

УДК 621.891

*В. И. Кубич, О. Г. Чернета, Е. А. Задорожная, А. В. Гриценко,
К. В. Глемба, Л. А. Шефер*

Исследование процесса смазки турбокомпрессоров

UDC 621.891

*V. I. Cubich, O. G. Cherneta, E. A. Zadorozhnaya, A. V. Gritsenko,
K. V. Glemba, L. A. Shefer*

Investigation of lubrication of turbocompressors

Аннотация

Состояние потока моторного масла в гидродинамических сопряжениях определяется не только геометрическими или термомеханическими параметрами

взаимодействия поверхностей трения, но и режимом течения. Из-за тяжелых условий работы подшипников скольжения на некоторых режимах процессы самоорганизации на

поверхностях трения протекают неэффективно. Это негативно влияет на сплошность и устойчивость к повреждению формирующихся смазочных образований, режим течения смазочного

Статья рекомендована к публикации И.С. Цихалевским, канд. техн. наук, доцентом Уральского государственного университета путей сообщения. E-mail: ITsikhalevsky@usurt.ru.

Вадим Иванович Кубич, канд. техн. наук, доцент, кафедра автомобилей Запорожского национального технического университета; г. Запорожье, Украина. E-mail: reibung1@mail.ru.

Олег Георгиевич Чернета, канд. техн. наук, доцент, кафедра автомобилей и автомобильного хозяйства Днепропетровского государственного технического университета, г. Дзержинск, Украина; E-mail: science@dstu.dp.ua.

Елена Анатольевна Задорожная, д-р техн. наук, профессор, кафедра «Автомобильный транспорт» Южно-Уральского государственного университета; профессор кафедры «Эксплуатация машинно-тракторного парка» Южно-Уральского государственного аграрного университета; г. Челябинск, Россия. E-mail: elena-nea@rambler.ru.

Александр Владимирович Гриценко, д-р техн. наук, профессор, кафедра «Автомобильный транспорт» Южно-Уральского государственного университета; профессор кафедры «Эксплуатация машинно-тракторного парка» Южно-Уральского государственного аграрного университета; г. Челябинск, Россия. E-mail: alexgrits13@mail.ru.

Константин Вячеславович Глемба, канд. техн. наук, доцент, кафедра «Автомобильный транспорт» Южно-Уральского государственного университета; доцент кафедры «Эксплуатация машинно-тракторного парка» Южно-Уральского государственного аграрного университета; г. Челябинск, Россия. E-mail: glemba77@mail.ru.

Леопольд Анатольевич Шефер, д-р техн. наук, профессор, кафедра «Летательные аппараты» Южно-Уральского государственного университета; г. Челябинск, Россия. E-mail: sheferla@susu.ru.

The article is recommended for publishing by I.S. Tsikhalevsky, Candidate of technical science, Associate Professor, Ural state university of railway transport. E-mail: ITsikhalevsky@usurt.ru.

Vadim Ivanovich Cubich, Candidate of technical science, Associate Professor, Chair of Motor Vehicles, Zaporozhsky national technical university; Zaporozhzhie, Ukraine. E-mail: reibung1@mail.ru.

Oleg Georgievich Cherneta, Candidate of technical science, Associate Professor, Chair of Motor Vehicles and Vehicle Fleet, Dneprodzerzhinsk state technical university, Dzerzhinsk, Ukraine; E-mail: science@dstu.dp.ua.

Elena Anatol'evna Zadorozhnaya, Doctor of technical science, Professor, Motor Vehicle Transport Chair, South-Ural state university; Professor, Maintenance of Motor Vehicle and Tractor Park Chair, South-Ural state agricultural university, Chelyabinsk, Russia. E-mail: elena-nea@rambler.ru.

Alexander Vladimirovich Gritsenko, Doctor of technical science, Professor, Motor Vehicle Transport Chair, South-Ural state university; Professor, Maintenance of Motor Vehicle and Tractor Park Chair, South-Ural state agricultural university, Chelyabinsk, Russia. E-mail: alexgrits13@mail.ru.

Konstantin Vyacheslavovich Glemba, Candidate of technical science, Associate Professor, Motor Vehicle Transport Chair, South-Ural state university; Associate Professor, Maintenance of Motor Vehicle and Tractor Park Chair, South-Ural state agricultural university, Chelyabinsk, Russia. E-mail: glemba77@mail.ru.

Leopold Anatol'evich Shefer, Doctor of technical science, Air Vehicles Chair, South Ural state university; Chelyabinsk, Russia. E-mail: sheferla@susu.ru.

материала относительно поверхностей трения изменяется в процессе работы. Очень часто наблюдается переход потока моторного масла из ламинарного течения в турбулентное состояние. Приведены результаты расчетной оценки возможных эксплуатационных режимов и условий, при которых в подшипнике скольжения вала турбокомпрессора проявляется турбулизация течения потока моторного масла. Это позволяет определить толщину вероятных пограничных слоев относительно радиуса неровности поверхностей и сравнить с общей толщиной возможного смазочного слоя в сопряжении «шейка-втулка». Предложенный подход позволяет давать общую оценку состояния потока масла с точки зрения формирования его по слоям и характеру движения компонентов в нем, что необходимо для совершенствования способов обеспечения надежности смазывания подшипника

конкретного турбокомпрессора.

Ключевые слова: критерий Рейнольдса, турбулентный поток, турбокомпрессор, пограничный слой, смазочные образования, компонент масла.

DOI: 10.20291/2079-0392-2019-1-25-39

Annotation

Condition of motor oil stream in hydrodynamic links is evaluated not only by geometrical or thermomechanical parameters of interaction of friction surfaces, but by the flow mode as well. Due to hard operating conditions of sliding bearings at certain modes, self-organization processes on friction surfaces flow ineffectively. This influences uniformity and resistance to damages of lubricating formations, the lubricating material flow mode in relation to friction surfaces is changed during operation.

Very often one may observe motor oil stream change

from streamline flow into turbulent condition. The results of estimated assessment of possible operational modes and conditions are given, in which turbulization of motor oil stream flow is manifested in turbocompressor shaft sliding bearing. This makes it possible to evaluate the depth of probable boundary layers in relation to surface asperity radius and to compare with general depth of the possible lubricating layer at «neck – muft» link.

The proposed approach provides to give general assessment of oil stream condition from the viewpoint of its formation by layers and movement character of components in it, which is necessary for perfection of ways to ensure reliability of lubrication of a particular turbocompressor bearing.

Key words: Reynolds criterion, turbulent stream, turbocompressor, boundary layer, lubricating formations, oil component.

DOI: 10.20291/2079-0392-2019-1-25-39

Разработка мероприятий повышения надежности работы подшипниковых узлов, работающих в условиях высокоскоростного трения скольжения, предполагает наличие данных, определяющих не только характер нагружения поверхностей, но и особенности проявления реологических свойств смазочных материалов, протекающих через зазоры определенных размеров. Диапазон высоких частот вращения валов в узлах трения автотракторных двигателей достаточно широк, например, от 3 до 6 тыс. мин⁻¹ в трибосопряжениях коленчатых и распределительных валов и от 75 до 220 тыс. мин⁻¹ для валов турбокомпрессоров. Состояние потока моторного масла в таких сопряжениях определяется не только геометрическими или термомеханическими параметрами взаимодействия поверхностей

трения, но и режимом течения. Из-за высоких нагрузочных и тепловых режимов возможны нарушения сплошности потока масла в зазоре сопряжений. Это обусловлено механическим повреждением из-за недостаточного количества масла в зоне трения. Масло – жидкотекучее вещество, в котором могут происходить процессы изменения режима течения относительно поверхностей трения в общем и элементов их топографического контура в частности, т. е. переход потока моторного масла в турбулентное состояние. Характерная черта турбулентного состояния – вихревое движение смазочных слоев. Возникает вопрос о возможности формирования устойчивых структур смазочных образований на поверхностях трения: насколько они будут оставаться функциональными в экстремальных условиях эксплуатации?

Вопросам изучения процессов движения моторного масла через узлы трения скольжения автотракторных двигателей, в частности, через зазоры подшипников коленчатого вала, вала турбокомпрессоров посвящены работы [1–7]. Так, в работе [1] разработаны и представлены методы диагностирования коренных и шатунных подшипников для автомобильных и тракторных двигателей путем измерения пульсаций давления в главной масляной магистрали. Авторам удалось установить связь между величиной сигнала давления и техническим состоянием коренных подшипников. В работах [2–4, 6] проведены теоретические и натурные экспериментальные исследования по установке в систему смазывания дополнительного оборудования для повышения эксплуатационной надежности. Турбокомпрессор был оснащен гидроаккумулятором и тормозным устройством для снижения времени выбега ротора, охлаждения и смазывания вала во время остановки двигателя принудительной подачей моторного масла с помощью дополнительной трубы и полых болтов в зону трения. Результаты исследований показали, что сокращение времени выбега ротора до диапазона в 37–57 с в зависимости от режима работы исключает возникновение режимов полусухого или сухого трения, что продлевает срок службы турбокомпрессора.

В работе [5] представлена методика оценки и расшифровки диагностической информации, которая основывается на исследованиях, представленных в [1]. Предложенная методика дает возможность проводить безразборную диагностику и оценить степень износа подшипников скольжения в кривошипно-шатунном механизме по параметрам пульсации давления в центральной масляной магистрали. В работе [7] коллектив авторов установил взаимосвязь между частотой вращения турбокомпрессора и критерием смазывания λ при различных температурах моторного масла. В ней

установлена зависимость между радиальной силой, нагружающей подшипник, и частотой вращения вала. В целом, полученные результаты указывают, что смазочные образования не всегда смогут выдерживать воздействия со стороны контртела, обусловленные величиной радиальной силы вала турбины. А это обуславливает переход на режимы смазки, неблагоприятные для сопротивления материала подшипника изнашиванию.

В работах [8, 9] по критерию Рейнольдса дана оценка течения масляного потока, который подводится к узлам трения коленчатого, распределительного валов и агрегатов турбокомпрессоров при различных вязкостно-температурных параметрах моторного масла, геометрических параметрах подшипников скольжения и скоростных параметрах работы выборки двигателей. Установлено, что турбулизация течения потока моторного масла в зазорах подшипников скольжения при определенных режимах работы теоретически возможна. В работах [8, 9] рассматривалось течение потока через эксплуатационные зазоры. Однако случай прерывности потока масла, при котором есть смазка поверхностей из остатков материала в зазоре, не рассматривался, и оценка возможности турбулизации слоев остаточного масла не производилась. Такой режим взаимодействия поверхностей возможен в общем случае при запаздывании подачи масла в зону трения, в частности, при проявлении режима смешанной смазки.

Наличие смазочных образований в виде адсорбированных слоев на поверхностях трения учтено в математической модели смазочного материала [10]. Влияние полимолекулярной адсорбции на реологическое поведение смазочного масла в тонком слое описано в работах [11–13]. Однако в указанных работах не представлено экспериментальное исследование узлов трения машин, в которых реализуется рассмотренный режим течения смазочного материала.

Таким образом, результаты анализируемых работ указывают на актуальность оценки состояния потока моторного масла в рассматриваемых узлах трения двигателя, поскольку именно он определяет как возможность их диагностирования в целом, так и процессы формирования смазочных образований непосредственно на поверхностях деталей.

Поток моторного масла представляется структурной составляющей практически любого трибологического сопряжения, в котором по условиям рабочих режимов существуют гидродинамический, граничный или смешанный режимы смазки. Подшипники скольжения вала турбокомпрессоров автотракторных двигателей рассматриваются как трибологические сопряжения «шейка вала – вкладыш» с изменяющимся характером течения потока моторного масла. Однако проявление таких режимов смазки не всегда постоянно, поскольку толщина смазочного слоя изменяется в зависимости от ряда параметров, а именно, динамической вязкости η , нагрузки в контакте N , параметров шероховатости поверхностей $R_{a1,2}$.

В подшипниках скольжения, где зона возвратных течений более обширна, при большой длине подшипника, значительном статическом эксцентриситете $> 0,3-0,4$ и повышенных значениях числа Рейнольдса ($Re > 200$) в широкой части смазочного слоя следует ожидать образования замкнутых вихревых течений, возмущающих течение смазки в соседних частях смазочного слоя.

При Re более 2300 течение турбулентное. Так как в системах смазки автотракторных средств обычно применяются вязкие масла, а скорости в каналах невелики ($0,5$ л/с), то течение масла в бывае всегда ламинарное.

Согласно Куэтту, течение в подшипниках скольжения ламинарное при $Re < 1900$ и турбулентное при $Re > 1900$. Радиальные подшипники с гидродинамической смазкой рассчитывают с помощью метода последовательного приближения или метода вариации путем

оптимизации конструктивных и эксплуатационных факторов для достижения малого износа в эксплуатации и благоприятных энергозатрат с учетом имеющихся масел и их вязкости.

На устойчивость ламинарного течения сильно влияют разрыв и кавитация жидкостной смазки. Эти явления нарушают спокойствие течения жидкости и граничные условия течения. Перемещающиеся каверны и брызги вызывают значительные возмущения в виде местных случайных вихревых течений. Такие вихри еще не образуют обычного беспорядочного турбулентного течения, отличаясь от него большей масштабностью, более низкими частотами и меньшей устойчивостью. Тем не менее они могут заметно повышать вязкое сопротивление и изменять действующие гидромеханические силы.

Критические значения чисел Рейнольдса зависят также от шероховатости поверхности подшипника, причем для шероховатой поверхности критические числа Рейнольдса меньше, чем для гладкой. При обтекании поверхности подшипника маслом с самого начала может иметься турбулентный пограничный слой (ламинарная и переходная зоны в этом случае отсутствуют).

Так, в соответствии с работой [14], минимальная толщина смазочного слоя, при которой сохраняются условия для гидродинамической смазки, определяется выражением:

$$h_{\min} = 0,57 \frac{\eta U d \cdot l}{N}, \quad (1)$$

где d – диаметр вала подшипника, м; l – длина подшипника.

С учетом установившегося подхода в трибологии для оценки режимов смазки по критерию λ [14] параметры выражения (1) обусловят его численные значения следующим образом:

$$\lambda = 0,57 \frac{\eta U d \cdot l}{N \sqrt{R_{a1}^2 + R_{a2}^2}}, \quad (2)$$

где $R_{a1,2}$ – среднее арифметическое отклонение профиля контактирующих поверхностей.

Из выражений (1), (2) следует, что основными параметрами, определяющими смену режимов смазки в условиях установившейся регулярной шероховатости взаимодействующих поверхностей, являются скорость скольжения и вязкость в прямой пропорциональности и нагрузка с параметром шероховатости в обратной пропорциональности. При этом скорость потока v_c смазочного материала будет определяться скоростью вращения подвижного элемента трибосопряжения; в данном случае скоростью скольжения в контакте $v_c = f(U)$. Однако перемещения отдельно выделенных слоев будут иметь разные градиенты скорости в зависимости от удаления от поверхностей тела и контртела сопряжения.

В зависимости от режима течения различают ламинарный и турбулентный пограничные слои. Последний отличается интенсивным перемешиванием, образованием мелких вихрей, пульсаций скорости, наличием значительной поперечной скорости, тепло- и массообменом с внешним потоком. В связи с плавным характером перехода пограничного слоя в ядро потока принято условно считать, что пограничный слой заканчивается при толщине δ , где скорость отличается от скорости внешнего потока на 1 % (рис. 1).

По мере обтекания стенки с маломеняющейся скоростью внешнего потока

толщина пограничного слоя δ увеличивается. Если вначале слой ламинарный (участок I), то при определенных условиях из-за образования и интенсификации пульсаций слой начинает турбулизироваться. Участок II, где происходит этот процесс, называется переходным, а на участке III слой можно считать турбулентным. Однако и здесь между стеной и турбулентным слоем находится тонкий ламинарный подслой.

Толщина турбулентного слоя заметно больше, чем предшествующего ему ламинарного слоя. Турбулентный слой имеет более полную эпюру скоростей, чем ламинарный (см. эпюры скоростей на рис. 1), что объясняется интенсивным перемешиванием внутри слоя.

Экспериментальное определение характеристик неламинарного течения смазки затрудняется возможностью отличающихся режимов, начиная от упорядоченных вихревых течений Тейлора и кончая беспорядочными турбулентными течениями.

Вихревая зона действует на остальной поток смазки подобно внесенному в ее слой твердому телу такой же конфигурации, тем самым уменьшается клиновидная часть смазочного слоя в наиболее широкой его части. Турбулизация смазки в этой области распространяется лишь на слабо нагруженную часть смазочного слоя и потому мало влияет на величину действующих на цапфу

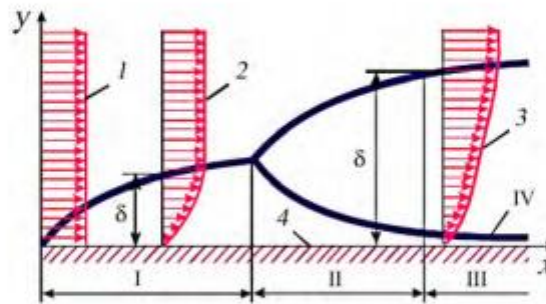


Рис. 1. Схема пограничного слоя при обтекании плоской стенки
I – ламинарный режим; II – переходная зона; III – турбулентный режим; IV – ламинарный подслой; 1 – эпюра скоростей движения потока масла в идеальном слое; 2 – эпюра скоростей в ламинарном слое; 3 – эпюра скоростей в турбулентном слое; 4 – обтекаемая стенка

гидромеханических сил. На практике расширяющаяся часть жидкостного смазочного слоя из-за понижения давления в основном потоке обычно оказывается охваченной кавитацией, и тогда разрушается та часть смазки, где могли бы возникать вихревые течения.

Большое влияние на устойчивость ламинарного течения оказывают разрыв и кавитация жидкостной смазки. Эти явления существенно нарушают спокойствие течения жидкости и граничные условия течения. Перемещающиеся каверны и брызги вызывают значительные возмущения в виде местных случайных вихревых течений. Такие вихри еще не образуют обычного беспорядочного турбулентного течения, отличаясь от него большей масштабностью, более низкими частотами и меньшей устойчивостью. Тем не менее они могут заметно повышать вязкое сопротивление и изменять действующие гидромеханические силы.

Такие градиенты скоростей могут быть следующими. Во-первых, увеличивающимися: $dv_c/dh > 0$, что предопределяется наличием предварительно сформировавшегося граничного слоя – смазочных образований из цепочек многоатомных углеводородосодержащих молекул. Для последних характерно наличие определенных когезионных связей внутри структуры и адгезионных связей непосредственно с совокупностью активных центров поверхностей. Это полимолекулярные слои с различными сдвиговыми сопротивлениями перемещению.

Во-вторых, постоянными: $dv_c/dh = 0$, когда $v_c = 0$ или $v_c = \text{const} > 0$, что предопределяется:

- отсутствием сформировавшихся граничных слоев на протяжении некоторого времени (когда они разрушены и не успели образоваться, что вызывается проявлением критических значений параметров нагружения контакта);

- ламинарностью состояния потока при формировании смазочных образований вновь, для которого характерно

постоянство скоростей движения условных точек по линиям тока. При этом под условными точками линий тока можно рассматривать движение компонентов смазочного материала в виде отдельных многоатомных молекул.

В-третьих, переменными: $dv_c/dh \geq 0$, $dv_c/dh \leq 0$, что предопределяется переходом от ламинарного состояния потока компонентов смазочного материала к его турбулентному состоянию.

При нарушении ламинарного режима течения смазки увеличивается момент трения, действующий на цапфу и на подшипник. Несколько повышается поддерживающая цапфу гидродинамическая сила, однако неизвестны надежные измерения этой силы для неламинарных режимов течения смазки. Практически отсутствуют сведения о компонентах гидромеханических сил при колебаниях смазки [17]. Профили давления при турбулентном течении смазки не намного отличаются от таковых при ламинарном ее течении и подчас укладываются в пределы погрешности измерений.

Следующий вопрос, имеющий значение для быстроходных валов, – это переход из ламинарного режима течения смазки в турбулентный. Последний повышает момент трения, усиливает образование тепла, следовательно, дает меньший поток смазки, чем ламинарный режим.

При этом вероятность формирования адгезионно-когезионных связей в формирующихся структурах смазочных образований определенных толщин будет определяться скоростями движения компонентов смазочной среды и временем, отводимым на энергетический обмен и взаимодействие силовых полей. Очевидно, что отсутствие упорядоченного движения компонентов смазочной среды с различными молярными массами будет предопределять хаос в формировании устойчивых связей. Особенно это важно для поверхностно-активных веществ, которые:

- отвечают за координацию положения многоатомных молекул, например,

$\text{CH}_3(\text{CH}_2)$ относительно активных центров на поверхностях металлов;

– участвуют в процессе своего агрегатирования во взвешенном состоянии и формировании жидкокристаллического слоя граничной пленки, залечивая поврежденные слои на поверхностях [15].

Однако смазочная среда в виде моторного масла представляет собой не только присадочные композиции с поверхностно-активными веществами, но и базовое масло со сложными молекулами, образующими его структуру в целом. Для такой композиции, безусловно, характерно наличие сил вязкого трения, которые вызывают прилипание жидкости к поверхности обтекаемого тела [16], т. е. удерживают компоненты масла в состоянии покоя. В соответствии с теорией пограничного слоя, созданной в основном Л. Прандтлем, компоненты моторного масла при определенных режимах течения формируют пограничный слой, в котором силы вязкого трения и силы давлений одного порядка, а скорость возрастает при удалении от поверхности тела [16]. То есть в любом случае, независимо от процессов разрушения и восстановления защитных смазочных образований, на обтекаемых маслом поверхностях есть пограничные слои. Но с какими присущими им свойствами по эффективности проявления и времени действия с учетом смены гидравлического состояния? Вопрос пока остается открытым. Также интересен вопрос оценки процента наличия компонентов поверхностно-активных веществ в пограничном слое при переходах с одного режима смазки на другой. Особенно это важно знать для управления процессами при восстановлении эффективных граничных слоев в трибологических системах материалов с разной поверхностью активной.

Толщина пограничного слоя δ относится к числу не вполне четко определенных понятий, так как граница слоя со стороны жидкости не является резко

очерченной, однако ее можно определить следующим образом [16]:

$$\delta \approx \frac{l}{\sqrt{\text{Re}}}, \quad (3)$$

где l – характерный линейный размер обтекаемого тела; Re – число Рейнольдса.

Такой подход в оценки состояния потока моторного масла вблизи обтекаемых поверхностей теоретически обуславливает факт формирования экранирующего пограничного слоя, в котором создаются благоприятные условия формирования адгезионных связей компонентов масла с активными центрами металлов. Однако в пограничном слое скорость движения слоев быстро нарастает при удалении от поверхности. Это, с учетом переменных градиентов скоростей перемещения компонентов в определенной зоне, что свойственно эффекту турбулизации, обуславливает проявление фрагментального запыления их прохода непосредственно к поверхности. Значит, происходит формирование запыляющего слоя разной плотности.

Эксцентриситет цапфы, пока он невелик ($< 0,3$), почти не влияет на устойчивость ламинарного течения. По одним данным такой эксцентриситет несколько (в пределах 10–15%) снижает критическую величину числа Тейлора, по другим данным он несколько повышает его. Более значительный эксцентриситет препятствует образованию вихрей Тейлора и тем самым стабилизирует ламинарное течение смазки. Турбулентность течения смазки проявляется в основном как кажущееся увеличение вязкости смазки и небольшое сокращение относительной длины подшипника.

Теоретически ламинарное течение в смазочном слое устойчиво при любых скоростях, если угловая скорость вращения втулки превосходит угловую скорость цапфы при вращении их в одинаковом направлении. Это можно объяснить тем, что при вращении втулки центробежные силы прижимают смазку к подвижной поверхности. Наоборот, потеря устойчивости течения при

вращении цапфы объясняется тем, что центробежные силы отбрасывают смазку от вращающейся поверхности. Такое упрощенное представление действия сил, конечно, не охватывает всех особенностей явления потери устойчивости ламинарного течения.

Это определяется тем, что компоненты масла с меньшими скоростями движения не могут преодолеть сопротивление движению компонентов с большими скоростями движения. При больших значениях критерия Рейнольдса проявляются меньшие толщины пограничных слоев и, соответственно, запаса концентрации поверхностно-активных веществ, обуславливающих эффект восстановления поврежденных граничных слоев, может быть недостаточно. Толщины пограничных слоев будут сопоставимы с высотами формирующихся полимолекулярных слоев смазочных образований исходя из длин одной среднестатистической молекулы, например, для молекулы жирной кислоты – 1,7–2,3 нм. Очерченный подход к оценке состояния потока моторного масла в подшипнике скольжения турбокомпрессоров предлагается положить в основу разработки мероприятий по повышению его надежности на экстремальных режимах эксплуатации.

Таким образом, с точки зрения оценки процессов, обуславливающих структурирование граничных слоев, экранирующих поверхности взаимодействия, значим учет скоростей движения компонентов смазочного материала, омывающего поверхности трения при их взаимодействии. Рассчитать скорости движения компонентов смазочной среды в линиях тока достаточно сложно, а вот оценить состояние потока с линиями тока по критерию Рейнольдса для подшипника скольжения не представляет особого труда.

Необходимо определить возможные эксплуатационные режимы и условия, при которых в подшипниках скольжения вала турбокомпрессора проявляется турбулизация течения потока моторного масла с сопутствующими при

этом толщинами вероятных пограничных слоев. Полученные результаты позволят оценить состояние потока масла с точки зрения формирования его структурного состояния по слоям и характера движения компонентов в нем.

Для расчета критерия Рейнольдса для подшипника скольжения использовалось математическое выражение вида [8, 9]:

$$Re = \frac{\pi d n \rho S}{2 \mu_{\text{дф}}} \leq 41,3 \sqrt{\frac{d}{S}}, \quad (4)$$

где d – диаметр вала, м; n – частота вращения вала турбокомпрессора, с^{-1} ; ρ – плотность моторного масла, кг/м^3 ; $\mu_{\text{дф}}$ – динамическая вязкость моторного масла, $\text{Па} \cdot \text{с}$; S – диаметральный зазор, м.

Вычисления производились в программном продукте Excel. В качестве исходных данных для расчетов использовались следующие значения параметров влияния:

- диаметр вала (шейки), м:
 $d_{\text{max}} = 0,012$; $d_{\text{min}} = 0,006$;
- диаметральный зазор, мкм:
 $S_{\text{ном}} = 16$; $S_{\text{пром}} = 58$; $S_{\text{гран}} = 75$;
- частота вращения вала, с^{-1} :
 $n_{\text{max}} = 4100$ (246000 мин^{-1});
 $n_{\text{min}} = 20$ (1200 мин^{-1});
- динамическая вязкость, $\text{Па} \cdot \text{с}$:
 $\mu_{\text{max}} = 0,9$; $\mu_{\text{min}} = 0,0024$.

Значения динамической вязкости рассчитывались для минерального моторного масла Lukoil-Super 15W-40 (таблица 1).

Диаметральный зазор выбирался из расчета его увеличения с номинального до граничного значения по мере израсходования ресурса подшипника.

Диаметры валов выбирались из конструктивных особенностей турбокомпрессоров, определяемых геометрическими размерами основных деталей и максимальной частотой вращения вала турбины. Так, для проведения аналитических исследований выделены два среднестатистических диаметра валов:

- $d_{\text{max}} = 0,012$ м для турбокомпрессоров с максимальными частотами вращения вала от 100 до 125 тыс. мин^{-1} ,

Таблица 1

Исходные данные

Параметр	Численные значения							
Температура T , °C	0	20	40	60	80	100	120	140
Кинематическая вязкость γ , мм ² /с	1000	215	70	26	18	8	5	3
Плотность ρ^* , кг/м ³	908	893	878	863	848	833	818	803
Динамическая вязкость $\mu_{\text{эф}}$, Па·с	0,9	0,19	0,061	0,022	0,015	0,0066	0,0041	0,0024

* Плотность рассчитывалась в соответствии с выражением $\rho = 0,908 - 7,5 \cdot 10^{-4} T$, которое получено на основе экспериментальных данных [17].

например, ТКР-6 (01), ТКР7-00.1 (700-1118010), К-27-543-01 и др., с рабочим диапазоном 90–100 тыс. мин⁻¹;

– $d_{\text{min}} = 0,006$ м для турбокомпрессоров с максимальными частотами вращения вала от 150000 мин⁻¹ и выше, например, ТКР-4, ТКР5, Garret G25-555, Garret 15445 и др., с рабочим диапазоном 160000–180000 мин⁻¹.

Моделирование характера изменения численного значения критерия Рейнольдса выполнялось в программном продукте Excel в соответствии с выражением (4). Для визуализации границы перехода масла в турбулентное состояние и определения режимов и условий нахождения сохранения такого состояния строились поверхности отклика.

Для определения толщин вероятно пограничного слоя использовано выражение (3). В качестве характерного линейного размера обтекаемого тела использовалось численное значение радиуса закругления неровности поверхности r . Численные значения параметра r определяются по результатам профилографирования рабочих поверхностей шейки вала и втулки. В данной работе для теоретических расчетов использованы значения $r_1 = 30$ мкм, например, для поверхности стального вала и $r_2 = 13$ мкм, например, для поверхности бронзовой втулки, соответствующие доводке цилиндрических поверхностей при $R_{\text{zmax}} = 1,2$ мкм и внутреннему шлифованию при $R_{\text{zmax}} = 4,72$ мкм.

Поверхности отклика для критерия Рейнольдса с диапазоном частот вращения вала $n = 20$ –2760 с⁻¹ (1200–165600 мин⁻¹) приведены на рис. 2. Режимы работы турбокомпрессора, при которых сохраняется турбулизация масла, приведены в таблицах 2, 3.

Численные значения толщины пограничного слоя приведены в табл. 4.

При эксплуатационном зазоре $S = 16$ мкм независимо от диаметров вала во всех диапазонах изменения вязкости и частоты вращения вала турбулизация масла не возникает. Толщина пограничного слоя изменяется на поверхности с большим радиусом неровностей от 1,8 до 9,5 мкм, с меньшим радиусом неровности от 0,78 до 4,1 мкм. Это предопределяет благоприятные условия для протекания процессов взаимодействия компонентов масла между собой и поверхностями, особенно при малых скоростях вращения вала.

При эксплуатационном зазоре $S = 58$ мкм в сопряжении с диаметром вала $d = 0,006$ м турбулизация масла проявляется на частотах его вращения с 138000 мин⁻¹ и вязкости масла 0,0024 Па·с, что соответствует температуре 140 °C, по 193000 мин⁻¹ и выше, с диапазоном вязкости от 0,0041 до 0,0024 Па·с, что соответствует диапазону температур от 130 до 140 °C. В этих диапазонах рабочих параметров масляного слоя подшипников ТКР резко уменьшается контактный слой смазки, что приводит к образованию эффекта

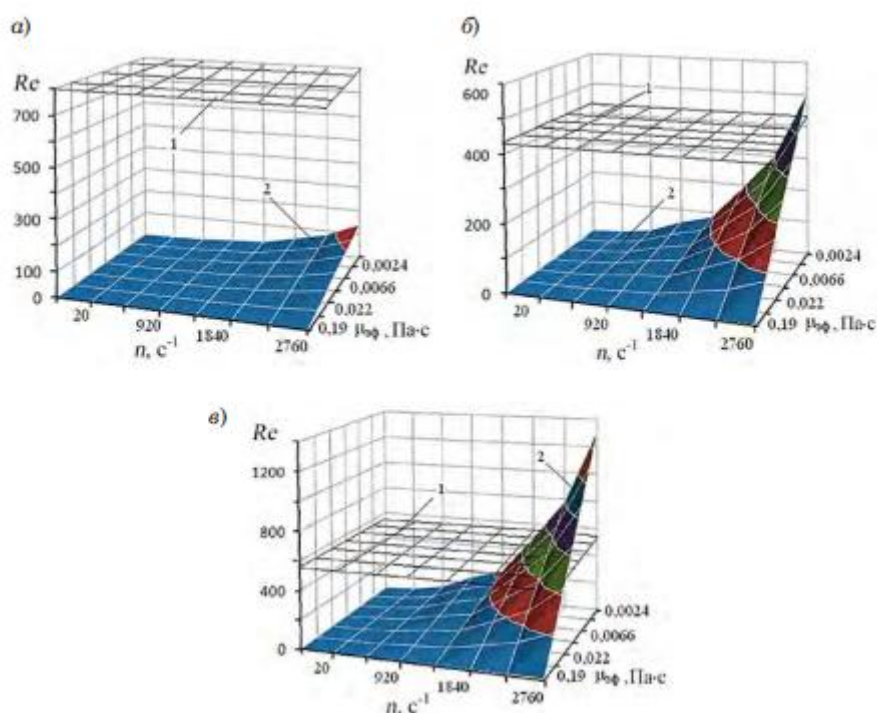


Рис. 2. Поверхности отклика для критерия Рейнольдса
1 – граница перехода в турбулентное состояние; 2 – поверхность отклика;
а – при $d = 0,006$ м; $S = 16$ мкм; б – при $d = 0,006$ м; $S = 58$ мкм; в – при $d = 0,012$ м; $S = 75$ мкм

Таблица 2
Численные значения параметров при диаметре вала $d = 0,006$ м

Зазор S , мкм	Динамическая вязкость μ , Па·с	Частота вращения вала n , мин ⁻¹	Критерий Re
16	0,0024–0,9	1200–246000	799*
	$Re_{max} = 206$		$Re_i < 799$
58	0,0066–0,9	1200–246000	420*
	0,0041–0,9	1200–165000	$Re_i < 420$, $Re_{max} = 749$
	0,0024–0,0041**	138000–246000**	$Re_i > 420$
75	0,0066–0,9	1200–246000	369*
	0,0041–0,9	1200–138000	$Re_i < 369$, $Re_{max} = 969$
	0,0024–0,0041**	110400–246000**	$Re_i > 369$

* Граничное значение критерия Re перехода к турбулизации и ниже – максимальное при турбулизации.

** Значения при турбулизации.

Таблица 3

Численные значения параметров при диаметре вала $d = 0,012$ м

Зазор S , мкм	Динамическая вязкость $\mu_{\text{эф}}$, Па·с	Частота вращения вала n , с ⁻¹	Критерий Re
16	0,0024–0,9	20–4100	1131*
	$Re_{\text{max}} = 413$		$Re_i < 1131$
58	0,0066–0,9	1200–246000	594*
	0,0041–0,9	1200–138000	$Re_i < 594$, $Re_{\text{max}} = 1498$
	0,0024–0,0041**	138000–246000**	$Re_i > 594$
75	0,0015–0,9	1200–246000	522*
	0,0066–0,9	1200–138000	$Re_i < 522$, $Re_{\text{max}} = 1930$
	0,0024–0,0041**	138000–246000**	$Re_i > 522$

* Граничное значение критерия Re перехода к турбулизации и ниже – максимальное при турбулизации.

** Значения при турбулизации.

Таблица 4

Численные значения толщины граничного слоя δ , мкм

Зазор S , мкм	Диаметр $d = 0,006$ м		Диаметр $d = 0,012$ м	
	Радиус неровности $r_1 = 30$ мкм	Радиус неровности $r_2 = 13$ мкм	Радиус неровности $r_1 = 30$ мкм	Радиус неровности $r_2 = 13$ мкм
16	2,5–9,5*	1,1–4,1*	1,8–9,5*	0,78–4,1*
58	1,46–9,5	0,63–4,1	1,23–9,5	0,53–4,1
	1,33–1,46**	0,6–0,63**	0,94–1,23**	0,41–0,53**
75	1,56–9,5	1,41–4,1	1,31–9,5	0,57–4,1
	1,17–1,56**	0,44–0,5**	0,83–1,31**	0,36–0,57**

* Значения определены для диапазона критерия Re от 10 до $Re_{\text{границы}}$.

** Значения при турбулизации (для зазоров 58, 75 мкм в числителе значения при отсутствии турбулизации).

подгорания масла, образованию налета и шлама; ресурс снижается в от десяти до десяти раз. Возможные варианты последствий: спекание рабочих поверхностей цапфы и подшипника, полное заклинивание вращающихся узлов ТКР. Толщины пограничных слоев в среднем составляют 1,4 мкм и 0,6 мкм, что в 1,7 и 1,8 раза меньше по сравнению с более благоприятными условиями. Значит, теоретический диапазон проявления турбулизации накладывается на возможный рабочий режим турбокомпрессоров, то есть возможны рассмотренные эффекты, заключающиеся в турбулизации потока масла, его разрывах,

кавитационных явлениях. В сопряжении с таким же зазором, с диаметром вала $d = 0,012$ м турбулизация проявляется при таких же вязкостях масла, начиная с частоты вращения вала 110400 мин⁻¹. Однако в таком диапазоне частот турбокомпрессоры с диаметром вала до 12 мм и более не работают. Поэтому рассматривать режим турбулизации нет необходимости.

При эксплуатационном зазоре $S = 75$ мкм в сопряжении с диаметром вала $d = 0,006$ м турбулизация проявляется: – на частотах вращения с 110400 мин⁻¹ и выше вязкость масла составляет 0,0024–0,0041 Па·с;

– на частоте 246000 мин^{-1} и вязкости масла $0,0066 \text{ Па} \cdot \text{с}$ температура составляет 100°C .

Толщины пограничных слоев уменьшаются в среднем на 6–13%. В данном случае теоретический диапазон проявления турбулизации не только накладывается на рабочий режим работы турбокомпрессора, но и расширяется в сторону уменьшения частоты вращения вала. Уменьшение пограничных слоев смазки, разрыв сплошности потока при эксплуатационном зазоре $S = 75 \text{ мкм}$ приводят к увеличению опасных диапазонов частот вращения ротора ТКР в рабочих диапазонах. По приблизительным расчетам это может привести к уменьшению ресурсных параметров в 1,1–1,6 раза по сравнению с функционированием ТКР с зазором $16,58 \text{ мкм}$.

В сопряжении с таким же зазором, но с диаметром вала $d = 0,012 \text{ м}$, турбулизация проявляется:

– с частоты 82800 мин^{-1} и вязкости масла $0,0024 \text{ Па} \cdot \text{с}$;

– с частоты 110400 и вязкости $0,0024$ – $0,0041 \text{ Па} \cdot \text{с}$.

Толщины пограничных слоев уменьшаются также в среднем на 6–13%. Для такой геометрии взаимодействия диапазон проявления турбулизации масла накладывается на рабочий режим работы турбокомпрессора.

Однако радиальные зазоры в подшипниках на эксплуатационных режимах работы турбокомпрессоров, обусловленные эффективностью течения

потоков масла, а также направлением и величиной радиальной нагружающей силы, неодинаковые и неравномерные по сечению.

Для оценки соотношений между толщинами пограничных слоев на поверхностях вала и втулки (подшипника) и толщиной смазочного слоя между ними на рабочих режимах турбокомпрессора в соответствии с выражением (1) произведены соответствующие расчеты (таблица 5). При этом использовано значение радиальной силы $N = 20 \text{ Н}$, нагружающей поверхности трения подшипника скольжения турбокомпрессора GT1544, рассчитанное в [7].

Анализ изменения полей толщины смазочного слоя в сопряжении и пограничных слоев на поверхностях трения вала и втулки (таблицы 3–5) указывает на следующее.

При эксплуатационных зазорах 58 и 75 мкм в сопряжении с диаметром вала $d = 0,006 \text{ м}$ возможность формирования устойчивых пограничных слоев на поверхности втулки и вала в зоне максимального сближения отсутствует. Это определяется тем, что среднестатистический диапазон толщины смазочного слоя при возможной турбулизации масла в четыре-пять раз меньше теоретического пограничного слоя на поверхности вала и в 1,5–2,5 раза на поверхности втулки. Более благоприятные условия для явно выражаемых толщин пограничных слоев, т.е. с «зазором», создаются при температуре масла менее 100°C . Зона работы с натягом создает

Таблица 5

Расчетная толщина смазочного слоя $h_{\min}$

Параметр	Условия: $d = 0,006$; $l = 0,015 \text{ м}$; $N = 20 \text{ Н}$							
	$n = 110400 \text{ мин}^{-1}$, $v_n = 34,66 \text{ м/с}$				$n = 165600 \text{ мин}^{-1}$, $v_n = 51,81 \text{ м/с}$			
$\mu_{\text{эф}}$, $\text{Па} \cdot \text{с}$	0,0024	0,0041	0,015	0,022	0,0024	0,0041	0,015	0,022
T , $^\circ\text{C}$	140	120	80	60	140	120	80	60
$h_{\min}$, мкм	0,21	0,36	1,33	1,95	0,3	0,54	1,99	2,9
	Условия: $d = 0,012$; $l = 0,025 \text{ м}$; $N = 20 \text{ Н}$							
	$n = 82800 \text{ мин}^{-1}$, $v_n = 51,99 \text{ м/с}$				$n = 110400 \text{ мин}^{-1}$, $v_n = 51,99 \text{ м/с}$			
$h_{\min}$, мкм	1,06	1,8	6,66	9,7	1,4	2,43	8,89	13,8

опасность в виде снижения ресурсных параметров узлов ТКР в 1,1–2 раза.

При эксплуатационных зазорах 58 и 75 мкм в сопряжении с диаметром вала $d = 0,012$ м формирование устойчивых пограничных слоев на поверхности втулки и вала в зоне максимального сближения возможно. Это определяется тем, что среднестатистический диапазон толщины смазочного слоя в зоне максимального сближения примерно равен суммам возможных толщин пограничных слоев на поверхности вала и втулки. Такое соотношение представляется «переходным», с явным «зазором» при температуре масла менее 110°C . Зону работы выше 110°C можно назвать переходной, а наступление турбулизации более вероятным.

В целом полученные результаты указывают, что гидравлическая напряженность формируемых слоев из компонентов моторного масла на поверхностях вала и втулки может изменяться в зависимости от степени его турбулизации и геометрических параметров контакта. Опасность для масла здесь заключается в выработке присадок, перегреве слоев масла или по отношению к втулке и валу – ускоренному формированию износа. Это обуславливает характер протекания процессов формирования устойчивых к разрушениям связей между элементарными многоатомными молекулами масла и активными центрами – ионами металлов материалов втулки и вала. Временная составляющая контактного взаимодействия является определяющей для характера

движения компонентов моторного масла при смене режимов силового и скоростного нагружения его слоев. Ее необходимо учитывать при прогнозировании поверхностных эффектов в случае применения, например, ремонтно-восстановительных препаратов с целью улучшения технического состояния восстанавливаемых объектов.

Рассмотренные подходы позволили выполнить расчетную оценку возможных эксплуатационных режимов и условий, при которых в подшипниках скольжения вала турбокомпрессора проявляется турбулизация течения потока моторного масла, что дало возможность определить толщины вероятных пограничных слоев на поверхностях вала и втулки и сравнить их с толщиной возможного смазочного слоя по условиям нагружения. Установлено, что пограничные слои в зависимости от рассмотренных параметров могут формироваться разной толщины и соотноситься с «натыгом», «зазором» и быть «переходными».

Разработанная методика может быть применена для оценки состояния течения моторного масла в прогнозируемом диаметральном зазоре любого турбокомпрессора, а полученные при этом результаты определяют необходимость совершенствования способов обеспечения надежности смазывания подшипников конкретного турбокомпрессора. Также на основании полученных данных можно смоделировать эффекты ускорения износа, уменьшения надежности пар трения, наступления нежелательных режимов трения. ■

Литература

1. Глемба К. В., Гриценко А. В., Ларин О. Н. Диагностирование коренных и шатунных подшипников кривошипно-шатунного механизма // Вестник ЮУрГУ, 2014. Т. 14. № 1. С. 63–71. ISSN 1990-8504.
2. Пляксин А. М., Гриценко А. В., Бурцев А. Ю., Глемба К. В., Лукомский К. И. Повышение надежности турбокомпрессоров автотракторной техники применением гидроаккумулятора // Вестник КрасГАУ, 2014. № 8. С. 176–180. ISSN 1819-4036.
3. Бурцев А. Ю., Пляксин А. М., Гриценко А. В. Повышение эксплуатационной надежности турбокомпрессоров дизелей тракторов // АПК России, 2015. Т. 72 (1). С. 23–25. ISSN 2587-8824.
4. Пляксин А. М., Гриценко А. В., Бурцев А. Ю., Глемба К. В. Способ обеспечения работоспособности турбокомпрессора дизелей применением автономного смазочно-тормозного устройства // Вестник КрасГАУ, 2015. № 6. С. 89–94. ISSN 1819-4036.

5. Гриценко А. В., Куков С. С. Методика анализа диагностической информации при диагностировании подшипников кривошипно-шатунного механизма по параметрам давления в центральной масляной магистрали // Вестник ЧГАА, 2010. Т. 57. С. 57–62.
6. Плаксин А. М., Гриценко А. В., Бурцев А. Ю. Результаты экспериментальных исследований времени выбега ротора турбокомпрессора ТКР-11 // Вестник ЧГАА, 2014. Т. 70. С. 130–135.
7. Мануйлов Э. В., Кубич В. И. Газодинамическая оценка нагружения и режимов смазки подшипника агрегата турбонаддува ДВС : Междун. науч.-практ. конф. «Научные перспективы XXI века. Достижения и перспективы нового столетия». Новосибирск : МНИ «Education», 2015. № 8 (15). С. 77–80.
8. Курликов Д. А., Кубич В. И. Вплив явища турбулізації моторного масла на ресурс роботи ДВЗ (Влияние турбулизации моторного масла на ресурс работы ДВС) : науч.-практ. конф. «Проблеми енергоресурсозбереження в промисловому регіоні. Наука і практика». Маріуполь : ДВНЗ «ПДТУ», 2017. С. 37–38.
9. Курликов Д. А., Кубич В. И. Уравнение регрессии критерия Рейнольдса для сопряжений скольжения ДВС : Міжн. наук.-практ. конф. «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування». Херсон : ХДМА, 2017. С. 236–240.
10. Zadorozhnaya E. A., Cherneyko S. V., Kurochkin M. I., Lukovich N. A. A Study the Axial and Radial Rotor Stability of the Turbo Machinery with Allowance the Geometry of the Surface and Properties of the Lubricating Fluid // Tribology in Industry, 2015. Vol. 37. № 4. P. 455–463. URL: <http://www.tribology.rs/journals/2015/2015-4/9.pdf> (дата обращения: 30.12.2018).
11. Mukhortov I., Zadorozhnaya E. and Levanov I. Multimolecular adsorption lubricants and its integration in the theory fluid friction // Proceedings of the STLE Annual Meeting and Exhibition, 2013. P. 147–149.
12. Mukhortov I., Zadorozhnaya E., Levanov I. and Pochkaylo K. The influence of poly-molecular adsorption on the rheological behaviour of lubricating oil in a thin layer // FME Transactions, 2015. Vol. 43. № 3. P. 218–222.
13. Zhang C. TEHD Behavior of Non-Newtonian Dynamically Loaded Journal Bearings in Mixed Lubrication for Direct Problem // Journal of Tribology, 2002. Vol. 124, № 1. P. 178–185. URL: https://mafiadoc.com/tribo-lyon-2013_59affca91723dddbdc5605b01.html (дата обращения: 18.12.2018).
14. Дмитриченко М. Ф., Мнацаканов Р. Г., Микосянчик О. О. Триботехніка та основи надійності машин / Навчальний посібник (Триботехника и основы надежности машин / Учебное пособие). Київ : Інформатодор, 2006. 216 с.
15. Воронін С. В. Вплив фазового стану присадки на товщину рідкокристалічних шарів граничної плівки : збірник наукових праць (Влияние фазового состояния присадки на толщину жидкокристаллических слоев предельной пленки : сборник научных трудов) УкрДАЗТ. Харків : УкрДАЗТ, 2015. Вып. 151. Т. 2. С. 56–62.
16. Сивухин Д. В. Механика. М. : Наука, 1979. Т. 1. С. 500–506.
17. Процессы и аппараты химических технологий : новый справочник химика и технолога. СПб : АНО НПО «Профессионал», 2004. Ч. 1. 848 с. ISBN 5-98371-021-4.

Literature

1. Glemba K. V., Gritsenko A. V., Larin O. N. Diagnostics of main and crank bearings of the crank and connecting-rod assembly // Herald of SUrSU [Diagnostics korennyh i shatunnyh podshipnikov krivoshipno-shatunnogo mekhanizma // Vestnik YuUrGU], 2014. V. 14. № 1. P. 63–71. ISSN 1990-8504.
2. Plaksin A. M., Gritsenko A. V., Burtsev A. Yu., Glemba K. V., Lukomsky K. I. Increase of reliability of turbocompressors of motor vehicle and tractor machinery by using hydroaccumulator // Herald of KrasSAU [Povyshenie nadezhnosti turbokompressorov avtotraktorov tekhniki primeneniem gidroakkumulyatora // Vestnik KrasGAU], 2014. № 8. P. 176–180. ISSN 1819-4036.
3. Burtsev A. Yu., Plaksin A. M., Gricenko A. V. Increase of operational reliability of turbocompressors of tractor diesels // Russia's APC, 2015 [Povyshenie ekspluatatsionnoy nadezhnosti turbokompressorov dizelej traktorov // APK Rossii, 2015]. V. 72 (1). P. 23–25. ISSN 2587-8824.

4. Plaksin A. M., Gritsenko A. V., Burtsev A. Yu., Glemba K. V. Means to provide working capacity of turbocompressor diesels by application of autonomous lubricating braking unit // Herald of KrasSAU, 2015 [Sposob obespecheniya rabotosposobnosti turbokompressora dizelej primeneniem avtonomnogo smazочно-tормозного ustrojstva // Vestnik KrasGAU, 2015]. № 6. P. 89–94. ISSN 1819-4036.
5. Gritsenko A. V., Kukov S. S. Methods of diagnostical information analysis in diagnosis of bearings of the crank and connecting-rod assembly by pressure parameters in the central oil mainline // Herald of ChSAA, 2010 [Metodika analiza diagnosticheskoy informacii pri diagnostirovanii podshipnikov krivoshipno-shatunnogo mekhanizma po parametram davleniya v central'noj maslyanoj magistrali // Vestnik ChGAA, 2010]. V. 57. P. 57–62.
6. Plaksin A. M., Gritsenko A. V., Burtsev A. Yu. Results of experimental studies of TKR-11 turbocompressor rotor rundown time // Herald of ChSAA, 2014 [Rezultaty eksperimental'nyh issledovaniy vremeni vybega rotora turbokompressora TKR-11 // Vestnik ChGAA, 2014]. V. 70. P. 130–135.
7. Manuilov E. V., Cubich V. I. Gas-dynamic assessment of loading and lubricating modes of boost-pressure charge assembly bearing: internat. Scient. and pract. conf. «Scientific prospects of XXI century. Achievements and challenges of the new century» [Gazodinamicheskaya ocenka nagruzheniya i rezhimov smazki podshipnika agregata turbonadduva DVS: mezhdun. nauch.-prakt. konf. «Nauchnye perspektivy XXI veka. Dostizheniya i perspektivy novogo stoletiya»]. Novosibirsk : MNI «Education», 2015. № 8 (15). P. 77–80.
8. Kurlikov D. A., Cubich V. I. Влияние турбулизации моторного масла на ресурс работы ДВС Influence of turbulization of engine oil on operational life of an ICE [Vliyanie turbulizacii motornogo masla na resurs raboty DVS]: scient. and pract. conf. «Problems of resource energy conservation in industrial region. Science and practice». Mariupol : DVNZ PDTU, 2017. P. 37–38.
9. Kurlikov D. A., Cubich V. I. Regression equation of Reynolds criterion for ICE sliding links [Uravnenie regressii kriteriya Reynol'dsa dlya sopryazhenij skol'zheniya DVS]: Intern. Scient. and pract. conf. «Modern power units on transport, technology for their maintenance». Kherson : KhDMA, 2017. P. 236–240.
10. Zadorozhnaya E. A., Cherneyko S. V., Kurochkin M. I., Lukovich N. A. A Study the Axial and Radial Rotor Stability of the Turbo Machinery with Allowance the Geometry of the Surface and Properties of the Lubricating Fluid // Tribology in Industry, 2015. Vol. 37. № 4. P. 455–463. URL: <http://www.tribology.rs/journals/2015/2015-4/9.pdf> (reference date: 30.12.2018).
11. Mukhortov I., Zadorozhnaya E. and Levanov I. Multimolecular adsorption lubricants and its integration in the theory fluid friction // Proceedings of the STLE Annual Meeting and Exhibition, 2013. P. 147–149.
12. Mukhortov I., Zadorozhnaya E., Levanov I. and Pochkaylo K. The influence of poly-molecular adsorption on the rheological behaviour of lubricating oil in a thin layer // FME Transactions, 2015. Vol. 43. № 3. P. 218–222.
13. Zhang C. TEHD Behavior of Non-Newtonian Dynamically Loaded Journal Bearings in Mixed Lubrication for Direct Problem // Journal of Tribology, 2002. Vol. 124, № 1. P. 178–185. URL: https://mafiadoc.com/tribo-lyon-2013_59affca91723ddbdc5605b01.html (reference date: 18.12.2018).
14. Dmitrichesko M. F., Mnatsakanov R. G., Mikosyanchick O. O. Triboengineering and fundamentals of operational reliability of machines / Elementary guide [Tribotekhnika i osnovy nadezhnosti mashin / Uchebnoe posobie]. Kiev: Informavtodor, 2006. 2016 p.
15. Voronin S. V. Influence of phase state of the additive on the thickness of liquid crystal layers of limiting film: collection of scientific papers // [Vliyanie fazovogo sostoyaniya prisadki na tolshechinu zhidkokristallicheskih sloev predel'noj plenki: sbornik nauchnyh trudov] UkrDAZT, Kharkiv: UkrDAZT, 2015. Issue 151. V. 2. Pp. 56–62.
16. Sivukhin D.V. Mechanics [Mekhanika]. M.: Science, 1979. V. 1. P. 500–506.
17. Processes and apparatuses of chemical technology: a chemist and technologist's new reference book [Processy i apparaty himicheskikh tekhnologij : novyj spravochnik himika i tekhnolog]. SPb : ANO NPO «Professional», 2004. 848 p. ISBN 5-98371-021-4.

Статья сдана в редакцию 10 января 2019 года