

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"

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ КОРПУСА НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ (463B5/5) КОМПРЕССОРА СИНТЕЗ-ГАЗА ПОЗ. 103J

**Краевский В.Н.¹, Рыбальченко О.П.², Марцинковский В.С.³,
Кухарев И.Е.⁴, Юрко В.И.⁵**

АННОТАЦИЯ

Рассматриваются причины динамической неустойчивости корпуса низкого давления модернизированного компрессора синтез – газа поз. 103J. Приводятся мероприятия, позволяющие повысить надежности его работы, а также дается краткое описание каждого из них.

Ключевые слова: компрессор синтез-газа поз.103J, повышение динамической устойчивости, демпферные подшипники, антициркуляционные лабиринтные уплотнения, масляные уплотнения

ВВЕДЕНИЕ

Модернизации компрессора синтез – газа, проведенные фирмой «Дрессер - Кларк», были выполнены на ряде предприятий химической

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

² Рыбальченко Олег Пеирович, гл. механик, ОАО «Гродно Азот» пр. Космонавтов, 100, 230013, г. Гродно, Беларусь.

³ Марцинковский Василий Сигизмундович, к.т.н, директор ООО «ТРИЗ», ул. Машиностроителей, 1, 40020, г.Сумы, Украина.

⁴ Кухарев Игорь Евгеньевич, руководитель проекта, ООО «ТРИЗ», ул. Машиностроителей, 1, 40020, г. Сумы, Украина.

⁵ Юрко Владимир Иванович, зав. бюро расчетов и программирования, ООО «ТРИЗ», ул. Машиностроителей, 1, 40020, г. Сумы, Украина.

отрасли с целью увеличения производительности с 1360 до 1700 т/сутки. В ходе модернизации выполнялась замена ротора и внутреннего корпуса среднего и высокого давления. Корпус низкого давления модернизации не подвергался. Эксплуатация модернизированных компрессорных агрегатов на различных предприятиях показала, что корпус низкого давления работает за пределами устойчивой зоны (запаса демпфирующих сил недостаточно для подавления возбуждающих сил) и характеризуется высокими уровнями вибрации. Величина абсолютной вибрации достигает 12 мм/с. Виброобследование корпуса показывает наличие в спектре вибрации низкочастотной спектральной составляющей. Причиной повышенной вибрации является потеря устойчивости вращения ротора. Потеря устойчивости происходит в машинах, рабочая скорость вращения ротора которых равна или превышает удвоенную первую критическую скорость и является следствием действия на ротор аэродинамических сил возросших в связи с увеличением производительности и циркуляционных сил в лабиринтных уплотнениях. Она сопровождается автоколебаниями ротора на частоте близкой к первой критической, т. е. на рабочем технологическом режиме ротор работает в неустойчивой зоне эксплуатации. Работа корпуса низкого давления в таком режиме приводит к разрушению штатных подшипников, плавающих уплотнений, износу лабиринтных уплотнений проточной части, что приводит к увеличению перетоков газа по ступеням и снижению эффективности сжатия корпуса.

1. ПРИЧИНЫ ДИНАМИЧЕСКОЙ НЕУСТОЙЧИВОСТИ

Выполнив анализ неудовлетворительной работы корпуса низкого давления, проанализировав характер разрушений узлов, деталей и спектры вибраций, определены следующие причины:

1. Имеющегося штатного запаса демпфирующих сил, $\Sigma F_d / \Sigma F_v = 34400/26000 = 1,32$ не достаточно для работы на режиме остановки по блокировке и на режимах как повышенной (потери мощности: $N_{кнд} = 3,41 \text{ МВт}$) так и пониженной производительности.

2. Разрушения вызваны резонансными автоколебаниями, возникшими из-за совпадения собственной частоты колебательной системы равной - 1й критической частоте ротора с частотой возмущающих аэродинамических сил. Возмущающими силами являются: низкочастотные аэродинамические силы, возникшие в связи с работой компрессора на повышенной производительности из-за рассогласования проточной части корпуса КНД, которые усиливаются аэродинамическими циркуляционными силами в межсекционном и покрывных лабиринтных уплотнениях рабочих колес, а

также аэродинамические силы, возникающие из-за несовпадения каналов рабочих колес и каналов кольцевых диффузоров.

3. Потеря устойчивости и автоколебания ротора на частоте, близкой к первой критической, под действием аэродинамических циркуляционных сил так как выполняется условие $n_p > 2n_{1кр.}$, где n_p - рабочая частота вращения ротора.

2. УСТРАНЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ НЕУСТОЙЧИВОСТИ КНД

Для устранения причин неустойчивой работы КНД необходимо:

1. Снизить возбуждающие аэродинамические силы из-за рассогласования характеристик КНД и требуемого технологического режима.
2. Снизить возбуждающие аэродинамические силы из-за смещения каналов рабочих колес и каналов кольцевых диффузоров.
3. Устранить циркуляционные силы.
4. Увеличить демпфирующие силы.
5. Увеличить жесткость опорных и уплотнительных узлов.
6. Увеличить жесткость ротора.

Для устранения причин неудовлетворительной работы корпуса низкого давления необходимо согласовать работу внутреннего корпуса с работой ротора. Для этого необходимо выполнить газодинамический расчет корпуса с последующей заменой ротора и внутреннего корпуса. Новая проточная часть должна быть выполнена с учетом повышенного расхода газа с применением экономичной газодинамики и отстройке критической частоты в сторону ее увеличения. Такой способ является достаточно эффективным, но требует больших временных и материальных затрат.

Основываясь на собственном опыте модернизации компрессорных агрегатов, ООО «ТРИЗ» предлагает менее затратный, но не менее эффективный проект реконструкции корпуса низкого давления. Реализация проекта позволит увеличить жесткость ротора с увеличением первой критической частоты на 12...14% , что обеспечит надежную работу КНД на всех технологических режимах в течение двухгодичного периода эксплуатации.

Проект ООО «ТРИЗ» включает в себя реализацию следующие технические решений:

1. Уменьшение межопорного расстояния суммарно на 146 мм за счет смещения опорных подшипников к середине корпуса. Согласно расчету, это позволит увеличить жесткость ротора и повысить первую и вторую собственные частоты ротора на 12-12,5% (рис. 1 и рис.2).
2. Выполнение опорных подшипников неразъемными - в виде цельных корпусных деталей. Такая конструкция увеличит жесткость опор за счет

устранения лишних соединений и сборочных зазоров (рис. 1 и рис.2).

3. Изменение конструкции опорно-упорного узла (рис.2). В предлагаемой конструкции установка упорного диска осуществляется по конусной гидропрессовой посадке, что позволяет избежать задиров и фреттинг - коррозии на поверхности ротора, имеющей место в прежней конструкции узла. Для снижения потерь на трение наружный диаметр упорного диска уменьшен на 30 мм. Два круга циркуляции обеспечивают повышение несущей способности при одновременном снижении расхода смазки.

4. Согласование расположения каналов рабочих колес с расположением каналов кольцевых диффузоров.

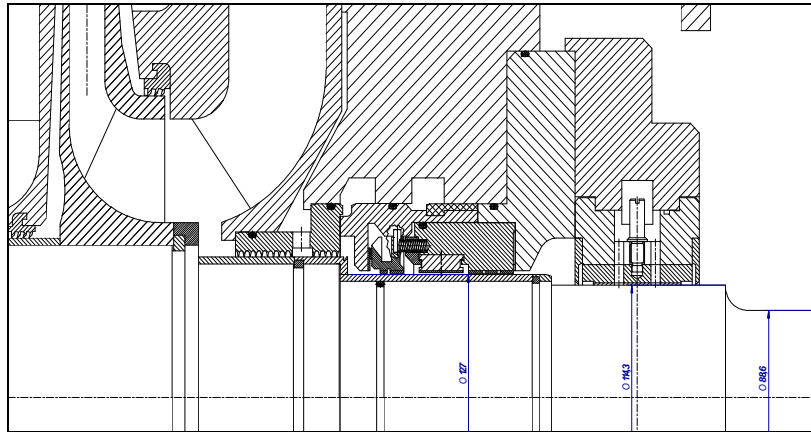
5. Установка масляных уплотнений **ТРИЗ®** с шестью демпферными колодками, дополнительным демпфером и упругим кольцом жесткости (рис. 3).

Демпферные колодки, установленные в наружном плавающем кольце обеспечивают не только его надежное центрирование, но и эффективно демпфируют колебания ротора. Наличие маслозаполненной полости демпфирования с подачей масла от трех колодок позволяет в процессе гашения вибрации ротора три масляные пленки с обратной связью первая – между валом и колодкой, вторая – между колодкой и наружным плавающим кольцом и третья – масляная пленка полости демпфирования наружного плавающего кольца. Принцип действия **упругого кольца** основан на том, что оно поочередно контактирует своей внутренней и наружной поверхностью с выступами, расположенными соответственно на плавающем кольце и на корпусе уплотнения. Сечение упругого кольца, а также размеры и количество выступов подобраны таким образом, что при действии нагрузки на плавающее кольцо уплотнения, превышающей силу его прижатия к корпусу, упругое кольцо прогибается в пределах зазора между плавающим кольцом и корпусом уплотнения. При этом со стороны упругого кольца возникает сила реакции, действующая на плавающее кольцо и направленная в сторону, противоположную его смещению. Тем самым создается дополнительная жесткость узла уплотнения.

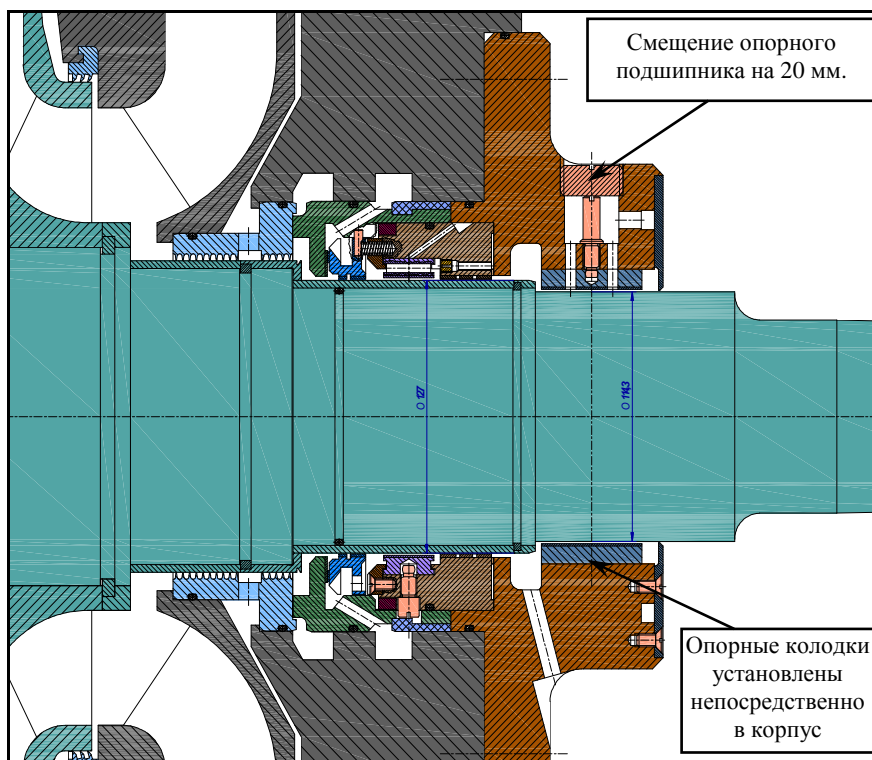
6. Установка лабиринтно-лунковых уплотнений рабочих колес. Наличие лунок позволяет снизить влияние на ротор циркуляционных сил, вызывающих аэродинамическое возбуждение.

7. Монтаж межсекционного лабиринтно - лункового уплотнения с отверстиями, выполненными из области высокого давления под углом к оси против направления вращения ротора. Цель отверстий – подвод газа с закруткой обратной основному потоку для устранения автоколебаний газодинамической природы (рис. 4).

Некоторые технические решения были реализованы в период плановых и аварийных остановок компрессора. Их поэтапная реализация позволила отстроить рабочую частоту ротора от удвоенной критической и снизить уровни вибрации до приемлемых значений.

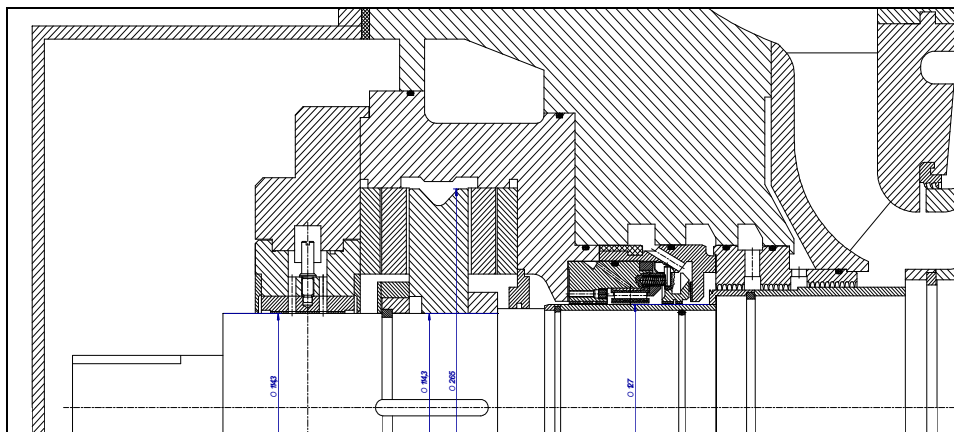


а) существующая конструкция

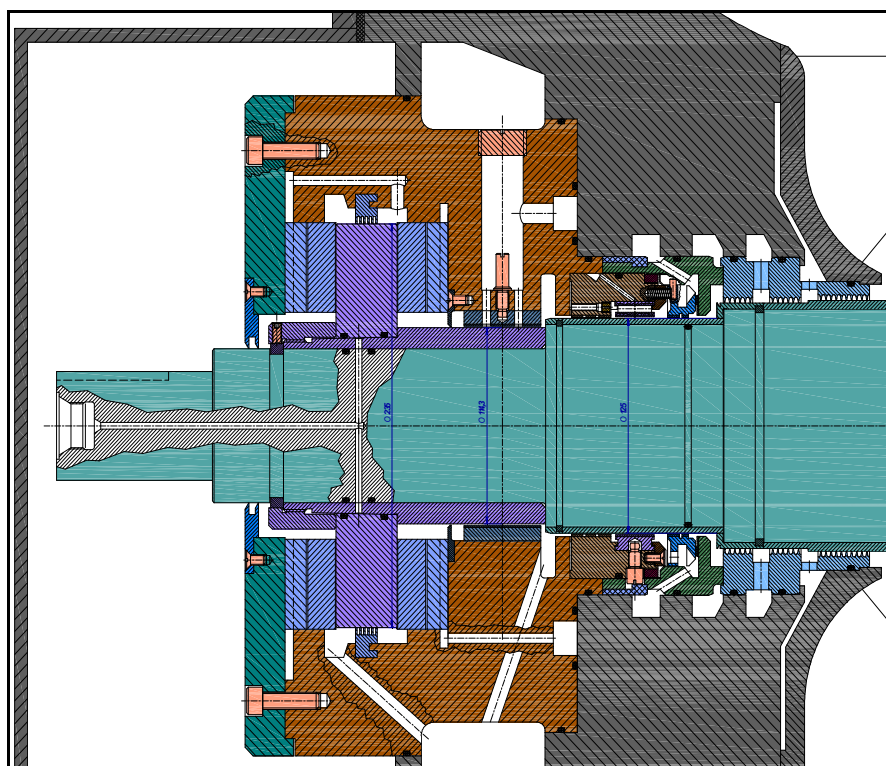


б) предлагаемая конструкция **ТРИЗ®**

Рисунок 1 - Изменение конструкции опорного узла на стороне муфты



а) существующая конструкция;



б) предлагаемая конструкция ТРИЗ®

Рисунок 2 - Изменение конструкции опорно-упорного узла

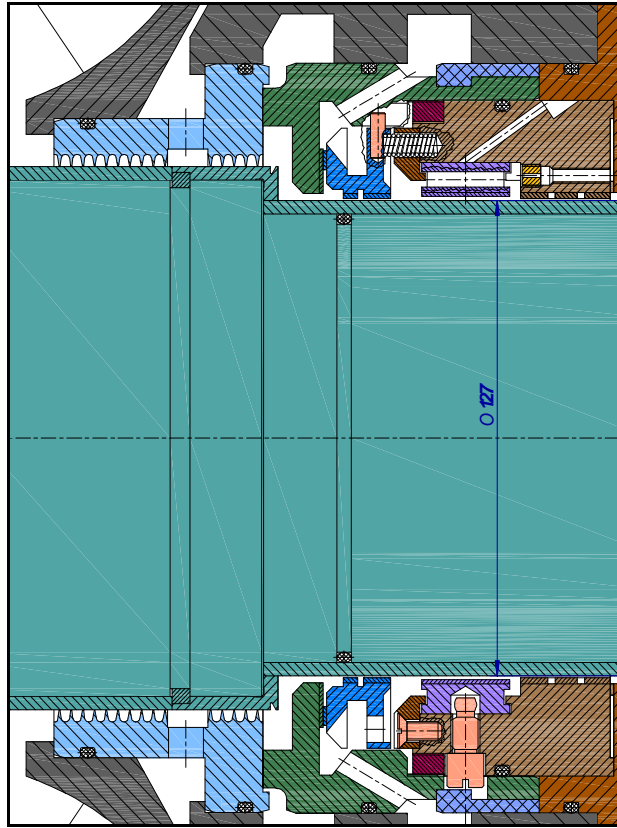


Рисунок 3 - Масляное уплотнение ТРИЗ®

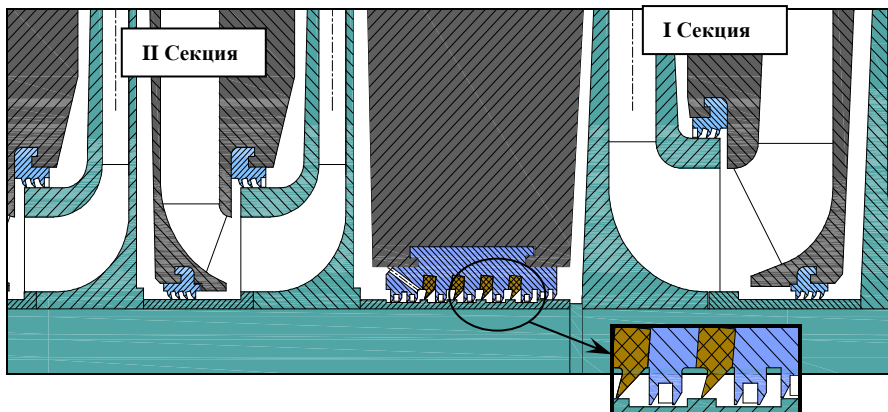


Рисунок 4 - Межсекционное лабиринтное уплотнение ТРИЗ® с отверстиями для подвода потока обратной закрутки

Оценить влияние узлов ТРИЗ® на значение первой критической частоты можно по таблицам 1 и 2. В таблице 1 показан случай потери устойчивости наружного плавающего кольца уплотнения. В случае штатных узлов, большая часть нагрузки от ротора воспринимается опорными подшипниками – наружное плавающее кольцо перемещается вместе с ротором. В уплотнениях ТРИЗ®, часть нагрузки воспринимается элементом уплотнения – упругим кольцом, поэтому расчетное значение первой критической частоты оказывается выше.

Таблица 1

№	Техническое решение	Первая критическая частота, об/мин
1.	Подшипники и масляные уплотнения конструкции фирмы «Дрессер – Ренд»	4 250 (согласно паспорту на агрегат) 4 338 (расчетная величина)
2.	Подшипники и масляные уплотнения конструкции фирмы «Дрессер – Ренд». Рассматриваемый случай: потеря несущей способности наружного плавающего кольца, т. е. его смещение.	3 779 (расчетная величина)
3.	Демпферные подшипники ТРИЗ®, демпферные масляные уплотнения ТРИЗ® с шестью колодками, дополнительным масляным демпфером и упругим кольцом. Рассматриваемый случай: потеря несущей способности наружного плавающего кольца, т. е. его смещение.	4 123 (расчетная величина)
4.	Демпферные подшипники ТРИЗ®, демпферные масляные уплотнения ТРИЗ® с шестью колодками, дополнительным масляным демпфером и упругим кольцом. Межопорное расстояние уменьшено на 146 мм	4 770 (расчетная величина)

В таблице 2 можно проследить влияние на первую критическую частоту узлов ТРИЗ® различного исполнения.

Таблица 2

№	Техническое решение	Первая критическая частота, об/мин
1.	Демпферные подшипники ТРИЗ® , демпферные масляные уплотнения ТРИЗ® с шестью колодками	4 654 (расчетная) 5 820 (фактически)
2.	Демпферные подшипники ТРИЗ® , демпферные масляные уплотнения ТРИЗ® с шестью колодками, дополнительным масляным демпфером и упругим кольцом	4 712...4 743 (расчетная величина в зависимости от нагрузки) 5 894...5933*
3.	Демпферные подшипники ТРИЗ® , демпферные масляные уплотнения ТРИЗ® с шестью колодками, дополнительным масляным демпфером и упругим кольцом. Межопорное расстояние уменьшено на 146 мм	4 770 (расчетная величина) 5 967*

* Значение получено путем интерполяции данных.

PROVIDING DYNAMIC STABILITY FOR CASE OF POS. 103J LOW PRESSURE (463 B 5/5) SYNTHESIS-GAS COMPRESSOR

**Vladimir Krayevsky,
the Odesskij Priportovy Zavod**

**Oleg Rybalchenko,
JSC "Grodno Azot"**

**Vasily Martsinkovsky, Igor Kuharev, Vladimir Yurko,
TRIZ Ltd**

SUMMARY

There considered the reasons of low pressure case dynamic instability for modernized pos. 103J synthesis – gas compressor. There described activities to provide for improvement of its operation reliability, and also there given brief descriptions for each of them.

Keywords: synthesis-gas compressor of pos.103J, improving dynamic stability, damping bearings, anti-circulating labyrinth seals, oil seals.