



8. Пат. 2491124 Российская Федерация, МПК⁷ В02В3/02. Шелушильно-сушильная машина / Анисимов А.В., Богданова М.С.; заявитель и патенто-обладатель Саратовский гос. аграрный ун-т имени Н.И.Вавилова. - № 2012104970; заявл. 13.02.2012; опубл. 27.08.2013, Бюл. № 24. - 7 с.: ил.

9. *Файзрахманов Ш.Ф.* Применение СВЧ для сушки сельскохозяйственной продукции // Ресурсосберегающие экологически безопасные технологии производства и переработки сельскохозяйственной продукции Лапшинские чтения: материалы IX Международ. науч.-практ. конф. - 2013. - С. 369-371.

10. *Шушков Р.А., Бирюков А.Л., Кустов Д.В.* Обоснование целесообразности использования СВЧ-излучения для сушки льнотресты в ленте // Молочно-зайцевский вестник. - 2016. - № 4. - С. 99-112.

Анисимов Александр Владимирович, канд. техн. наук, доцент кафедры «Технология производства и переработки продукции животноводства», Саратовский государственный аграрный университет имени Н.И. Вавилова. Россия. 410005, г. Саратов, ул. Соколова, 335. Тел.: (8452) 69-25-31.

Ключевые слова: гидротермическая подготовка; влажность зерна; инфракрасная сушка; измеритель-регулятор; автоматизация.

EXPERIMENTAL RESEARCHES OF THE PROCESS MICROWAVE GRAIN DRYING IN PREPARATION FOR GRINDING

Anisimov Alexander Vladimirovich, Candidate of Technical Sciences, Associated Professor of the chair "Technology of Production and Processing of Livestock Products", Saratov State Agrarian University named after N.I. Vavilov. Russia.

Keywords: hydrothermal treatment; grain moisture; infrared drying; meter-controller; automation.

There has been made an experimental facility for research the process of microwave grain drying with multi-

functional system of technological process control and information saving application, on the basis of devices of OVEN firm: meter-controller MPR-51-SH4 and interface adapter AC4. The block diagram of the improved control system of drying grain is given. Its features, working principle and methodology of experimental research are described. Experimental studies on shelling and drying installation are conducted. The tests results of the band are presented.

УДК 621

ПРИЧИНЫ ОТКАЗОВ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ И РЕКОМЕНДАЦИИ ПО РЕМОНТУ УЗЛОВ УПЛОТНЕНИЯ

НИКИТИН Дмитрий Анатольевич, Саратовский государственный аграрный университет имени Н.И. Вавилова

МЕЖЕЦКИЙ Геннадий Дмитриевич, Саратовский государственный аграрный университет имени Н.И. Вавилова

ДЕНИСОВ Александр Сергеевич, Саратовский государственный технический университет им. Гагарина Ю.А.

АСОЯН Артур Рафикович, Саратовский государственный технический университет им. Гагарина Ю.А.

НИКИТИН Павел Дмитриевич, Саратовский государственный аграрный университет имени Н.И. Вавилова

ЧЕКМАРЕВ Василий Васильевич, Саратовский государственный аграрный университет имени Н.И. Вавилова

Проанализированы тенденции современного двигателестроения и выявлено, что в настоящее время производство дизелей с наддувом составляет от 50 до 90% от общего объема выпускаемых двигателей и количество турбированных дизелей растет. Вместе с этим новые турбокомпрессоры при соблюдении эксплуатационных требований вполне удовлетворительно обрабатывают свой паспортный ресурс, чего нельзя сказать о турбокомпрессорах, подвергшихся ремонту. В этом случае даже в начальный период эксплуатации у них наблюдается повышенный расход масла, а наработка на отказ, как правило, не превышает 50% от наработки нового турбокомпрессора. На основании причин отказов турбокомпрессоров сделан вывод о том, что причиной до 88% всех отказов турбокомпрессоров является неудовлетворительная работа узла уплотнения. Анализ изношенного состояния деталей узла уплотнения показал, что нарушение работоспособности узла уплотнения происходит по причине проворота уплотнительных колец. Предложена методика расчета формы уплотнительных колец турбокомпрессоров, гарантирующая их работоспособность даже при самых неблагоприятных условиях эксплуатации. Испытаниям были подвергнуты 4 восстановленных турбокомпрессора, укомплектованных экспертными кольцами, в составе двух капитально отремонтированных двигателей. В качестве параметра технического состояния турбокомпрессора принимался зазор в сопряжении «уплотнительное кольцо – канавка», определяющий работоспособность узла уплотнения и турбокомпрессора в целом. Результаты испытаний показали, что прогнозируемый срок службы ТКР составит не менее 440 200 км пробега, что находится на уровне ресурса капитально отремонтированного двигателя и составляет до 88 % ресурса нового двигателя.

Основным агрегатом системы наддува является турбокомпрессор (ТКР). Его надежность сказывается на надежности двигателя

в целом, затратах на запасные части и ремонт, поэтому повышение надежности турбокомпрессоров и разработка экономически эффективных

технологий ремонта является актуальной задачей.

ТКР двигателей внутреннего сгорания (рис. 1) работают в крайне неблагоприятных условиях, заключающихся в высокой (до 800 °С) температуре выхлопных газов, агрессивной среде, высокой (до 120000 мин⁻¹) частоте вращения ротора, что приводит к скоростям скольжения сопрягаемых деталей порядка 150 м/с, и наличию тверды абразивных частиц в масле.

Новые ТКР при соблюдении эксплуатационных требований вполне удовлетворительно обрабатывают свой паспортный ресурс, чего нельзя сказать о турбокомпрессорах, подвергшихся ремонту. В этом случае, зачастую, даже в начальный период эксплуатации у них наблюдается повышенный расход масла, а наработка на отказ, как правило, не превышает 50 % от наработки нового турбокомпрессора.

Подробный анализ причин выхода из строя как новых, так и восстановленных ТКР представлен в работе [4]. Результаты исследований представлены на рис. 2. Как видно из диаграммы, основной причиной отказов является повышенный расход масла, что является следствием неудовлетворительной работы узла уплотнения. Причиной излома колес турбины и компрессора, как правило, является нарушение балансировки данных деталей вследствие отложения на лопатках масла, прорвавшегося через уплотнение. Эта же причина приводит к обрыву сварного соединения. Таким образом, причиной возникновения до 88 % всех отказов турбокомпрессоров является неудовлетворительная работа узла уплотнения.

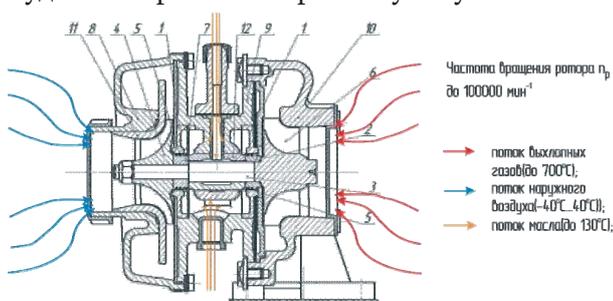


Рис. 1. Общий вид турбокомпрессора: 1 – крышка уплотнения; 2 – втулка вала ротора; 3 – вал ротора; 4 – колесо компрессора; 5 – уплотнительные кольца; 6 – колесо турбины; 7 – маслоотражатель; 8 – корпус компрессора; 9 – корпус средний; 10 – корпус турбины; 11 – вставка компрессора; 12 – подшипник

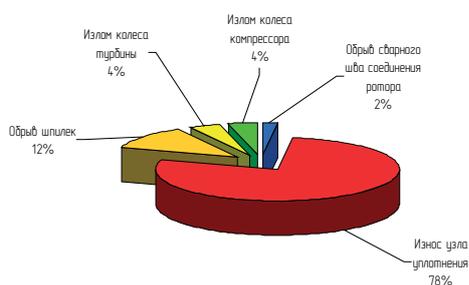


Рис. 2. Причины выхода из строя восстановленных турбокомпрессоров

Для уплотнения масляной полости большинства современных турбокомпрессоров автотракторных двигателей применяют упругие разрезные металлические кольца прямоугольного сечения, установленные в канавках втулок уплотнения со стороны компрессора и турбины [2].

Такой тип уплотнения является комбинированным, так как он объединяет контактное и щелевое уплотнения, образуемые соответственно наружной поверхностью кольца и корпусом, торцами уплотнения и стенками канавки (см. рис. 1). На эффективность данного уплотнения наиболее сильно влияют величина зазора в сопряжении кольцо-канавка и упругость уплотнительного кольца.

Рассмотрим износ деталей узла уплотнения, поступающих в ремонт турбокомпрессоров.

На рис. 3 приведены профилограммы поверхности отверстия деталей ротора. Как видно из этой профилограммы, на поверхностях, особенно со стороны турбины, имеются явные следы проворота колец, что может быть вызвано только частичной или полной потерей ими упругости.

Аналогичные следы абразивного износа имеют и торцевые поверхности кольцедержателей. На рис. 4 приведены профилограммы торцевых поверхностей уплотнительных поверхностей колец. Как видно из рис. 4, б и в, кольца имеют следы абразивного износа по торцам. Кроме того, при контроле эпюр распределения радиальных давлений колец на стенки охватываемой поверхности, у них наблюдается падение давления в зоне замка, что также обуславливает повышенный расход масла.

Учитывая, что уплотнительные кольца как ремонту, так и повторному использованию в составе турбокомпрессоров не подлежат, при ремонте ТКР, по аналогии с поршневыми кольцами ДВС, изготавливают уплотнительные кольца ремонтных размеров. При этом большое значение имеет упругость уплотнительных колец. Статистический анализ показывает, что кольца, имеющие упругость меньше определенной (для ТКР 7Н это 17,65 Н), проворачиваются в процессе эксплуатации. При провороте колец работоспособность узла уплотнения нарушается [2]. По этой причине многие производители стремятся максимально увеличить упругость колец, чтобы исключить возможность их проворачи-

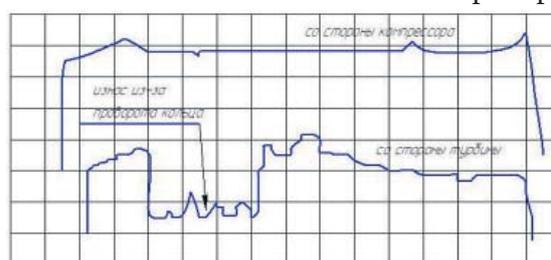


Рис. 3. Профилограммы поверхностей деталей ротора



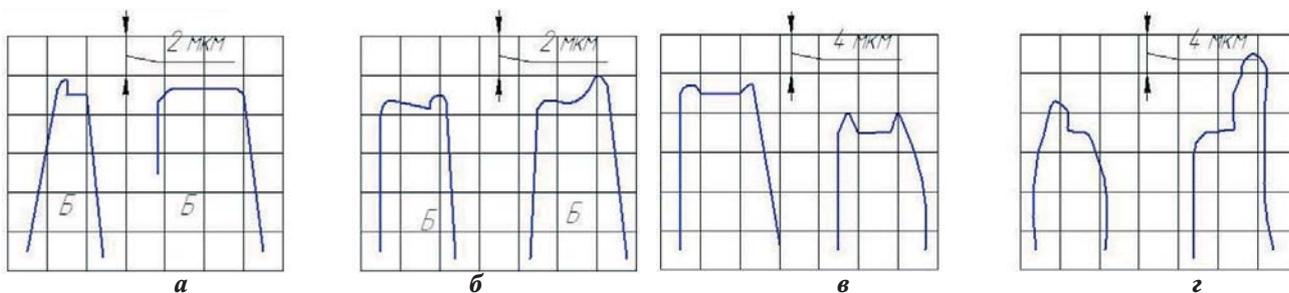


Рис. 4. Профилограммы торцов уплотнительных колец поступающих в ремонт турбокомпрессоров: а) кольцо 1; б) кольцо 2; в) кольцо 3; г) кольцо 4

вания в процессе эксплуатации. Упругость колец при этом определяется характеристиками материала кольца и его формой в свободном состоянии.

Кольца будут гарантированно удерживаться от проворота при условии, что момент силы давления уплотнительного кольца на охватываемую поверхность будет превышать сумму моментов сил трения от действующих на кольцо нагрузок (рис. 5).

Это условие можно аналитически выразить следующим неравенством:

$$M_p > \sum M_{\text{НАГР}}, \quad (1)$$

где M_p – момент силы трения от распределенного давления кольца на охватываемую поверхность, Н·м; $\sum M_{\text{НАГР}}$ – сумма моментов сил трения от действующих на уплотнительное кольцо нагрузок, Н·м.

Момент силы трения от распределенного давления кольца на корпус уплотнения определится следующим образом:

$$M_{\text{ТР}} = \frac{d}{2} \cdot \int_0^{2\pi} f_1 dF q_{(\varphi)} d\varphi, \quad (2)$$

где d – внешний диаметр кольца в сжатом состоянии, м; f_1 – коэффициент трения покоя материала уплотнительного кольца по материалу корпуса уплотнения; dF – площадь трения фрагмента кольца, м²; $q_{(\varphi)}$ – давление кольца на охватываемую поверхность, Н/м².

Учитывая, что коэффициент трения и площадь кольца являются постоянными величинами, из уравнения (2) получим:

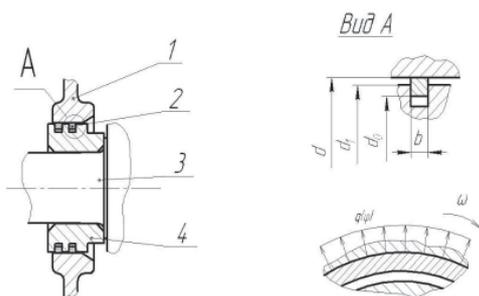


Рис. 5. Схема узла уплотнения турбокомпрессора: 1 – корпус уплотнения; 2 – уплотнительное кольцо; 3 – вал ротора; 4 – кольцедержатель

$$M_{\text{ТР}} = \frac{d}{2} \cdot f_1 \cdot \int_0^{2\pi} dS d\varphi \cdot \int_0^{2\pi} q_{(\varphi)} d\varphi = \frac{d}{2} \cdot f_1 S_{\text{ПОВ}} Q_{\text{СР}} = \frac{d^2}{2} \cdot f_1 \pi b Q_{\text{СР}}, \quad (3)$$

где $S_{\text{ПОВ}}$ – площадь поверхности трения кольца, м²; $S_{\text{ПОВ}} = \pi d b$; b – высота кольца, м; $Q_{\text{СР}}$ – среднее давление кольца на охватываемую поверхность, Па.

Момент трения от действующих нагрузок $\sum M_{\text{НАГР}}$ определяется суммой двух составляющих M_{T1} и M_{T2} : первая составляющая – от трения в сопряжении «внутренняя поверхность уплотнительного кольца – дно канавки», вторая – от трения в сопряжении торца кольца со стенкой канавки кольцедержателя.

Расчет момента трения в сопряжении будем проводить в соответствии с методикой расчета опор скольжения жидкостного трения, тогда сила трения в сопряжении внутренней поверхности уплотнительного кольца и дна кольцедержателя определится по следующей формуле:

$$T_1 = f_2 P_1 = f_2 p_1 b d_0, \quad (4)$$

где P_1 – нагрузка в сопряжении, определяемая давлением масла, Н; p_1 – удельная нагрузка в сопряжении, Н/м²; f_2 – коэффициент трения в сопряжении; d_0 – внутренний диаметр кольца в сжатом состоянии, м:

$$f_2 = \frac{\pi \mu \omega}{p_1 \psi}, \quad (5)$$

где μ – динамическая вязкость масла, Па·с; ω – угловая скорость вращения, сек⁻¹; p_1 – удельная нагрузка на кольцо, Н/м²; ψ – относительный зазор между кольцедержателем и кольцом; d_0 – внутренний диаметр кольца в сжатом состоянии, м.

Момент трения в свою очередь равен:



$$M_{T1} = T_1 \frac{d_0}{2}. \quad (6)$$

В итоге момент трения внутренней поверхности уплотнительного кольца и дна кольцедержателя определится как

$$M_{T1} = 0,5 f_2 p_1 b d_0^2. \quad (7)$$

Перепад давлений в полостях турбины и компрессора приводит к смещению ротора с кольцедержателями в осевом направлении, что в свою очередь приводит к контакту торцов уплотнительных колец и канавок кольцедержателей, при этом в данном сопряжении имеет место граничное трение, определяемое по следующей формуле:

$$M_{T2} = \frac{\pi}{12} \cdot f_3 p_2 (d_1^3 - d_0^3), \quad (8)$$

где f_3 – коэффициент трения в сопряжении; p_2 – удельная нагрузка в сопряжении, определяемая по следующей формуле:

$$p_2 = \frac{T_2}{\frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_0^2) \cdot \chi}, \quad (9)$$

где T_2 – нагрузка в сопряжении, Н; χ – коэффициент, учитывающий уменьшение площади за счет смазывающих канавок; d_1 и d_0 – диаметры, соответствующие границам зоны трения, м.

Осевая нагрузка в сопряжении T_2 определится разностью действующих на ротор в противоположных направлениях нагрузок от давления в турбине и давления в компрессоре. С учетом предположения, что действующая на ротор нагрузка равномерно распределяется между всеми кольцами, получим:

$$T_2 = \frac{1}{4} (p_T S_T - p_K S_K), \quad (10)$$

где p_T – давление газов перед турбиной на самом неблагоприятном режиме работы турбины, Па; S_T , S_K – площади колес турбины и компрессора соответственно, м²; p_K – давление наддувочного воздуха при самом неблагоприятном режиме работы компрессора, Па.

Результирующий момент трения сопряжений «внутренняя поверхность уплотнительного кольца – дно канавки» и «торец кольца – канавка кольцедержателя» определяется как сумма (7) и (8):

$$\sum M_{НАГР} = 0,5 f_2 p_1 b d_0^2 + \frac{\pi}{12} \cdot f_3 p_2 (d_1^3 - d_0^3). \quad (11)$$

В результате условие обеспечения неподвижности уплотнительных колец выглядит в виде следующего неравенства:

$$\frac{d^2}{2} \cdot f_1 \pi b Q_{CP} > 0,5 f_2 p_1 b d_0^2 + \frac{\pi}{12} \cdot f_3 p_2 (d_1^3 - d_0^3). \quad (12)$$

Выразив из него Q_{CP} и используя коэффициент запаса упругости колец k , определим необходимую упругость колец:

$$Q_{CP} = \frac{2k}{f_1 \pi d^2 b} \cdot \left(0,5 f_2 p_1 b d_0^2 + \frac{\pi}{12} \cdot f_3 p_2 (d_1^3 - d_0^3) \right). \quad (13)$$

Полученное уравнение позволяет определить упругость уплотнительного кольца, необходимую для гарантированного обеспечения неподвижности колец при наиболее тяжелых эксплуатационных режимах работы турбокомпрессора.

Для ремонта узлов уплотнения турбокомпрессоров нами были изготовлены уплотнительные кольца, форму которых в свободном состоянии рассчитывали с учетом полученных зависимостей.

Эксплуатационные испытания восстановленных турбокомпрессоров, укомплектованных экспериментальными кольцами, проводили на автомобилях КамАЗ-53215, которые широко используются в агропромышленном комплексе, в условиях ООО «Саратовский Автоцентр «КамАЗ». Благодаря сочетанию универсальности и качеств современного скоростного и транспортного средства, автомобили данной марки.

КамАЗ-53215 комплектуется двигателем 740.11-240, на базе которого сконструированы различные модернизации, предназначенные для установки на комбайны (ДОН-1500, УЭС-250 «Полесье») и тракторы (ХТЗ-16131, ХТЗ-17121). Форму колец рассчитывали с учетом влияния рабочей температуры.

Испытаниям были подвергнуты 4 восстановленных по предложенной технологии турбокомпрессора в составе двух капитально отремонтированных двигателей.

В качестве параметра технического состояния турбокомпрессора принимался зазор в со-





пряжении «уплотнительное кольцо – канавка», определяющий работоспособность узла уплотнения и турбокомпрессора в целом.

Результаты испытаний показали, что прогнозируемый срок службы ТКР составит не менее 440 200 км пробега, что находится на уровне ресурса капитально отремонтированного двигателя и составляет до 88 % ресурса нового двигателя. Результаты проведенных эксплуатационных испытаний подтверждены соответствующим актом.

Таким образом, турбокомпрессоры, укомплектованные экспериментальными уплотнительными кольцами, успешно выдержали длительные испытания в составе двигателя по режиму безотказности и показали эксплуатационные показатели (износ, эффективность уплотнения, расход масла) на уровне мировых образцов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Анализ формообразования уплотнительных колец турбокомпрессоров / П.Д. Никитин [и др.] // Научная мысль. – 2015. – № 3. – С. 182–184.
2. Никитин Д.А. Обеспечение надежности узла уплотнения турбокомпрессоров ТКР-7Н путем повышения качества уплотнительных колец: дис. ... канд. техн. наук. – Саратов, 1995. – 160 с.
3. Никитин Д.А., Никитин П.Д., Ерюшев М.В. Учет влияния рабочей температуры на упругие свойства чугунов при расчете уплотнительных колец // Вестник Саратовского госагроуниверситета им. Н.И. Вавилова. – 2011. – № 10. – С. 59–60.

4. Никитин Д.А. Повышение ресурса дизелей совершенствованием узлов уплотнения при изготовлении и ремонте: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.20.03. – Саратов, 2013. – 39 с.

Никитин Дмитрий Анатольевич, д-р техн. наук, доцент кафедры «Технический сервис и технологии конструкционных материалов», Саратовский государственный аграрный университет имени Н.И. Вавилова, Россия.

Межецкий Геннадий Дмитриевич, д-р техн. наук, профессор кафедры «Механика и инженерная графика», Саратовский государственный аграрный университет имени Н.И. Вавилова, Россия.

410056, г. Саратов, ул. Советская, 60.

Тел.: (8452) 74-96-51.

Денисов Александр Сергеевич, д-р техн. наук, профессор кафедры «Автомобили и автомобильное хозяйство», Саратовский государственный технический университет им. Гагарина Ю.А. Россия.

Асоян Артур Рафикович, д-р техн. наук, профессор кафедры «Автомобили и автомобильное хозяйство», Саратовский государственный технический университет им. Гагарина Ю.А. Россия.

410054, г. Саратов, ул. Политехническая, 77.

Тел.: (8452) 99-88-11.

Никитин Павел Дмитриевич, инженер, Саратовский государственный аграрный университет имени Н.И. Вавилова, Россия.

Чекмарев Василий Васильевич, канд. техн. наук, доцент кафедры «Технический сервис и технологии конструкционных материалов», Саратовский государственный аграрный университет имени Н.И. Вавилова, Россия.

410056, г. Саратов, ул. Советская, 60.

Тел.: (8452) 74-96-51.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания; турбокомпрессор; ресурс.

REASONS FOR TURBOCOMPRESSORS' FAILURE AND RECOMMENDATIONS FOR REPAIRING SEALING COMPONENTS

Nikitin Dmitriy Anatolyevich, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor of the chair "Technical Service and Technology of Structural Materials", Saratov State Agrarian University named after N.I. Vavilov, Russia.

Mezhetskiy Gennadiy Dmitrievich, Doctor of Technical Sciences, Professor of the chair "Mechanics and Engineering Graphics", Saratov State Agrarian University named after N.I. Vavilov, Russia.

Denisov Aleksandr Sergeevich, Doctor of Technical Sciences, Professor of the chair "Automobiles and Automobile Economy", Saratov State Technical University named after Gagarin Yu.A. Russia.

Asoyan Artur Raphikovich, Doctor of Technical Sciences, Professor of the chair "Automobiles and Automobile Economy", Saratov State Technical University named after Gagarin Yu.A. Russia.

Nikitin Pavel Dmitrievich, Engineer, Saratov State Agrarian University named after N.I. Vavilov, Russia.

Chekmarev Vasily Vasilyevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the chair "Technical Service and Technology of Structural Materials", Saratov State Agrarian University named after N.I. Vavilov, Russia.

Keywords: internal combustion engine; turbocharger; resource.

In the article, the trends in modern engine building are analyzed and it is revealed that at present the production of supercharged diesel engines is between 50 and 90% of

the total output of engines and the number of turbocharged diesel engines is growing. At the same time, the new turbochargers, in compliance with the operational requirements, are working quite satisfactorily on their passport resource, which can not be applied for the turbochargers that were repaired. In this case, even in the initial period of operation, they have increased oil consumption, and the time between failures is not more than 50% of the operating time of the new turbocharger. Conclusion that the cause of up to 88% of all failures of turbochargers is the unsatisfactory operation of the compaction unit was made based on the causes of failures turbochargers. Analysis of the worn state of the sealing unit parts shows that the failure of the seal assembly is due to the rotation of the sealing rings. The proposed technique for calculating the shape of the sealing rings of turbochargers guarantees their operability even under the most unfavorable operating conditions. The 4 reconstructed turbochargers, completed with experimental rings, as part of two capitally repaired engines, were tested. The gap in the interface "sealing ring-groove" was used as the parameter of the technical state of the turbocharger, which determines the operability of the seal assembly and the turbocharger. The test results shows that the predicted service life of the TCR turbocharger will be at least 440200 km, which is at the resource level of the major overhauled engine and amounts to 88% of the resource of the new engine.