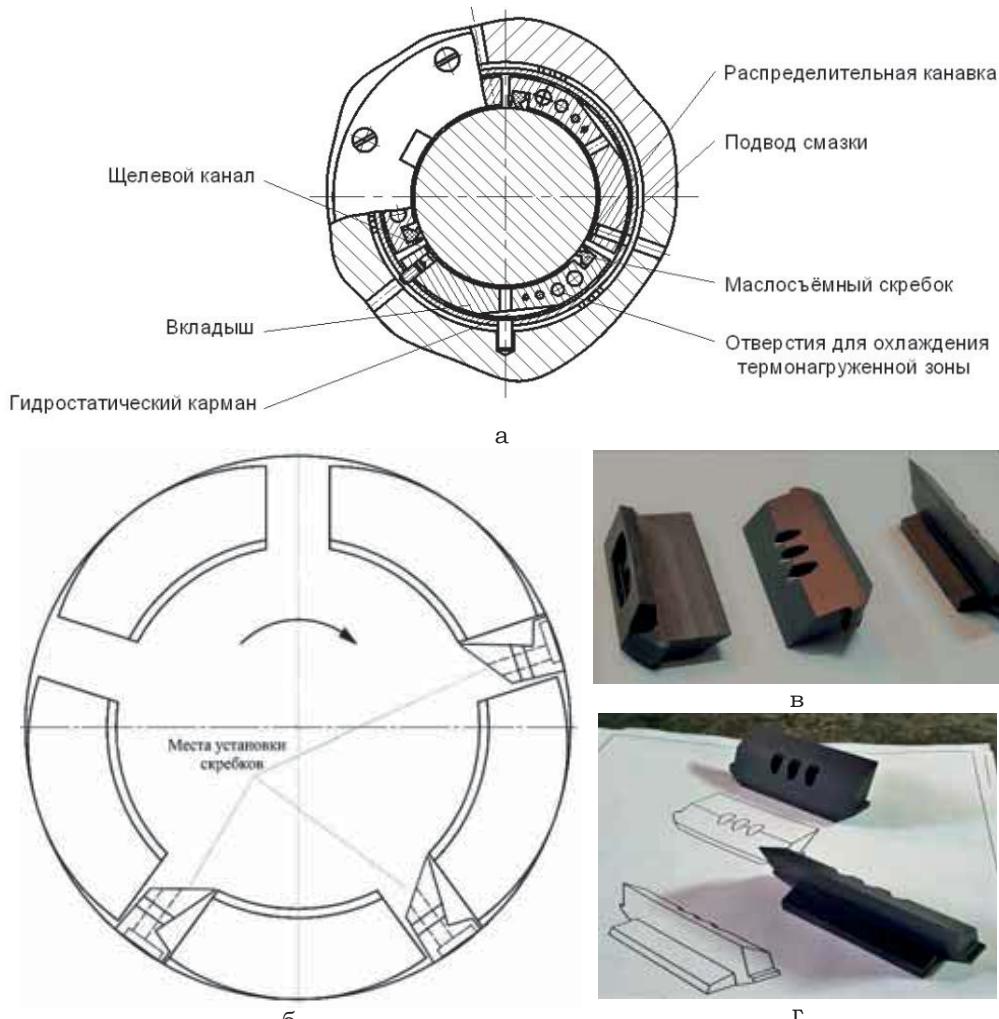
Во время планового останова штатная конструкция подвода масла с интенсификацией теплообмена типа Е1 (рис.3) была заменена на разработанные фирмой «ТРИЗ» маслосъемные скребки с подводом масла. Замеры температуры в нагруженных колодках в процессе эксплуатации (табл. 1) показали, что фактическая максимальная температура на нагруженных колодках снизилась с 111 °С до 99 °С. Температура на последующей колодке уменьшилась с 77 °С до 60 °С. При этом давление подачи масла понизилось до 0,17 МПа.

Существенное понижение температуры на последующей колодке, и уменьшение давления свидетельствуют об эффективности применения маслосъемных скребков. Таким образом, проведенные специалистами фирмы «ТРИЗ» работы по совершенствованию штатного ПС позволили увеличить его несущую способность и стабилизировать работу турбины.

**Увеличение надежности опорного узла.** Применение маслосъемных скребков позволило уменьшить температуру нагруженной опорной колодки, но не решить проблему, повышения температуры в колодке и связанную с просадкой ротора во время работы турбины. Просадка вала происходит вследствие смятия опорной поверхности колодки, опирающейся на корпус подшипника и представляющей собой линейный контакт на ее спинке. Для устранения этих проблем фирмой «ТРИЗ» было рекомендовано заменить штатные опорные подшипники с механическим опиранием на демпферные с тремя колодками ТРИЗ® (рис. 5, а).

Для определения технических характеристик работы подшипника специалистами ТРИЗ® выполнен расчёт опорной части подшипника, расчетные характеристики которого представлены в табл. 5.

Как видно из результатов расчета, несущая способность опорных подшипников конструкции фирмы «ТРИЗ» выше штатных с пятью колодками (см. табл. 2). Это объясняется большей площадью их опорной поверхности. Так у ПО фирмы «ТРИЗ» колодки заполняют 90% окружного пространства, тогда как в



**Рис. 4. Совершенствование штатной конструкции ПС для эффективного подвода и отвода масла:** а - схема подшипника компрессора высокого давления установки УКСП-16/500 для сайдлинг-процесса с маслосъемными скребками; б - установка маслосъемных скребков ТРИЗ® в штатный подшипник; в, г - маслосъемные скребки ТРИЗ® для штатного подшипника.

подшипнике с пятью колодками заполнение достигает только 75%. Кроме того, до 20% повышения несущей способности, обеспечивается за счет установки скребков, снимающих слой горячего масла с поверхности опорной части вала и организовывающих индивидуальный подвод и отвод смазки [15].

Следует отметить, что выполнение скребков из токопроводящего материала предохраняет несущие поверхности колодки от электроэрозионного разрушения. Немаловажным является и то, что применение рекомендованного подшипника позволяет уменьшить на 22% потери мощности на трение и на 13% максимальную температуру.

Значительным достоинством демпферных подшипников фирмы «ТРИЗ» является то, что их колодки

**Таблица 5. Расчетные характеристики подшипника с тремя колодками ТРИЗ®.**

Давление масла на входе в подшипник, кг/см <sup>2</sup>	1,5	
Диаметральный зазор в колодках, мм	0,18	0,25
Температура масла на сливе, °С	53,0	52,0
Минимальная толщина смазочного слоя, мкм	53,3	58,5
Суммарные потери мощности на трение, кВт	13,3	12,3
Максимальная температура колодки, °С	77,0	73,1
Несущая способность, кг	3634,04	3084,3

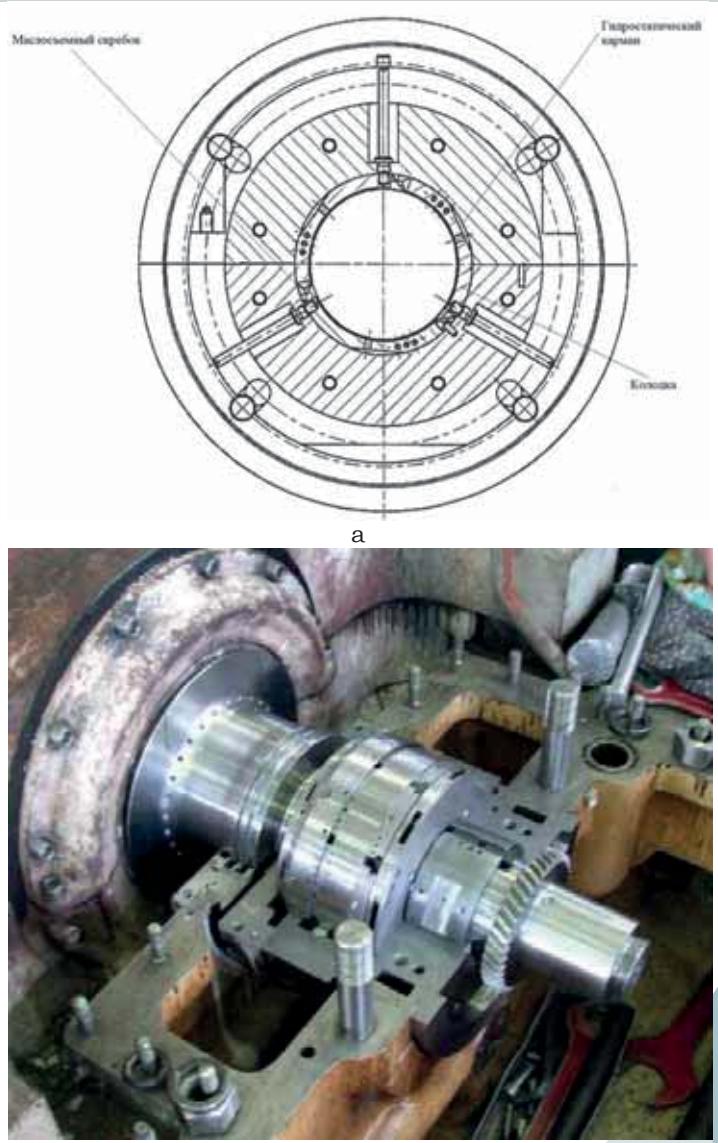
имеют возможность самоустанавливаться, как в радиальном, так и в поперечном направлении, что обеспечивает гарантированное отсутствие их механического контакта, низкие потери мощности, длительный ресурс работы узла без замены колодок. С 2002 года подшипники ПД-120 фирмы «ТРИЗ» установлены на 29 турбинах 103JT взамен штатных опорных подшипников (рис. 5, б).

#### **Выводы:**

- Несущая способность штатного опорного подшипника ПОУ турбины 103JT на высокотемпературном конце ротора не соответствует условиям его работы.
- Установка в межремонтный период маслосъемных скребков является быстрым и эффективным техническим решением по снижению температуры в нагруженной колодке штатного подшипника с пятью колодками, но является недостаточным для устранения проблемы просадки вала в штатных подшипниках.
- Замена штатных подшипников на демпферные фирмы ТРИЗ® позволит: повысить их несущую способность; на 22% снизить потери мощности на трение; на 13% уменьшить максимальную температуру; защитить поверхности колодок от электроэрозионного разрушения; успешно решить проблему просадки ротора; увеличить ресурс работы узла без замены колодок; обеспечить надежную работу турбины агрегата.

#### **Перечень ссылок:**

1. Tarel'nik, V.B., Paustovskii, A.V., Tkachenko, Y.G. et al. Surf. Engin. Appl.Electrochem. (2017) 53: 285. <https://doi.org/10.3103/S1068375517030140>
2. V. Martsinkovsky et al., Procedia Engineering (2012) 39: 148. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2012.07.019>
3. Tarel'nik, V.B., Martsinkovskii, V.S. & Yurko, V.I. Chem. Petrol Eng (2015) 51: 328. <https://doi.org/10.1007/s10556-015-0047-7>
4. Tarel'nik, V.B., Martsinkovskii, V.S. & Zhukov, A.N. Chem. Petrol Eng (2017) 53:385. <https://doi.org/10.1007/s10556-017-0351-5>
5. Zahorulko, A. Theoretical and experimental investigations of face buffer impulse seals with discrete supplying (2015) EasternEuropean Journal of Enterprise Technologies, 4 (7), pp. 45-52. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2015.48298>
6. Bondarenko G., Vanyeyev S., Baga V., Rodymchenko T., Bashlak I. (2019) Increase of Efficiency of Turbine Setting Based on Study of Internal Flows. In: Ivanov V. et al. (eds) Advances in Design, Simulation and Manufacturing. DSMIE 2018. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. [https://doi.org/10.1007/978-3-319-93587-4\\_25](https://doi.org/10.1007/978-3-319-93587-4_25)
7. Pavlenko I., Simonovskiy V., Ivanov V., Zajac J., Pitel J. (2019) Application of Artificial Neural Network for Identification of Bearing Stiffness Characteristics in Rotor Dynamics Analysis. In: Ivanov V. et al. (eds) Advances in Design, Simulation and Manufacturing. DSMIE 2018. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. [https://doi.org/10.1007/978-3-319-93587-4\\_34](https://doi.org/10.1007/978-3-319-93587-4_34)
8. Tarelnyk V., Konoplianchenko I., Martsynkovskyy V., Zhukov A., Kurp P. (2019) Comparative Tribological Tests for Face Impulse Seals Sliding Surfaces Formed by Various Methods. In: Ivanov V. et al. (eds) Advances in Design, Simulation and Manufacturing. DSMIE 2018. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham.
9. V. Martsinkovsky et al., Procedia Engineering (2012) 39: 157. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2012.07.020>
10. V. Martsinkovsky et al., Procedia Engineering (2012) 39: 148. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2012.07.019>



**Рис. 5. Демпферные подшипники фирмы ТРИЗ®:**  
а - ПО с тремя колодками, б - монтаж ПОУ

11. Tarel'nik, V.B., Paustovskii, A.V., Tkachenko, Y.G. et al. Surf. Engin. Appl.Electrochem. (2018) 54: 147. <https://doi.org/10.3103/S106837551802014X>
12. V. Tarelnyk et al., "New Method of Friction Assemblies Reliability and Endurance Improvement", Applied Mechanics and Materials, Vol. 630, pp. 388-396, 2014. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.630.388>
13. V. Tarelnyk et al., "New Method of Friction Assemblies Reliability and Endurance Improvement", Applied Mechanics and Materials, Vol. 630, pp. 388-396, 2014 <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.630.388>
14. Reduction of hot oil carry over in high speed running turbo application bearings Koch T and Laabid A //Book of Abstracts 12 th EDF/Pprime Workshop: Futuroscope, September 17 & 18, 2013 "Solutions for performance improvement and friction reduction of journal and thrust bearings". C.6.
15. Марцинковский В.С., Юрко В.И. Расчетная оценка влияния маслосъемных скребков и уплотнительных поясков на характеристики опорных подшипников с самоустанавливающимися колодками // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2008. - № 1(11). С.55-60.

# Современная беларусская компрессорная техника

• стационарная и передвижная,  
• винтовая и поршневая,  
• производительностью до 12 м<sup>3</sup>/мин,  
• давлением до 1 МПа.

• производство • наладка • сервис •



иностранные частное производственно-торговое унитарное предприятие

**ГОМЕЛЬКОМПРЕССОРМАШ**

246050, Республика Беларусь, г. Гомель, ул. Подгорная, 10  
тел.: +375 /232/ 77 00 63, 77 00 65 факс: +375 /232/ 71 39 76, 77 00 64  
e-mail: GCM@tut.by [www.gomelcompressor.by](http://www.gomelcompressor.by)

Филиал ИЧПТУП "ГОМЕЛЬКОМПРЕССОРМАШ":

220000, Республика Беларусь, г. Минск, пер. Промышленный, 11  
тел./факс: +375 /017/ 345 84 50