

**На правах рукописи**

**ОВЧИННИКОВ Александр Юрьевич**

**РАЗРАБОТКА СТРАТЕГИИ ВЫБОРА  
РЕМОНТНО-ВОССТАНОВИТЕЛЬНЫХ ВОЗДЕЙСТВИЙ ДЛЯ  
ОБЕСПЕЧЕНИЯ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ  
ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ  
(на примере семейства турбокомпрессоров ТКР-6)**

**Специальность 05.20.03 – Технологии и средства технического  
обслуживания в сельском хозяйстве**

**А В Т О Р Е Ф Е Р А Т**  
**диссертации на соискание ученой степени**  
**кандидата технических наук**

**Саранск 2015**

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего профессионального образования Национальный исследовательский «Мордовский государственный университет имени Н. П. Огарева»

**Научный руководитель:**

доктор технических наук, профессор  
**Сенин Петр Васильевич**

**Официальные оппоненты :**

**Сайфуллин Ринат Назирович;**  
доктор технических наук, доцент;  
ФГБОУ ВПО «Башкирский ГАУ»;  
заведующий кафедрой технологии  
металлов и ремонта машин.

**Иванов Валерий Игоревич;**  
кандидат технических наук;  
ФГБНУ ГОСНИТИ;  
заведующий лабораторией №11 «Ремонт  
деталей и узлов электроискровыми  
методами».

**Ведущая организация:**

ФГБОУ ВПО «Ульяновская ГСХА им.  
П.А. Столыпина»

Защита состоится 29 октября 2015 г. в 10 часов на заседании диссертационного совета Д 212.117.06 при ФГБОУ ВПО «Мордовский государственный университет имени Н.П. Огарева» по адресу: 430904, г. Саранск, п. Ялга, ул. Российская, д. 5.

С диссертацией можно ознакомиться в Научной библиотеке им. М. М. Бахтина ФГБОУ ВПО «Мордовский государственный университет им. Н.П. Огарева» и на сайте [http://www.mrsu.ru/ru/diss/diss.php?ELEMENT\\_ID=36234](http://www.mrsu.ru/ru/diss/diss.php?ELEMENT_ID=36234)

Автореферат разослан «\_\_\_» сентября 2015 г. и размещен на официальном сайте Минобрнауки РФ <http://vak2.ed.gov.ru> и ФГБОУ ВПО «Мордовский государственный университет им. Н. П. Огарева» [www.mrsu.ru](http://www.mrsu.ru) «\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2015 г.

Ученый секретарь  
диссертационного совета

С. А. Величко

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

### **Актуальность исследования**

К современным поршневым двигателям внутреннего сгорания (ДВС) предъявляются высокие требования по мощности экономичности и экологичности. Для их соблюдения применяется форсирование методом газотурбинного наддува, которое за последнее время получило широкое распространение и развитие. Двигатели с системой газотурбинного наддува устанавливаются на большинство видов техники сельскохозяйственного назначения (тракторы, комбайны, самоходная техника).

Одним из наиболее распространенных двигателей является силовые установки семейства Д-245 производства ОАО «Минский моторный завод», с установленными турбокомпрессорами семейства ТКР – 6, используемые на тракторах МТЗ 1221,1025, автомобилях ГАЗ, МАЗ, погрузчиках Амкадор.

Несмотря на развитие, долговечность систем наддува остается низкой. Наименее надёжным из узлов является турбокомпрессор, который в процессе эксплуатации подвергается износу. Отказы турбокомпрессоров происходят в результате износа поверхностей вала ротора, подшипника, среднего корпуса, диска уплотнения компрессора, маслоотражателя, уплотнительных колец.

Выход из строя данного агрегата влечет за собой нарушение нормальной работы двигателя внутреннего сгорания и как следствие, простой техники на ремонтных базах, а также снижение экономической эффективности работы.

По причине того, что стоимость нового турбокомпрессора в зависимости от моделей и производителя варьируется от 8 до 150 тыс. руб., на данный момент существуют различные методы ремонта. Однако применение одних предусматривает большую трудоемкость при низких затратах на запасные части, что не всегда целесообразно, применение других же - низкую трудоемкость ремонта, при высокой стоимости запасных частей, составляющей до 70% от стоимости нового турбокомпрессора, что в свою очередь, экономически невыгодно. Кроме этого, применение одного метода не всегда позволяет восстанавливать 100% деталей турбокомпрессора. В связи с этим выбор стратегии ремонтно-восстановительных воздействий (РВВ) является актуальной задачей.

**Степень разработанности темы** Анализ и систематизация ряда работ таких исследователей, как Бурумкулов Ф.Х., Лялякин В.П., Ольховацкий А.К., Сенин П.В., Черноиванов В.И. и др., посвященных проблемам ремонта и восстановления сельскохозяйственной техники, а также Байкова Б.П., Власкина В.В., Гаффарова А.Г., Лямцева Б.Ф., Михалина П.А., Малаховецкого, А.Ф., Свечникова А.А., Ханина Н.С. и др., посвященных исследованию процессов ремонта и восстановления турбокомпрессоров ДВС, позволили определить научную проблему и направление дальнейших исследований.

**Цель исследования** - обеспечение минимальной трудоемкости и удельных затрат при ремонте ТКР, разработкой стратегии выбора ремонтно-восстановительных воздействий.

**Объект исследования** стратегия выбора ремонтно-восстановительных воздействий турбокомпрессора семейства ТКР-6, обеспечивающая техническое состояние и ресурс на уровне нового.

**Предмет исследования** ремонтно-восстановительные воздействия по восстановлению работоспособности турбокомпрессора.

**Научная проблема** заключается в снижении трудоемкости и удельных затрат на ремонт турбокомпрессора за счет применения различных способов РВВ, обеспечивающих ресурс на уровне нового.

**Научные положения и результаты, выносимые на защиту.**

Статистическая оценка параметров дефектов и износов рабочих поверхностей деталей и зазоров в соединениях турбокомпрессора семейства ТКР-6.

Результаты анализа точностных параметров подшипникового узла турбокомпрессора, на основе расчета размерных цепей.

Результаты математического моделирования напряженно-деформированного состояния и частот собственных колебаний вала ротора, а также контактных напряжений в подшипниковом узле.

Алгоритм выбора схем ремонтно-восстановительных воздействий (РВВ).

**Научная новизна диссертационного исследования.**

1. Распределения износов рабочих поверхностей деталей и зазоров в соединениях турбокомпрессора семейства ТКР-6.

2. Математические модели позволяющие выявить: напряженно-деформированные состояния при воздействии внешних сил, собственные частоты колебаний вала ротора, контактные напряжения, возникающие в подшипниковом узле.

3. Выявлены минимальные геометрические размеры рабочей поверхности вала ротора турбокомпрессора, удовлетворяющие условиям запаса прочности и частот собственных колебаний.

**Практическая значимость работы**

1. Разработана стратегия выбора ремонтно-восстановительных воздействий для деталей турбокомпрессора и определены условия их применения.

2. Выявлен критерий определения технического состояния турбокомпрессора.

3. Разработан принцип использования групповой технологии изготовления ремонтных деталей с использованием станков с числовым программным управлением.

**Методика исследований.** Теоретические исследования выполнены с использованием известных положений теоретической механики, сопротивления материалов, метода конечных элементов (МКЭ), математической статистики, теории двигателей внутреннего сгорания тракторов и автомобилей.

Экспериментальные исследования выполнены в соответствии с ГОСТ и РД, а также по частным методикам с использованием современного научно-исследовательского оборудования и средств измерений лаборатории

«Технологии и средства создания покрытий с заданными служебными свойствами ФГБОУ ВПО «МГУ им. Огарева».

Обработка результатов исследований проведена с использованием современных вычислительных аппаратных средств, систем инженерного анализа «SolidWorks Education», и пакетов прикладных программ «Statistica 6.0».

### **Реализация результатов исследования**

Разработанный технологический процесс ремонта турбокомпрессоров семейства ТКР-6 внедрен в малом инновационном предприятиях: ООО «Агросервис» (г. Саранск), ИП Беляев «Ремонтно-Производственный центр» (г. Самара).

**Личный вклад автора** состоит в обобщении теоретических и экспериментальных исследований проведенных как самостоятельно, так и в соавторстве, а также участии в постановке целей и задач исследования, проведении экспериментальных исследований, обработке и интерпретации полученных результатов, подготовке публикаций.

**Апробация результатов** Основные положения и результаты работы отражены в изданиях, из Перечня рекомендованного ВАК для публикации результатов диссертационных исследований на соискание ученой степени кандидата и доктора наук и материалах международных научно-технических конференций: «Энергоэффективные и ресурсосберегающие технологии и системы» (г. Саранск, ИМЭ, МГУ им. Н.П. Огарева 2012 - 2014 гг.), «Всероссийская научная конференция «Молодежь – развитию региона» (г. Саранск, МГУ им. Н.П. Огарева, 2014 г.) «Машиностроение: наука, техника, образование: X Всероссийская юбилейная научно-практическая конференция» (г. Рузаевка, МГУ им. Н.П. Огарева, 2014 г).

**Публикации.** По теме диссертации опубликовано 8 работ, из них 3 статьи в изданиях из Перечня рекомендованного ВАК для публикации результатов диссертационных исследований на соискание ученой степени кандидата и доктора наук. Общий объем, принадлежащий автору составляет 1,5 п.л.

**Структура и объем работы.** Диссертация состоит из введения, пяти глав, общих выводов, списка литературы и приложений. Работа изложена на 201 странице машинописного текста, включает 82 рисунка, 34 таблицы и приложения, список литературы содержит 135 наименований.

**Во введении** обоснована актуальность работы, поставлена цель, обозначен объект и предмет исследований, представлены научные положения и результаты, выносимые на защиту, научная новизна и практическая значимость работы.

**В первой главе** проведен анализ состояния вопроса и определены задачи исследования.

Турбокомпрессор является основным устройством системы наддува ДВС служащей для повышения мощности, экономичности и экологичности. Его основным ресурсопределяющим узлом является подшипниковый узел,

поэтому нарушение его нормальной работы приводит к выходу из строя турбокомпрессора. Дефекты можно разделить на: неисправимые (дефекты, связанные с разрушением) и исправимые дефекты, связанные с изнашиванием основных деталей при различных режимах работы.

Исправимые дефекты могут быть устранены различными методами ремонта. Все методы эффективны для конкретного производства, но могут иметь низкую эффективность на другом, кроме этого применение одного метода восстановления или ремонта не позволит восстановить 100 % изношенных деталей турбокомпрессора. В одних случаях методы имеют большую трудоемкость с низкой себестоимостью, другие же имеют меньшую трудоемкость с большей себестоимостью при условии обеспечения необходимого ресурса.

В связи с этим, исходя из обеспечения минимальной трудоемкости и удельных затрат при ремонте ТКР, необходимо разработать стратегию выбора ремонтно-восстановительных воздействий. Для этого решить следующие **задачи**:

1) Выявить критерий определения технического состояния турбокомпрессора на основе анализа размерных цепей ресурсопределяющих сопряжений

2) Провести статистическую оценку параметров дефектов и износов рабочих поверхностей деталей и зазоров в сопряжениях турбокомпрессора.

3) Провести анализ напряженно-деформированного состояния и величин собственных частот при изменении размера рабочей поверхности вала ротора.

4) Выявить значения контактных напряжений в сопряжении «вал ротора - втулка подшипника» для определения материала электрода, применяемого при электроискровой обработке.

5) Разработать алгоритм выбора ремонтно-восстановительных воздействий и технологические рекомендации по ремонту турбокомпрессора, позволяющие снизить трудоемкость и удельные затраты в зависимости от технического состояния.

**Во второй главе** рассматриваются предпосылки к разработке стратегии выбора ремонтно-восстановительных воздействий для деталей турбокомпрессора.

На основании проведенного анализа схем и методов РВВ установлено, что возможность их применения определяется исходя из технического состояния и дефектов турбокомпрессора.

Для различных методов РВВ существуют критерии позволяющие определить надежность и качество отремонтированных деталей. Причем критерии могут быть различны в зависимости от условий работы агрегатов.

На основании этого предложена схема (рисунок 1) определяющая технологические особенности и критерии оценки качества применения методов, для обеспечения работоспособности агрегата на всех режимах эксплуатации.

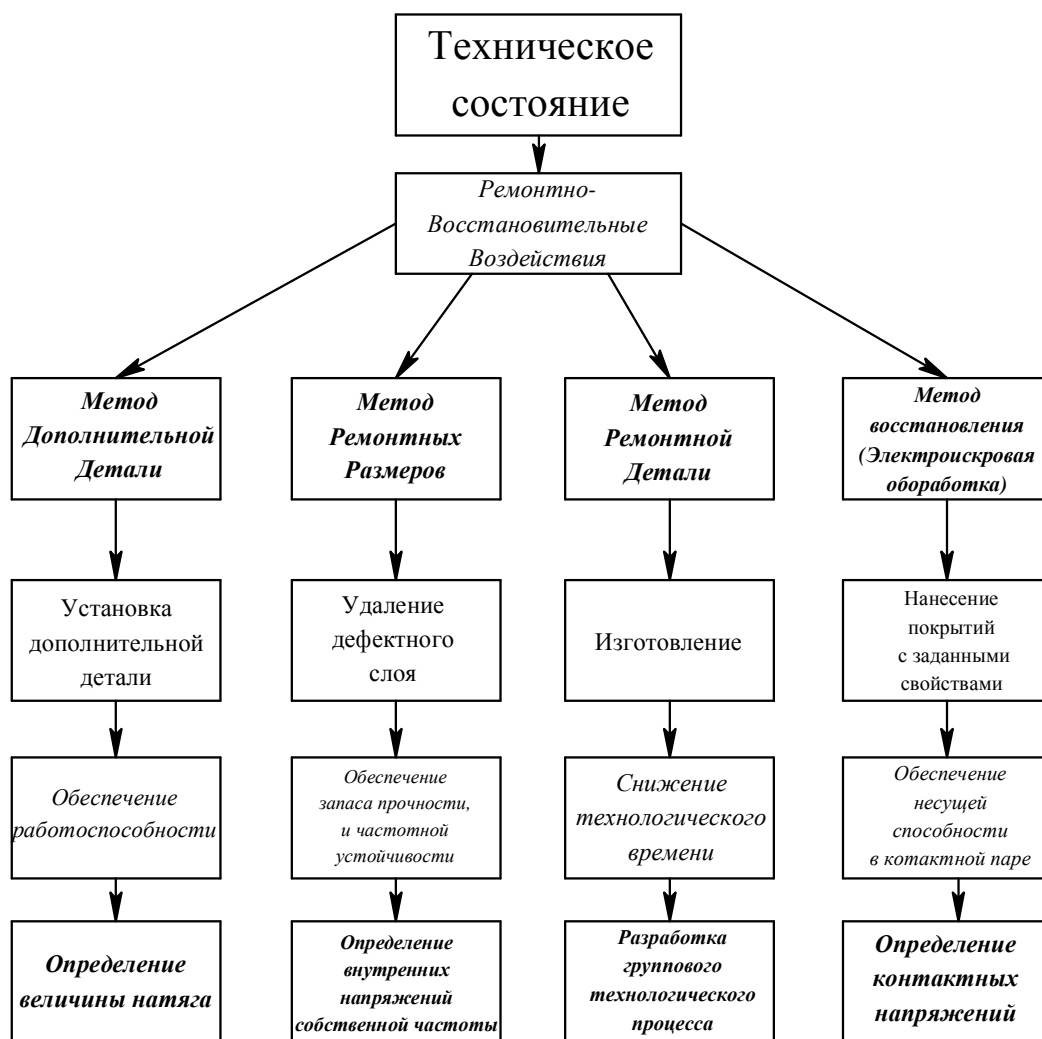


Рисунок 1 – Схема применения ремонтно-восстановительных воздействий

Одной из составляющих в выборе стратегии ремонта является определение технического состояния турбокомпрессора, которое связано с величинами зазоров между основными деталями подшипникового узла (рисунок 2 ).

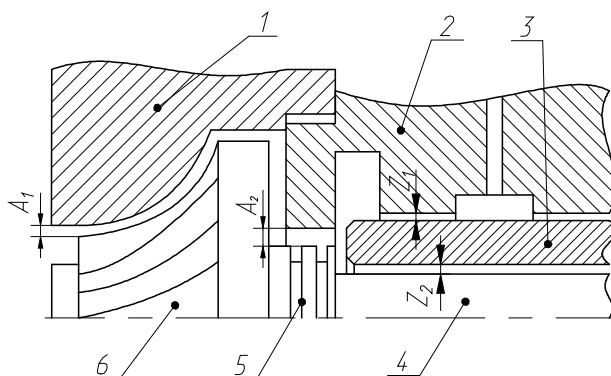


Рисунок 2 – Схема расположения технологических зазоров  
 1 – корпус турбины, 2- средний корпус, 3 – втулка подшипника,  
 4 – вал ротора, 5 – втулка газомаслянных уплотнений, 6- колесо турбины

В конструкции турбокомпрессора зазорами, определяющие техническое состояние являются:  $A_1$  - зазор между корпусом турбокомпрессора и колесом турбины,  $A_2$  - зазор между поверхностью отверстия под уплотнительные кольца среднего корпуса турбокомпрессора и наружной поверхностью втулки уплотнения вала ротора. (рисунок 2) Они зависят от величины зазора между внутренней поверхностью корпуса и внешней поверхностью втулки ( $Z_1$ ) и зазора между внутренней поверхностью втулки и опорной поверхностью вала ( $Z_2$ ).

На основании анализа режимов работы турбокомпрессора - режим пуска и останова, нормальный режим эксплуатации, особый режим эксплуатации, можно выделить две схемы расположения вала ротора.

Ось вала ротора параллельна оси отверстия среднего корпуса.

В результате размерного анализа получены значения замыкающего размера  $A_1 = 0,575_{-0,103}^{-0,064}$   $A_2 = 0,475_{-0,069}^{-0,023}$ . Следовательно, при увеличении зазоров  $Z_1$  и  $Z_2$  будет первоначально наблюдаться касание в сопряжении «втулка газомаслянных уплотнений - отверстие среднего корпуса».

Ось вала ротора непараллельна оси отверстия среднего корпуса и имеет перекося. По результатам расчета размерных цепей выявлено, что при величине суммарного зазора ( $Z_1+Z_2$ ) в 0,25 мм будет наблюдаться касание крыльчатки колеса турбины ротора о корпус турбины.

Данный показатель будет служить критерием определения технического состояния турбокомпрессора. Значение величины смещения вала ротора в радиальном направлении будет являться основным параметром на первоначальном этапе выбора стратегии РВВ.

Основным параметром, определяющим работоспособность при использовании метода дополнительной детали (МДД) является натяг  $N$  (рисунок 3).

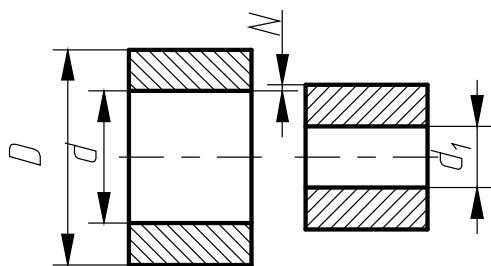


Рисунок 3- Эскиз установки дополнительной детали

$\gamma_t$  - поправка, учитывающая различие рабочей температуры детали и температуры сборки, мм.,  $\gamma_u$  - поправка, учитывающая ослабление натяга под действием центробежных сил, мм.,  $\gamma_n$  - поправка, компенсирующая уменьшение натяга при повторных запрессовках.

Наибольший расчетный натяг  $[N_{max}]$ , мм

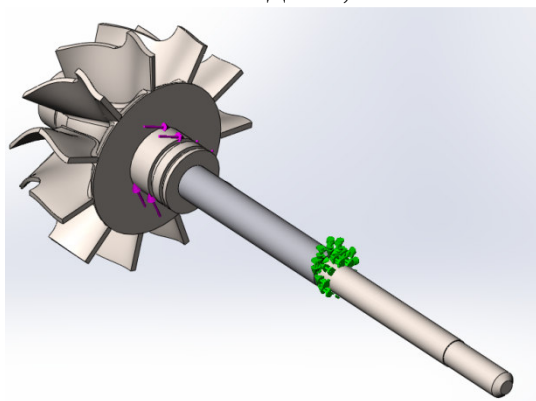
$$[N_{max}] = N'_{max} + \gamma_{y0} + \gamma_u - \gamma_t, \text{ мм} \quad (3)$$



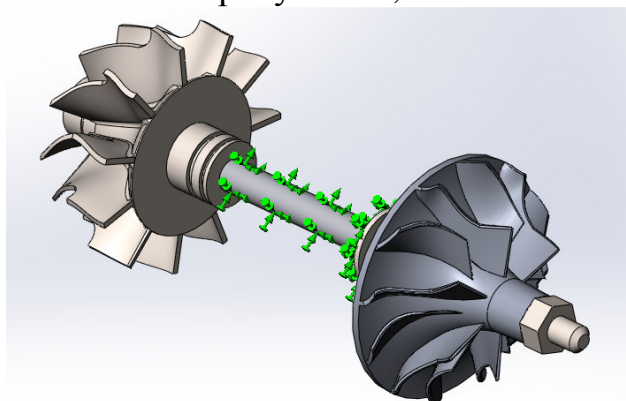
где  $N'_{\max}$  - максимальный расчетный натяг, мм.,  $\gamma_{y0}$  - поправка, учитывающая увеличение удельного давления у торцов охватываемой детали.

При использовании метода установки дополнительной детали в условиях высоких температур необходимо: обеспечивать максимально возможный натяг в соединении, использовать материал дополнительной детали, близкий к детали-оригиналу; для снижения влияния температурных расширений при изготовлении соблюдать минимально возможный припуск под последующую чистовую обработку, с целью уменьшения возможности снижения контактных давлений в сопряжении.

При использовании метода ремонтных размеров (МРР) параметром определяющим надежность будет являться конструкционная прочность и частотная устойчивость. Для исследования этих характеристик созданы математические модели, эскизы которых показаны на рисунке 4а,б



а) для определения напряженно деформированного состояния



б) для определения собственных частот вала ротора (в сборе)

Рисунок 4- Математические модели

При использовании метода восстановления, нанесением покрытий определяющим параметром является несущая способность.

Несущая способность пары трения определяется выражением:

$$P_{\text{мп}} = \frac{H_{\mu} r}{R_z^2} \left( 1 - \frac{2\tau}{\sigma_0} \right) \geq \sigma_{z \text{ max}} \quad (4)$$

где  $P_{\text{мп}}$  - максимальная удельная нагрузка в паре трения по ГОСТ 23.224-86, МПа;  $H_{\mu}$  - микротвёрдость более мягкой поверхности, МПа;  $r$  - радиус закругления неровностей более твердой поверхности, мкм;  $R_z$  - средняя высота неровностей более твердой поверхности, мкм;  $\tau$  - прочность на срез адгезионной связи, образующихся мостиков сварки, МПа;  $\sigma_0$  - предел текучести деформируемой поверхности, МПа;  $\sigma_{z \text{ max}}$  - эксплуатационная нагрузка на пару трения, МПа.

Пара трения будет обладать лучшей работоспособностью, если максимальная несущая способность соединения больше, чем максимальная длительно действующая эксплуатационная нагрузка на пару трения.

Момент исчерпания несущей способности контактной пары определяется сравнением величины эквивалентного напряжения по Мизесу  $\sigma_i$  с пределом текучести  $\sigma_T$ :

$$\sigma_i = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}} = \sigma_T, \quad (5)$$

где  $\sigma_i$  – условный предел текучести, т. е. такое напряжение, начиная с которого при сжатии появляются первые остаточные деформации, МПа;  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  – главные напряжения, МПа.

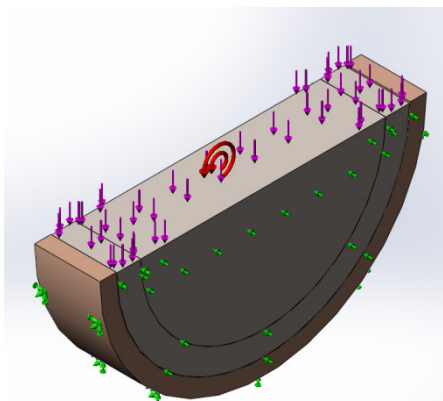


Рисунок 5 - Математическая модель для расчета контактных напряжений

Для определения значения действительных контактных напряжений, соответствующих действующей эксплуатационной нагрузке  $\sigma_{z \max}$ , возникающей в соединениях была разработана математическая модель (рисунок 5).

При использовании метода ремонтной детали (МРД) основным критерием является снижение времени изготовления использованием технологических приемов и методов. Т.к существуют различные конструкции втулок подшипников турбокомпрессоров, рациональным будет применение группового метода организации производства. При котором, для групп продукции однородной по тем или иным конструкторско-технологическим признакам устанавливаются однотипные высокопроизводительные методы обработки с использованием однородных и быстропереналаживаемых средств производства. При этом обеспечивается его экономическая эффективность и необходимая быстрота подготовки и наладки.

На основании вышеизложенного разработан алгоритм стратегии выбора ремонтно-восстановительных воздействий к деталям турбокомпрессора по критерию минимальной трудоемкости ремонта в зависимости от технического состояния агрегата.

Основными составляющими трудоемкости являются: Т(Д) - трудоемкость затрачиваемая на определение технического состояния и диагностику; Т(С)- трудоемкость операций, связанных с технологическими воздействиями по восстановлению геометрических параметров изношенных поверхностей; Т(В) - трудоемкость выполнения сборочных и балансировочных мероприятий, не предусматривающих изменения геометрических и качественных характеристик поверхности.

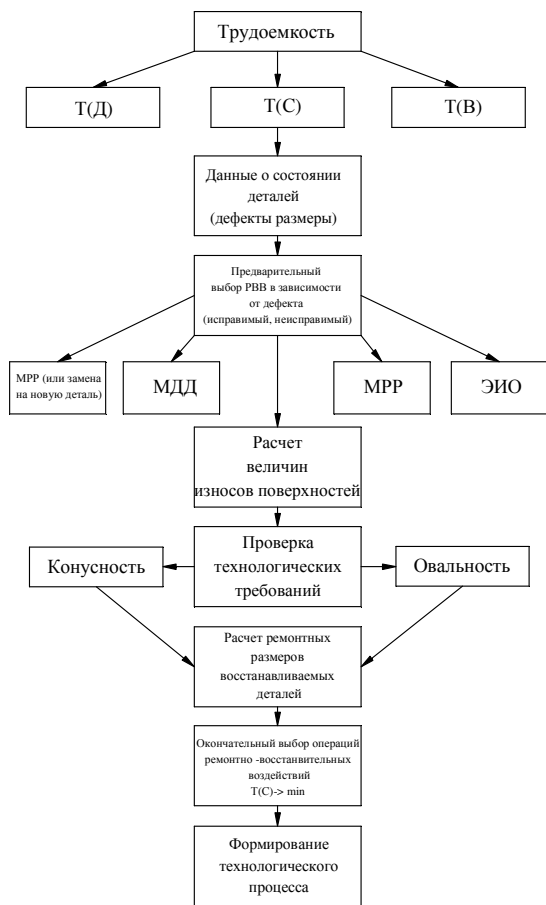


Рисунок 6 - Алгоритм выбора рациональных стратегий ремонта турбокомпрессора

Трудоемкость, затрачиваемая на определение технического состояния и диагностику Т(Д), а также на сборку и балансировку - Т(В) зависит от особенностей и технологий применяемых на различных предприятиях (для каждого конкретного предприятия оно будет постоянным) и не зависит от стратегии выбора РВВ.

Трудоемкость Т(С) зависит от комбинаций различных методов РВВ. С учетом специфики их применения для деталей турбокомпрессора разработан алгоритм выбора РВВ (рисунок 6). На первом этапе производится ввод данных визуального и инструментального контроля

На втором этапе рассматриваются все методы РВВ используемые на данном предприятии, для восстановления изношенных и дефектных поверхностей основных деталей турбокомпрессора.

Третий этап характеризуется расчетом значений величин износов поверхностей. На четвертом этапе проводится анализ и сравнение значений величин износов поверхностей со значениями конструкторских технических требований. На пятом этапе осуществляется расчет ремонтных размеров для восстановления технологических зазоров, рекомендуемых техническими требованиями на изготовление.

На шестом этапе производится окончательный выбор методов РВВ, который происходит с учетом технического состояния узла, особенностей реализации предлагаемого метода и минимальной трудоемкости.

На седьмом этапе происходит окончательное формирование технологического процесса.

**В третьей главе** представлена программа исследований, оборудование и применяемые методики экспериментальных исследований.

Дефектация и микрометражные исследования проводились по частным методикам. Микрометражным исследованиям подвергались ресурсопределяющие соединения турбокомпрессора. Металлографические исследования проводили на микрошлифах, изготовленных при помощи комплекса «Tegra Force». Микротвердость покрытий образцов оценивалась на приборе «Durascan 20». Исследование физико-механических свойств материалов проводилось на разрывной машине «Hegewald & Pescheke». Расчет

математических моделей производился на программном комплексе SolidWorks Education (лицензия №971000543028-4733-W6KG-TH32).

**В четвертой главе** приведены результаты экспериментальных исследований.

Микрометражные исследования позволили выявить дефекты деталей турбокомпрессора, возникающие в процессе эксплуатации, и коэффициенты их повторяемости, а также определить величины износов рабочих поверхностей деталей и установить параметры законов распределения (таблица 1).

Таблица 1 - Основные статистические параметры распределения размеров

Наименование параметров	Повторяемость дефекта	Параметры выборки значений			Параметры законов распределения значений			
		Значение, мм			Параметры распределения Вейбулла		Математическое ожидание, $\mu_x$	Уровень значимости по критерию Холандера—Прохана, $p$ .
		$U_{\min}$	$U_{\max}$	$\bar{U}$	a	b		
1. Износ опорных поверхностей вала ротора под подшипник	0,82	0	0,38	0,082	0,07	0,8	0,04	0,9
2. Износ канавок газомаслянных уплотнений вала	0,9	0,01	0,05	0,151	0,14	1	0,09	0,98
3. Износ отверстия подшипника под вал ротора	0,9	0,02	0,77	0,110	0,14	0,9	0,09	0,78
4. Износ наружной поверхности подшипника	0,7	0	0,06	0,027	0,03	1,4	0,02	0,92
5. Износ отверстия среднего корпуса под подшипник	0,65	0,01	0,16	0,038	0,038	1,1	0,02	0,72
6. Износ отверстия среднего корпуса под уплотнительные кольца	0,9	0	0,5	0,110	0,1	0,8	0,06	0,74
7. Износ торцевого подшипника	0,89	0	0,13	0,063	0,07	1,4	0,05	0,78

Продолжение таблицы 1

Наименование параметров	Повторяемость дефекта	Параметры выборки значений			Параметры законов распределения значений			
		Значение, мм			Параметры распределения Вейбулла		Математическое ожидание, $m_x$	Уровень значимости по критерию Холандера—Прохана, $p$ .
		$U_{min}$	$U_{max}$	$\bar{U}$	a	b		
8. Износ поверхности диска уплотнения компрессора под уплотнительные кольца	0,82	0	0,22	0,068	0,07	0,1	0,05	0,79
9. Износ канавок газомаслянных уплотнений маслоотражателя со стороны компрессорного колеса	0,75	0,01	0,19	0,062	0,07	1,7	0,05	0,93

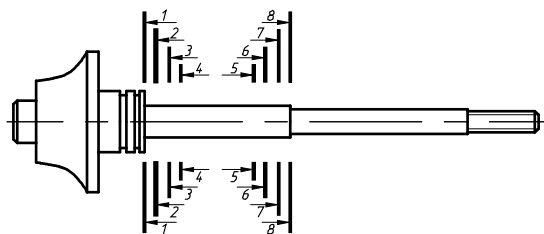
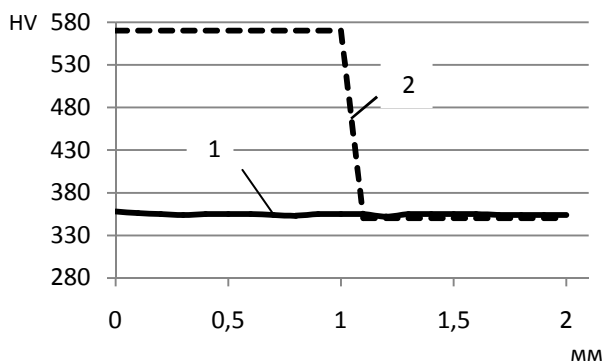


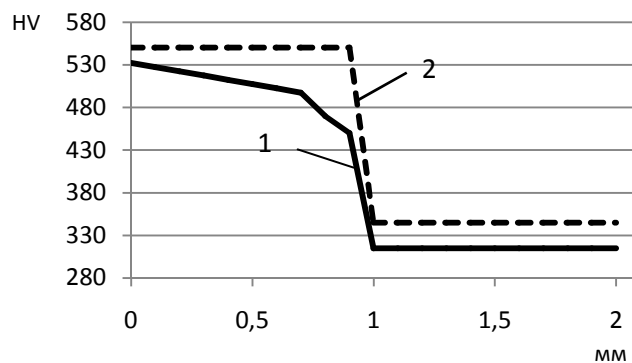
Рисунок 7 - Сечения вала ротора.

Значения износов являются исходными данными, для планирования работ по выбору методов РВВ. Также в результате дефектации было выявлено, что 15% валов роторов были подвергнуты «перегреву», (в условиях повышенного температурного воздействия в процессе эксплуатации),

поэтому было проведено исследование микротвердости поверхностного слоя рабочей части вала ротора в сечениях (рисунок 7). Графики изменения микротвердости приведены на рисунке 8.



а) 1-1



б) 2-2

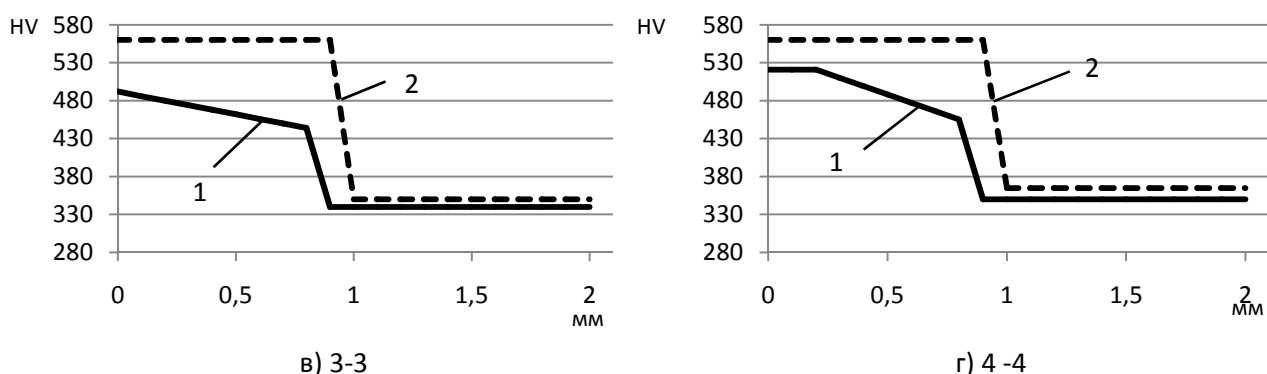


Рисунок 8 – Графики изменения микротвердости в сечениях вала

1 – зависимость изменения микротвердости «перегретого» образца

2 – зависимость изменения микротвердости «нормального» образца (эталон).

В сечениях 1-4 микротвердость «перегретого» образца ниже чем «нормального». Это связано с длительным воздействием высоких температур на структуру материала и как следствие снижение микротвердости в результате процесса отпуска. В остальных сечениях микротвердость поверхностного слоя близка к эталонной.

При исследовании напряженно-деформированного состояния (НДС) были использованы данные испытаний физико-механических свойств материалов.

Результаты исследования НДС при изменении диаметра показаны в таблице 2. Эпюра напряжений показана на рисунке 9.

Таблица 2 - Данные о напряжениях вала ротора

Диаметр	Максимальная напряжения, Н/мм <sup>2</sup>	Минимальное напряжения, Н/мм <sup>2</sup>	Среднее Н/мм <sup>2</sup>	Предел прочности Н/мм <sup>2</sup>
8,95	1,178 e+8	4,430e-3	5,89E+06	1,7e+9
8,7	1.271 e+8	4,80.3e-3	6,36E+06	1,7e+9
8,45	1.533 e+8	4.699 e-3	7,67E+06	1,7e+9
8,2	1.495 e+8	4.442 e-3	7,48E+06	1,7e+9
7,8	1.842 e+8	5.066-3	9,21E+06	1,7e+9

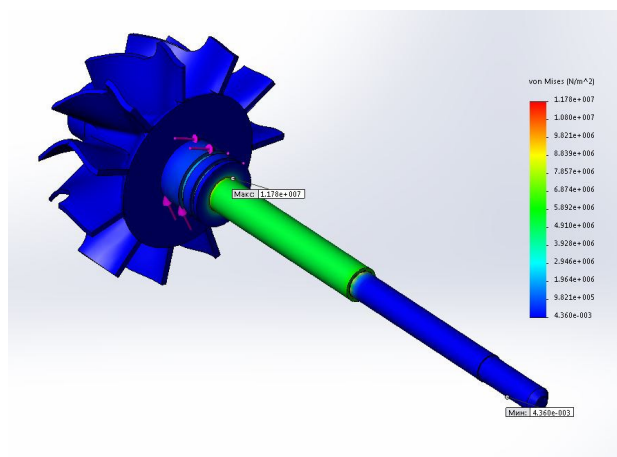


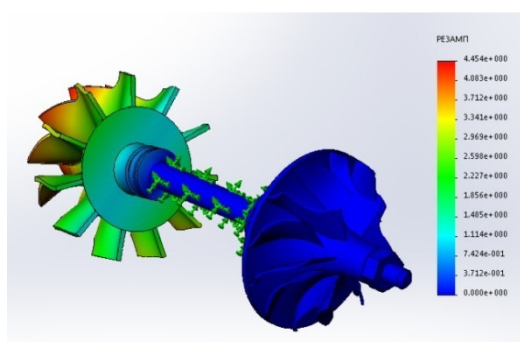
Рисунок 9 - Эпюра напряженно-деформированного состояния

Величины напряжения растут с уменьшением диаметра, однако, существенного влияния на конструкционную прочность оказывать не будут. Прогноз запаса прочности при минимально допустимом диаметре является положительным. Это означает, что возможность разрушения в процессе нормальной эксплуатации даже при минимально допустимом диаметре будет мала.

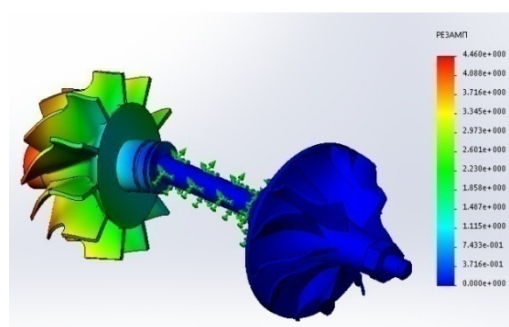
Для определения возможности разрушения вала ротора (в сборе) при наступлении резонанса от уменьшения его диаметра необходимо провести исследование частот собственных колебаний. Результаты исследования собственных частот при изменении диаметра показаны в таблице 3. Формы колебаний, находящихся в рабочем диапазоне показаны на рисунке 10.

Таблица 3 - Резонансные частоты, Гц

Диаметр вала, мм	Мода (Форма колебаний)				
	1	2	3	4	5
8,95	2202	2204	3883	4521	4523
8,70	2136	2137	3819	4521	4523
8,45	2060	2064	3741	4520	4523
8,20	1986	1988	3658	4519	4489
7,95	1918	1910	3578	4519	4519
7,80	1875	1877	3520	4519	4523



а) форма колебания ротора при частоте 1976 Гц



б) форма колебания ротора при частоте 1978 Гц

Рисунок 10 - Формы колебаний частей ротора (в сборе)

На рисунке 11, представлен график изменения резонансных частот находящихся в рабочем диапазоне вращения вала ротора турбокомпрессора.

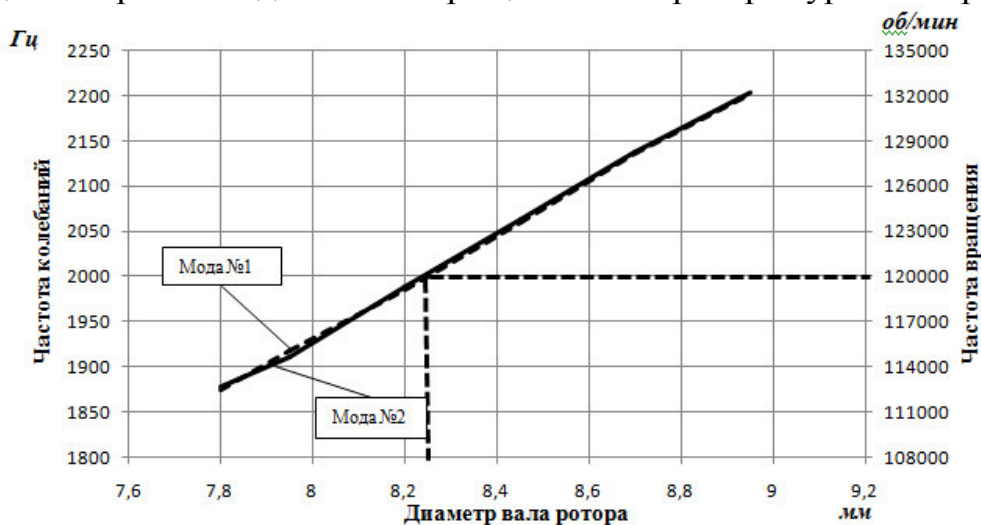


Рисунок 11– Резонансные частоты, находящиеся в рабочем диапазоне вращения вала ротора турбокомпрессора

При уменьшении диаметра рабочей поверхности вала происходит смещение собственной частоты в сторону уменьшения, тем самым увеличивается вероятность возникновения резонанса. Как видно из графика (рисунок 11) критическая частота собственных колебаний, совпадающая с максимальной частотой вращения (120 000 об/мин) наблюдается в районе 8,3 мм. При уменьшении диаметра менее этой величины резко повышается вероятность выхода из строя вала по причине разрушения.

Основной характеристикой для выбора метода восстановления, путем нанесения слоя материала, как одного из РВВ, для выбираемых пар контактной группы, является то, что несущая способность восстановленного соединения должна быть не ниже эталонного.

Результаты исследования математической модели для расчета контактных напряжений, приведены в таблице 4.

Таблица 4 - Результаты исследования контактных напряжений

Контактная пара	Значение действительных напряжений, МПа
40Х (незакаленная) - БР0С 10-10	14,75
40 Х(закаленная) НРС 58..60 - БР0С 10-10	17,53
40 Х+65Г- БР0С 10-10	19,0

Таким образом, при ЭИО электродом из стали 65 Г будет наблюдаться увеличение несущей способности по сравнению с эталонной парой трения на 7% и на 23% по сравнению с парой, имитирующей «перегрев».

**Пятая глава** посвящена разработке алгоритмов выбора стратегии РВВ, построению комплексной детали и её параметризации, разработке структуры управляющей программы (УП) для станков с числовым программным управлением (ЧПУ), проектированию технологического процесса ремонта турбокомпрессоров на основе разработанных алгоритмов, а также оценке экономической эффективности предлагаемой технологии.

На основании статистических и микрометражных исследований рассмотрим применение различных методов РВВ при ремонте ТКР, характеризующихся следующим состоянием деталей:

вариант 1 - наиболее критическое состояние деталей: нарушение геометрической целостности вала ротора, разрушение торцевого подшипника (наличие больших величин износов) наличие величин максимальных износов поверхностей деталей подшипникового узла, диска маслоотражателя, среднего корпуса .

вариант 2 - целостность вала ротора, наличие величин максимальных износов поверхностей деталей.

вариант 3 - целостностью вала ротора, наличие величин средних износов поверхностей деталей.

вариант 4 - целостностью вала ротора, наличие перегрева рабочей части вала-ротора, наличие величин средних износов поверхностей деталей.—

Стоимость вариантов применения различных способов РВВ, выбранных в соответствии с разработанной стратегией отображена в таблице 5.



Таблица 5 – Себестоимость и трудоемкость применения различных методов РВВ

Восстанавливаемая поверхность	Вариант №1			Вариант №2			Вариант №3			Вариант №4		
	Способ РВВ	Стоимость, руб	Трудоемкость, мин	Способ РВВ	Стоимость, руб	Трудоемкость, мин	Способ РВВ	Стоимость, руб	Трудоемкость, миню.	Способ РВВ	Стоимость, руб	Трудоемкость, мин
Поверхность вала ротора	Замена (в сборе)	2350,0	10	МРР	75,69	10	МРР	75,69	10	МРР+ЭИО	362,2	45
Поверхность отверстия корпуса под втулку подшипника	МРР (Растачивание)	125,91	15	МРР (Растачивание)	125,9	15	МРР (Растачивание)	125,9	15	МРР (Растачивание)	125,9	15
Поверхность отверстия корпуса под уплотнительные кольца	МДД	132,14	15	МДД	132,1	20	МРР (Растачивание)	58,75	10	МРР (Растачивание)	58,75	15
Втулка подшипника	МРР	360,91	30	МРР	360,91	30	МРР	360,9	30	МРР	360,9	30
Поверхность отверстия маслоотражателя под уплотнительные кольца	МДД	86,91	10	МДД	86,91	10	МРР (Растачивание)	86,91	10	МРР (Растачивание)	86,91	
Втулка маслоотражателя	МРР (правка канавок)	-	5	МРР (правка канавок)	40,45	5	МРР (правка канавок)	40,45	5	МРР (правка канавок)	40,45	5
Торцевой подшипник	замена	300,0	5	МРР (пригир-ка)	73,24	20	МРР (пригир-ка)	73,24	20	МРР (пригир-ка)	73,24	20
Кольца газомаслянно-го уплотнения	Замена	380,0	5	Замена	380,0	5	Замена	380,0	5	Замена	380,0	5
Разборка, балансировка, сборка		290,1			456,0			456,0			456,0	
Итого		4025,9	95		1731,	115		1657,	105		1945,	120

Как видно из таблицы, наибольшие затраты на ремонт будут у варианта № 1. Это связано с заменой вала ротора на новый, в связи с физическим разрушением. На основе микрометражных исследований наиболее распространенными видами стратегий будут, является варианты №2 и №3

## ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

1. В результате размерного анализа ресурсопределяющих сопряжений ТКР при различных режимах эксплуатации, определен критерий оценивающий техническое состояние и установлено что при величине суммарного зазора в подшипниковом узле более 0,25 мм будет наблюдаться касание колесом турбины о корпус турбины, что приводит к выходу из строя турбокомпрессора.

2. В результате статистической оценки параметров дефектов и износов выявлено: износы рабочих поверхностей деталей подчиняются закону распределения Вейбулла; наибольшему износу подвергаются детали сопряженной поверхности вала ротора и втулки подшипника. Максимальный износ составляет 0,38 мм и 0,77 мм соответственно.

3. Моделированием напряженно-деформированного состояния установлены значения напряжений в вале ротора. Выявлено что напряжения растут с уменьшением диаметра, однако, существенного влияния на конструкционную прочность оказывать не будут.

4. Исследование собственных колебаний, показало, что при диаметре менее 8,3 мм, резонансная частота будет в диапазоне рабочих частот вала ротора турбокомпрессора. Работа в таком диапазоне резко повышает вероятность внезапного выхода из строя вала по причине разрушения

5. Исследование контактных напряжений показало, что при применении электрода из стали 65 Г для восстановления поверхности вала ротора, будет наблюдаться увеличение несущей способности по сравнению с эталонной парой на 7% и поэтому данный материал рекомендуется использовать для восстановления поверхностной твердости рабочей поверхности вала ротора.

6. Разработан алгоритм стратегии выбора РВВ и технологические рекомендации по ремонту ТКР, позволяющий снизить трудоемкость и удельные затраты за счет комбинирования различных методов.

**Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах**

*Статьи в рецензируемых журналах из списка ВАК РФ*

1 Овчинников А.Ю. Комплексный подход к ремонту турбокомпрессоров сельскохозяйственной техники / П.В. Сенин, А.Ю. Овчинников, В.В. Власкин // Сельский механизатор. – №12. – 2013. – С 34-35.

2. Овчинников А.Ю. Применение метода установки дополнительной детали при ремонте турбокомпрессоров системы газотурбинного наддува двига-

телей внутреннего сгорания (на примере ТКР -6) [Электронный ресурс] / А.Ю. Овчинников, В.В. Власкин, Н.Ю. Князева // Инженерный вестник Дона. – №2. – ч2. – 2015. – Режим доступа: <http://ivdon.ru/ru/magazine/archive/n2p2y2015/3016> Загл. с экрана.

3. Овчинников А.Ю. Анализ резонансных частот вала ротора турбокомпрессора семейства ТКР-6 / П.В. Сенин, А.Ю. Овчинников, В.В. Власкин // Ремонт, восстановление, модернизация. – №7. – 2015. – С. 36-39.

*Статьи в других изданиях, включая труды всероссийских и международных НТК*

4. Овчинников А.Ю. Возможности применения станков с ЧПУ при ремонте турбокомпрессоров / А.Ю. Овчинников, В.В. Власкин, М.В. Кузнецова. // Энергоэффективные и ресурсосберегающие технологии и системы: межвуз. сб. науч. тр. – Саранск : Изд-во Мордов. ун-та, 2013. – С. 311–315.

5. Овчинников А.Ю. Анализ дефектов деталей турбокомпрессора семейства ТКР-6 двигателей Д-245 / А.Ю. Овчинников, В.В. Власкин. // Энергоэффективные и ресурсосберегающие технологии и системы: межвуз. сб. науч. тр. – Саранск : Изд-во Мордов. ун-та, 2014. – С. 311–315.

6. Овчинников А.Ю. Исследование микротвердости валов турбокомпрессоров ТКР-6 / А.Ю. Овчинников // Энергоэффективные и ресурсосберегающие технологии и системы: межвуз. сб. науч. тр. – Саранск : Изд-во Мордов. ун-та, 2014. – С. 315–321.

7. Овчинников А.Ю. Применение группового метода изготовления радиальных подшипников турбокомпрессоров в условиях ремонтного производства [Электронный ресурс] / А.Ю. Овчинников, В.В. Власкин. // Машиностроение: наука, техника, образование: сб. научн. тр. X Всерос. научн.-практ. конф. – г. Рузаевка. – 2014. – Режим доступа: <http://194.54.66.130/IORManager/viewCard.do?id=AF4EF834-5DD5-DA59-6897-37666C3FBB21&type=Exchange> Загл. с экрана.

8. Овчинников А.Ю. Разработка модуля автоматизированного расчетов режимов резания в системе «ТехноПро» [Электронный ресурс] / А.Ю. Овчинников, Н.Ю. Князева. // Машиностроение: наука, техника, образование: сб. научн. тр. X Всерос. научн.-практ. конф. – г. Рузаевка, 2014. [Электронный ресурс] Режим доступа: <http://194.54.66.130/IORManager/viewCard.do?id=AF4EF834-5DD5-DA59-6897-37666C3FBB21&type=Exchange> Загл. с экрана.