
**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ МЕХАНИКА.
ДИАГНОСТИКА ИСПЫТАНИЯ**

УДК 621.793+621.43-049.32

**МОДИФИКАЦИЯ ПОДШИПНИКОВЫХ СОПРЯЖЕНИЙ
ТУРБОКОМПРЕССОРА ТКР 7С-6**© 2020 г. А. Г. Ипатов^{1,*}, Е. В. Харанжевский², А. Г. Иванов¹¹ *Ижевская государственная сельскохозяйственная академия, Ижевск, Россия*² *Удмуртский государственный университет, Ижевск, Россия***e-mail: Ipatow.al@yandex.ru*

Поступила в редакцию 10.04.2020 г.

Принята к публикации 29.07.2020 г.

Исследована возможность повышения работоспособности турбокомпрессоров ТКР 7С-6 путем создания новых пар трения в подшипниковых сопряжениях с использованием сверхтвердых керамических покрытий. Выполненные исследования показали, что наиболее эффективным сочетанием материалов для подшипников скольжения является пара трения: сверхтвердое покрытие V_4C-BN и бронза БрАЖ9-4. Применение этой пары трения в турбокомпрессоре ТКР 7С-6 позволяет снизить коэффициент трения в подшипниковых сопряжениях, что обеспечивает снижение интенсивности изнашивания в сравнении со стандартными подшипниковыми узлами в турбокомпрессоре. Низкий коэффициент трения положительно сказывается на динамике набора оборотов вала турбокомпрессора и коленчатого вала ДВС. Представленные результаты могут быть использованы в условиях двигателестроения и ремонтного производства.

Ключевые слова: сверхтвердое покрытие, низкий коэффициент трения, короткоимпульсная лазерная обработка, турбокомпрессор, подшипниковый узел

DOI: 10.31857/S0235711920060048

С ужесточением экологических норм к выбросам от современных автомобильных двигателей внутреннего сгорания автопроизводители все чаще прибегают к использованию турбин. Использование турбин значительно сокращает вредные выбросы в атмосферу без значительных инвестиций в двигателестроение. Работа большинства турбин основана на использовании энергии выхлопных газов для раскручивания вала турбины. Использование выхлопных газов накладывает свои недостатки на работу турбины, связанные с инертностью системы и низкой эффективностью потока выхлопных газов, приводящие к формированию провалов в работе турбокомпрессора. Особенно это характерно в условиях городского цикла движения автомобиля, когда турбина недостаточно раскручивается, снижая динамику набора оборотов коленчатого вала и повышая расход топлива. С целью повышения эффективности работы турбокомпрессоров снижают силу инерции вращающихся частей, главным образом, за счет уменьшения их массы и размеров. Однако уменьшение размеров приводит к значительному увеличению скорости вращения вала турбины (до 200000 об/мин), что сказывается на ее ресурсе [1]. Поэтому вопросы повышения эффективности работы турбокомпрессоров остаются актуальными в современном двигателестроении [2, 3].

Основная причина выхода из строя турбокомпрессоров – разрушение подшипниковых опор вала турбины. Ресурс подшипниковых опор современных турбин составляет 30–60% от ресурса самой турбины, поэтому основная задача повышения эффективно-

сти работы турбокомпрессоров заключается в обеспечении повышенного ресурса подшипниковых сопряжений. Разрушение подшипниковых сопряжений обусловлено аварийными условиями эксплуатации, которые возникают вследствие низких оборотов вала турбины (не обеспечиваются гидродинамические условия смазки) или же при высоких кинематических режимах работы вала турбины, когда смазочный материал теряет свою эффективность в силу высоких температур (свыше 200°C). Основной причиной выхода из строя подшипникового сопряжения является механическое изнашивание трущихся поверхностей в условиях отсутствия интенсивной смазки [4]. Поэтому решение задачи по снижению интенсивности изнашивания подшипникового сопряжения направлено на: 1) обеспечение интенсивной смазки в сопряжении; 2) использование материалов с повышенной термостойкостью и устойчивостью к абразивному изнашиванию.

Отсутствие интенсивной смазки в сопряжении вызвано низкими оборотами вала турбины турбокомпрессора в период набора оборотов двигателя, что связано с инертностью системы вращающихся элементов. На динамику раскрутки вала турбокомпрессора влияет момент трения в подшипниковом сопряжении. Поскольку массовые и геометрические параметры вала турбины изменить в условиях ремонтного производства невозможно, то наиболее оптимальным методом снижения инертности системы является снижение момента трения в подшипниковых сопряжениях. Таким образом, проблемы инертности системы и работоспособности подшипникового сопряжения лежат в одной плоскости, и их решение определяет эффективность эксплуатации всего турбокомпрессора.

В современном машиностроении для подшипниковых пар трения в турбокомпрессорах используют традиционные трибосопряжения на основе “бронза—сталь”. Трибологические и физико-механические свойства большинства медных сплавов и сталей не отвечают требованиям современного машиностроения, в частности, эксплуатация данных материалов ограничена в температурном диапазоне (от -40 до $+200^{\circ}\text{C}$), в кинематических режимах (не более 5 м/с), в динамических характеристиках (не более 35 МПа). Как показывает практика, в современных условиях эксплуатации турбокомпрессоров скоростные параметры превышают 50 м/с, динамические нагрузки достигают свыше 200 МПа, а температурный фон колеблется в пределах 200 – 250°C . Поэтому оптимизация материалов в парах трений остается наиболее актуальной задачей и ее решение носит фундаментальный характер при проектировании турбокомпрессоров [3].

Цели и задачи исследований. Целью настоящего исследования является повышение эффективности работы турбокомпрессора в условиях высоких температур и в условиях масляного голодания. Наиболее жаростойкими и износостойкими являются керамические материалы. Однако их использование ограничено низкой технологичностью получения и высоким коэффициентом трения. В работе [5] предложена уникальная технология получения тонких сверхтвердых покрытий на основе карбида и нитрида бора с низким коэффициентом трения. Покрытия наносят методом короткоимпульсной лазерной обработки мелкодисперсных порошковых композиций. Синтезируемые покрытия обладают стойкостью к высоким температурам, длительным нагрузкам и характеризуются сверхнизким коэффициентом трения в условиях сухого трения скольжения, в том числе при повышенных нагрузках и температурах [5]. В настоящей статье исследовано влияние сверхтвердого керамического покрытия на момент трения в подшипниковом сопряжении вала турбины турбокомпрессора ТКР 7С-6.

Материалы и методика исследований. Для оптимизации материалов подшипникового сопряжения проанализировали трибологические характеристики различных трибосопряжений. При трибоиспытаниях приняли схему “диск—колодка”. В качестве пар трений использовали следующие сочетания: 1) “Сверхтвердое покрытие — закаленная сталь 45”; 2) “Сверхтвердое покрытие — бронза БрАЖ9-4”; 3) “Сверхтвердое покрытие — антифрикционный чугу́н АЧС-5”.

Выбор материалов в сопряжениях обоснован их высокими трибологическими свойствами в условиях сухого, граничного и жидкостного трения. Обоснование механизмов формирования сверхнизкого коэффициента трения приведено в работах [6–8] для различных условий испытаний. Исследуемое сверхтвердое покрытие на основе карбида и нитрида бора наносили на поверхность стального диска. Толщина покрытия составляла 10–15 мкм. Основные физико-механические характеристики используемых сверхтвердых покрытий и технология их получения представлены в работе [2].

В качестве режимов трибонагружения приняли режимы: скорость трения 0.85 м/с; диапазон нагружения варьировали в пределах от 50 до 400 Н. Нагрузку увеличивали через 50 Н, с длительностью испытания при каждой нагрузке пять минут. Данные режимы наиболее эффективно моделируют условия работы подшипникового сопряжения турбины турбокомпрессора в переходных режимах двигателей КамАЗ-740 [3]. В процессе трибологических испытаний контролировали коэффициент трения.

После оптимизации пары трения была изготовлена партия из десяти штук турбокомпрессоров ТКР 7С-6 с модифицированными подшипниковыми узлами, которые сравнивались с десятью турбокомпрессорами ТКР 7С-6 со стандартными подшипниковыми сопряжениями. Для определения эффективности и качества работы подшипниковых сопряжений турбин разработали методику определения момента трения в лабораторных условиях.

Рассматриваемая методика опирается на основное уравнение динамики вращательного движения [9], когда в случае равнозамедленного движения можно записать

$$M = I|\varepsilon| = I \frac{\omega_0 - \omega_1}{t}, \quad (1)$$

где M – модуль момента трения в подшипниковых узлах вращающейся детали, Н м; I – момент инерции вращающейся детали относительно оси вращения, кг м²; ε – угловое ускорение вращающейся детали, рад/с²; ω_0 , ω_1 – угловая скорость в начальный и конечный момент времени соответственно, рад/с; t – время проведения измерений, с.

При проведении опытов исследуемую конструкцию в сборе фиксируют, затем раскручивают ее вал сторонним приводом до некоторой частоты вращения n_0 (об/мин), причем известно соотношение $\omega = \pi n / 30$. Затем отсоединяют привод и обеспечивают свободное вращение вала под действием момента трения в подшипниковых узлах. Одновременно с этим фиксируется время и частота вращения. По окончании опыта определяется момент трения

$$M = I \frac{\pi(n_0 - n_1)}{30t}, \quad (2)$$

где n_0 , n_1 – угловая скорость в начальный и конечный момент времени соответственно, об/мин.

В рассматриваемой методике определения момента трения M по формулам (1), (2) пренебрегается действием момента сопротивления M_S , создаваемого воздухом при вращении крыльчатки турбокомпрессора, т.к. при испытаниях вал раскручивается до относительно невысоких скоростей вращения по сравнению с рабочей скоростью вала в турбокомпрессоре (до 50000 с⁻¹). Очевидно, что величина момента M_S зависит от частоты вращения крыльчатки, т.е. $M_S = f(n)$. Энергия вала турбокомпрессора, раскрученного до начальной угловой скорости ω , определяется как $E = I\omega^2/2$. В ходе вращения, эта энергия расходуется на работу момента трения A , совершаемую в узле трения, и работу момента сопротивления A_S , связанную с преодолением сопротивления воздушного потока в крыльчатке турбокомпрессора

$$E = A + A_S = A + 2\pi \int M_S n(t) dt, \quad (3)$$

при этом M_S тем больше, чем больше скорость вращения вала n , т.е. зависит от времени вращения. Второй член в уравнении (3) является сугубо положительной величиной, которая при увеличении времени свободного вращения вала t может только возрастать. Таким образом, можно утверждать, что в опытах по раскрутке вала до одинаковой начальной скорости n_0 увеличение времени свободного вращения вала t однозначно приводит к увеличению вклада от второго слагаемого в уравнении (3) и снижению вклада от первого. Это обосновывает достоверность используемого допущения модели о пренебрежении величиной M_S .

В формулах (1), (2) предполагается, что момент трения в подшипниковых узлах постоянен в заданном диапазоне скоростей и не отличается от момента трогания (момента трения вблизи нулевой скорости скольжения). Такое положение характерно для подшипниковых опор на подшипниках качения. Для таких конструкций можно рекомендовать оценивать время до полной остановки вала ($n_1 = 0$). В случае использования опор с подшипниками скольжения, работающими в гидродинамических условиях смазки, следует принять, что момент начала вращения вала турбины больше собственного момента трения в подшипниковых узлах. Для определения последнего оценим время не до полной остановки, а до некоторой конечной частоты вращения ($n_1 > 0$). При этом в подшипниковые узлы необходимо обеспечить подачу смазки, соответствующей условиям эксплуатации.

Для определения момента трения в подшипниковых узлах турбокомпрессоров автомобильных двигателей, мы использовали начальную частоту вращения $n_0 = 1400$ об/мин. Этого недостаточно, чтобы обеспечить рабочие условия в узлах трения, номинальные скорости которых достигают десятков тысяч оборотов в минуту. Данный режим позволяет исследовать переходные процессы граничного трения при недостаточных условиях смазки, характерных для частичных нагрузок ДВС с нестационарными режимами. Именно в этих режимах обеспечивается повышенный износ узлов трения и их уплотнений. Данная методика позволяет прогнозировать износостойкость посадочных мест валов и втулок подшипников независимо от температурного режима, опираясь только на трибологические свойства при низких скоростях вращения. Вопрос о моменте начала вращения вала турбины не исследуется, т.к. он наблюдается в очень короткий промежуток времени запуска двигателей, и составляет менее 1% от срока службы машины. Основной износ происходит при работе именно в переходных режимах.

После установки турбокомпрессора в тиски лабораторного стенда и подключения к внешнему двигателю производится настройка системы управления на отключение счетчика времени в момент достижения частоты вращения $n_1 = 500$ об/мин при свободном выбеге вала. Затем проводят измерения на каждом турбокомпрессоре в десятикратной повторяемости для получения достоверных и значимых результатов. При испытаниях в систему смазки турбокомпрессора обеспечивали подачу масла KAMAZ SAE 15W40 API CI-4/SL K10-40.50, которое соответствует спецификации завода-изготовителя.

Результаты исследований и их обсуждение. Оптимальное сочетание пар трений определили по величине коэффициента трения в процессе испытаний с изменением нормальной нагрузки. Исследование провели в условиях граничной смазки, близким к аварийным режимам эксплуатации подшипниковых сопряжений турбокомпрессоров.

Минимальный коэффициент трения наблюдается у сопряжения “сверхтвердое покрытие–бронза БрАЖ9-4” (рис. 1). Низкий коэффициент трения бронз в условиях полужидкостного трения, а также химическая инертность материалов пары трения обеспечивают низкую интенсивность изнашивания в анализируемом сопряжении. При этом наличие алюминия в составе бронзы улучшает приработку с минимальным износом, что предопределяет малые зазоры и высокую эффективность работы сопря-



Рис. 1. Сравнительный анализ коэффициента трения различных пар трения.

жения. Наличие железа и твердых растворов на основе железа и меди позволяют хорошо противостоять микродеформации тонких поверхностных слоев бронзы и дальнейшему их разрушению. Как показали трибологические испытания, медьсодержащие продукты износа не вымываются из зоны трения, а участвуют в формировании тонкого медного слоя на поверхности контртела, покрытого анализируемым керамическим покрытием, реализуя эффект безызносности [10].

Что касается антифрикционного чугуна, то проведенные исследования подтверждают низкий коэффициент трения в сопряжении, однако низкая усталостная прочность, приводящая к диспергированию тонких поверхностных слоев, и низкая теплопроводность вызывают интенсивное изнашивание. Стальная поверхность в сопряжении с керамическим покрытием обладает низкой степенью прирабатываемости, повышенным коэффициентом трения в условиях граничной смазки, вызывающие значительный перегрев сопряжения и схватывание трущихся поверхностей. Поэтому данные сочетания материалов использовать в условиях подшипниковых сопряжений турбокомпрессоров недопустимо. Таким образом, установлено, что наиболее оптимальное сочетание материалов в подшипниковом сопряжении турбокомпрессора “сверхтвердое покрытие – БрАЖ9-4”.

На основе такого сочетания материалов были подготовлены модифицированные подшипниковые сопряжения турбокомпрессоров ТКР 7С-6 в количестве десяти штук и проанализирована их сравнительная эффективность эксплуатации в условиях стендовых испытаний по вышеуказанной методике. Определение момента трения в стандартных подшипниковых сопряжениях валов турбокомпрессоров проводили на турбокомпрессорах, прошедших обкатку 1000 км. После этого на поверхности валов турбокомпрессоров синтезировали анализируемое керамическое покрытие, после чего собирали турбокомпрессор, устанавливали его на лабораторный стенд и проводили испытания по измерению момента трения. Результаты испытаний показали, что значения моментов трения в подшипниковых узлах всех проанализированных турбокомпрессоров с вероятностью 95% находятся в диапазонах $M = 2.36 \pm 0.11$ Н м до обработки вала и $M = 1.73 \pm 0.10$ Н м после обработки вала. Таким образом, нанесение сверхтвердого керамического покрытия на опорные шейки вала турбокомпрессора снижает момент трения в подшипниковых узлах турбокомпрессора ТКР 7С-6 в 1.37 раза или

на 27%. Снижение величины момента трения должно положительно сказываться на чувствительности турбокомпрессора, т.е. его способности повышать частоту вращения вала во время увеличения подачи топлива. Указанное обстоятельство позволяет снизить время действия так называемой “турбоямы” во время набора скорости транспортным средством.

Выводы. Представленные результаты исследований подтверждают работоспособность модифицированных подшипниковых сопряжений турбокомпрессора ТКР 7С-6 на основе сверхтвердых материалов. Эффективность работы турбокомпрессора оценивалась по величине момента трения в подшипниковом сопряжении и увеличилась на 27%, что сказывается на снижении интенсивности изнашивания подшипникового сопряжения. Представленные результаты исследований можно применить при производстве и ремонте турбокомпрессоров.

ФИНАНСИРОВАНИЕ

Работа выполнена при финансовой поддержке Российского научного фонда (проект № 19-79-20012).

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют, что у них нет конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Смирнов А.В., Космынин А.В., Хвостиков А.С., Щетинин В.С., Иванова Н.А. Проблемы эксплуатации турбокомпрессоров ДВС и пути повышения их надежности // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2016. № 2. С. 67.
2. Pesiridis A. The application of active control for turbocharger turbines. International // Journal of Engine Research. 2012. № 13 (4). P. 385.
<https://doi.org/10.1177/1468087411435205>
3. Бурцев А.Ю., Плаксин А.М., Гриценко А.В. Повышение эксплуатационной надежности турбокомпрессоров дизелей тракторов // АПК России. 2015. Т. 72. № 1. С. 23.
4. Величко С.А., Сенин П.В., Чумаков П.В. Пути повышения межремонтного ресурса силовых гидроцилиндров // Ремонт. Восстановление. Модернизация. 2015. № 4. С. 36.
5. Ipatov A.G., Kharanzhevskiy E.V. The Tribological Properties of Superhard and Functional Coatings Based on Carbide and Boron Nitrid // Journal of Friction and Wear. 2019. V. 40. № 6. P. 588.
6. Larsson P., Axen N., Hogmark S. Tribofilm formation on boron carbide in sliding wear. Wear 236. 1999. P. 73.
7. Bhowmick S., Sun G., Alpas A.T. Low friction behaviour of boron carbide coatings (B4C) sliding against Ti–6Al–4V // Surface & Coatings Technology. 2016. № 308. P. 316.
8. Erdemir A., Bindal C., Fenske G.R. Formation of ultralow friction surface films on boron carbide. // Appl. Phys. Lett. 1996. № 68. P. 1637.
9. Сивухин Д.В. Общий курс физики в 5 т. Механика – 4-е изд. М.: Физматлит: МФТИ, 2005. Т. 1. 560 с.
10. Гаркунов Д.Н., Бабель В.Г., Мельников Э.Л., Щедрин А.В., Аванесян В.П. Новое научное открытие в трибологии на основе самоорганизации // Ремонт. Восстановление. Модернизация. 2019. № 6. С. 18.