

DOI  
УДК 621.432

## ИССЛЕДОВАНИЕ ВЫХОДНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ТУРБОКОМПРЕССОРОВ СОВРЕМЕННЫХ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

А. В. Гриценко, В. Н. Кожанов, А. Н. Медведев, Н. Р. Адигамов, И. Х. Гималтдинов

**Реферат.** Основные причины нарушения работоспособности ДВС с турбонаддувом – высокие динамические нагрузки, значительные тепловые нагрузки в зонах трения, износ элементов турбокомпрессора, перегрев узлов и систем, масляное голодание и др. Исследования проводили с целью совершенствования методики диагностирования турбокомпрессоров путем анализа чувствительности изменения времени выбега вала ротора турбокомпрессора при варьировании входных параметров давления, температуры масла и начальной температуры процесса выбега. Основной объект проведения испытаний – турбокомпрессор К27-145, устанавливаемый на автомобили КаМАЗ. Уровни варьирования частот вращения выбирали из условия обеспечения максимальной частоты – 75000 мин<sup>-1</sup>, частоты соответствующей средним нагрузкам – 50000 мин<sup>-1</sup> и минимальной, при которой давление наддува поднимается до уровня атмосферного давления – 25000 мин<sup>-1</sup>. Эксперимент проводили в широких пределах изменения входных параметров масла: давление – 0,1...0,4 МПа, температура – 50...90°С. Получено условие для безаварийной работы подшипников турбокомпрессора с учетом прокачки масла при запуске двигателя, позволяющее определять границы работоспособности турбокомпрессоров и гарантированно исключать отказные случаи. Время выбега ротора турбокомпрессора К27-145 при частотах вращения 25000, 50000 и 75000 мин<sup>-1</sup> составляет соответственно – 10,3...14,8 с; 28,1...34,4 с; 38,6...47,1 с. Чувствительность времени выбега с возрастанием частоты вращения от 25000 до 75000 мин<sup>-1</sup> с вариацией в 25000 мин<sup>-1</sup> повышается и составляет 6,6...8,3 с/МПа; 10,6...14,3 с/МПа; 12,0...18,6 с/МПа. Контроль параметров чувствительности времени выбега позволяет в заводских условиях определять качество процесса сборки и обкатки узлов турбокомпрессора, в эксплуатации – правильность функционирования и ресурс турбокомпрессора.

**Ключевые слова:** турбокомпрессор, турбонаддув, диагностирование, техническое состояние, выбег, давление, неисправность.

**Введение.** На современном этапе высокотехнологичного машиностроения важным приоритетом и одним из главных условий достижения высокой выходной мощности автотракторных средств при сохранении высокой экологичности служит оснащение автотракторных средств турбонаддувом [1, 2]. Однако их установка приводит к существенному росту температурных условий работы систем и узлов двигателя внутреннего сгорания (ДВС),

ухудшению нагрузочных режимов [3, 4]. В свою очередь это требует применения более качественных эксплуатационных материалов и точного соблюдения регламента ТО и ТР. В то время как атмосферные ДВС неприхотливы с точки зрения эксплуатационных материалов и сроков их замены [5, 6]. Любые нарушения регламента ТО и ТР транспортных средств с турбонаддувом приводят к существенному снижению ресурсных параметров ДВС [7, 8].

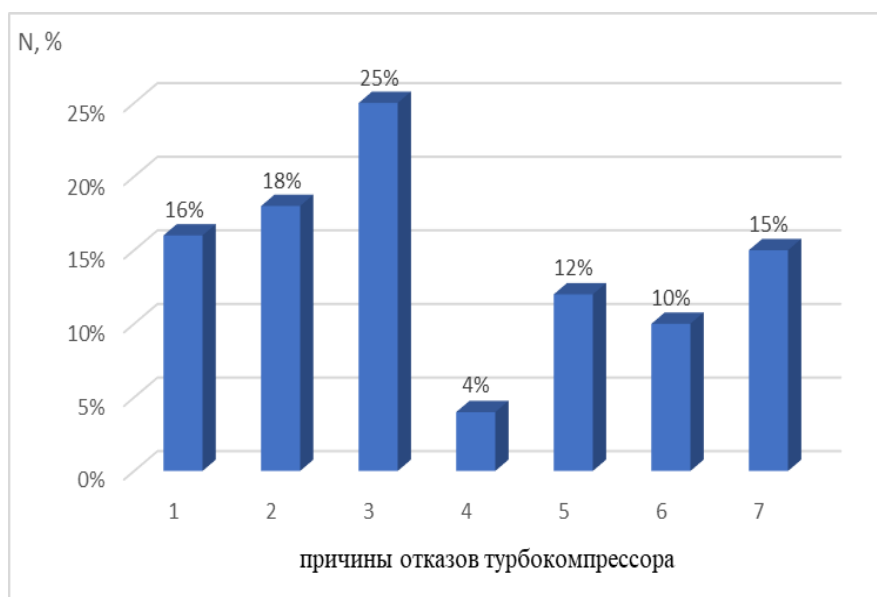


Рис. 1 – Процентное распределение причин отказов турбокомпрессора, %: 1) недостаток масла; 2) нарушение температурного режима; 3) выработка сроков замены смазки; 4) другие причины; 5) отказ топливных форсунок; 6) нарушение герметичности выпускного коллектора; 7) пониженное качество используемого масла

Значительная доля отказов турбокомпрессора (ТКР) приходится на проблемы с маслом [9, 10], что в свою очередь служит главной причиной, сдерживающей распространение турбонаддува.

Особенно это касается автотракторостроения Российской Федерации в условиях ограниченности качественных расходных материалов. Производство автомобилей, систем, запчастей на 2022 году в РФ по многим позициям

снижено на 40...60 % (<https://www.autostat.ru/infographics/54346/>).

Несмотря на то, что атмосферные ДВС менее чувствительны к качеству моторного масла и срокам его замены, распространение систем автоматического управления фазами газораспределения, гидротолкателей клапанов и механизмов адаптивного регулирования усложняет проблему контроля качества и сроков его выработки.



Рис. 2 – Структура неисправностей ДВС N (доля неисправностей от их общего числа) при исследованиях в 2011–2017 годы и 2018–2022 годы, %: 1) стартер и проводка; 2) опоры и подушки крепления двигателя; 3) система натяжения ремня газораспределительного механизма; 4) кривошипно-шатунный механизм; 5) клиновые ремни приводных механизмов; 6) система впуска и выпуска; 7) система смазки; 8) система зарядки аккумуляторной батареи; 9) головка блока цилиндров; 10) свечи системы зажигания; 11) система рециркуляции отработавших газов; 12) сальниковые уплотнения системы смазки; 13) генераторная установка; 14) газораспределительный механизм; 15) система топливоподдачи; 16) система охлаждения двигателя; 17) система управления электронными компонентами и зажиганием

В то же время в последние годы наблюдается повышение надежности отдельных систем ДВС (рис. 2), в том числе систем топливоподдачи на 10...15%, охлаждения двигателя – на 7...10%, управления электронными компонентами и зажиганием – на 10...20%. Более совершенные электронные системы и устройства обеспечивают высокий ресурс ДВС. В частности, пробег до списания лучших автотракторных средств составляет 1...1,5 млн км. Однако ресурсные параметры узлов и деталей в силу ряда условий могут существенно отличаться от эталонных [11].

Ранее были проведены исследования автономных систем смазки подшипников турбокомпрессора при одновременном контроле параметров выбега его ротора и сделаны выводы о границах работоспособности турбокомпрессоров, их тепловых режимах, условиях трения [5, 12], рассмотрены технические средства обеспечения жидкостных условий трения подшипников турбокомпрессора при существенно сниженных температурах сопряжений [1, 2, 3], раскрыты особенности расчета параметров процесса смазки, трения и тепловыделения в узлах трения турбокомпрессоров современных автотракторных средств, в том

числе при их остановке в условиях недостаточного количества смазки [7] и др. Однако в этих материалах не раскрывается сложная взаимосвязь чувствительности, точности и достоверности параметров выбега при изменении температурных параметров, величин давления и др.

Цель исследования – совершенствование методики диагностирования турбокомпрессоров путем анализа чувствительности изменения времени выбега вала ротора турбокомпрессора при варьировании входных параметров давления, температуры масла и начальной температуры процесса выбега.

**Условия, материалы и методы.** Процесс выбега ротора турбокомпрессора зависит от множества конструктивных и режимных параметров [2, 4]. Кроме того, определенное влияние на него оказывает внутреннее трение слоев масла при существенной вариации температурных режимов процесса смазки [4].

При условии реализации жидкостного трения в зазоре вал ротора ТКР – подшипник силу трения можно рассчитать по формуле:

$$P = F_{ТР} \cdot \mu \cdot \frac{v}{h}, \quad (1)$$

где  $F_{TP}$  – площадь поверхности трения,  $m^2$ ;  $\mu$  – вязкость масла,  $kg \cdot c/m^2$ ;  $v$  – скорость относительного движения взаимодействующих поверхностей,  $m/c$ ;  $h$  – толщина масляного слоя,  $m$ .

Из формулы (1) видно, что с уменьшением площади поверхности трения и увеличением толщины масляного слоя сила трения уменьшается, а с ростом скорости относительного движения взаимодействующих поверхностей – увеличивается.

В триботехнических исследованиях интенсивность адгезионного изнашивания можно определить из выражения:

$$V = K \cdot l \sqrt{1 + 3f^2} \frac{P \cdot d_A}{v \cdot p_T \cdot t_0} e^{-\frac{Q}{RT}}, \quad (2)$$

где  $K$  – коэффициент износа пары трения (в том числе вал ТКР – подшипник);  $l$  – путь проходящий валом ТКР по вкладышу (путь скольжения),  $m$ ;  $f$  – коэффициент трения;  $P$  – усилие, возникающее на валу при его вращении,  $H$ ;  $d_A$  – диаметр образованный площадью адсорбированной молекулы,  $m$ ;  $v$  – объемный износ при рассмотрении слоя контакта,  $m^3/m$ ;  $p_T$  – величина давления начала текучести одного из контактирующих материалов,  $Pa$ ;  $t_0$  – период колебания адсорбированной молекулы,  $c$ ;  $Q$  – теплота процесса адсорбции,  $Дж/моль$ ;  $R$  – универсальная газовая постоянная,  $Дж/(моль \cdot K)$ ;  $T$  – температура исследуемой зоны процесса трения,  $^{\circ}C$ .

Коэффициент трения в случае процесса граничной смазки рассчитывается по формуле:

$$f = a_M \cdot f_M + (1 - a_M) \cdot f_T, \quad (3)$$

где  $a_M$  – значение величины непосредственно-го контакта вала с подшипником, %;  $f_M$  – коэффициент трения при непосредственном контакте вала с подшипником;  $f_T$  – коэффициент трения при наличии масла в зазоре вала с подшипником.

Подставим формулу для вычисления коэффициента трения (3) в уравнение (2). В итоге получим:

$$V = K \cdot t_3 \sqrt{1 + 3(a_M \cdot f_M + (1 - a_M) f_T)^2} \frac{P \cdot d_A}{p_T \cdot t_0} e^{-\frac{Q}{RT}}, \quad (4)$$

где  $t_3$  – временной этап проходящий с момента запуска ДВС до поступления масла в зазор вал ТКР – подшипник,  $c$ .

Значение можно вычислить по формуле:

$$t_3 = \frac{V_{CM} - V_{OCT}}{Q_{ПФ} - \gamma \cdot Q_{КФ}}, \quad (5)$$

где  $V_{CM}$  – объем системы смазки с учетом сложности конфигурации,  $л$ ;  $V_{OCT}$  – остаточное количество масла перед очередным пуском ДВС,  $л$ ;  $Q_{ПФ}$  – расход масла

через фильтрационную систему,  $л/мин$ ;  $\gamma$  – коэффициент, учитывающий волновые явления открытия и перепуска масла через клапан фильтра;  $Q_{КФ}$  – расход масла через элементы перепуска в фильтре (в случае загрязнения фильтра и по мере увеличения его сопротивления его величина возрастает),  $л/мин$ .

Известно, что часть масла после остановки ДВС остается в рабочем зазоре подшипника ТКР и при очередном пуске, обеспечивает жидкостный режим трения. Однако многое зависит от начальных условий пуска, температуры и прокачиваемости масла, задержки воспламенения топливно-воздушной смеси. В случае нарушения пускового режима и длительной подготовке температура рабочего зазора вал ТКР – подшипник может превысить критический предел  $T_{КР}$ . В этом случае значительно интенсифицируется адгезионное изнашивание. Крайним случаем служит схватывание и приваривание поверхности вала ТКР к подшипнику.

Условие, при котором будет гарантировано обеспечиваться запуск ДВС и безаварийная работа ТКР, можно представить в виде:

$$T_{КР} - T_0 > t_3 \cdot \frac{\Delta T}{\Delta t}, \quad (6)$$

где  $T_0$  – исходная температура сопряжения перед началом пуска ДВС,  $^{\circ}C$ ;  $\Delta T$  – градиент повышения температуры при реализации пуска,  $^{\circ}C/c$ .

Безаварийная работа ТКР в течение длительного срока главным образом обусловлена контролем изменения градиента повышения температуры рабочего сопряжения. Из физики теплопередачи известно, что:

$$\frac{\Delta T}{\Delta t} = \frac{\Delta q}{C_{TP}}, \quad (7)$$

где  $\Delta q$  – количество теплоты, выделяемое при трении сопряжений,  $Дж$ ;  $C_{TP}$  – теплоемкость сопряжения вал ТКР – подшипник,  $Дж/^{\circ}C$ .

Количество выделяемой теплоты в сопряжении вал ТКР – подшипник зависит от мощности, затрачиваемой на трение  $N_{TP}$ :

$$q = C' N_{TP} = C' P v f, \quad (8)$$

где  $C'$  – коэффициент, определяющий долю трансформации механического трения в тепловой процесс, %;  $N_{TP}$  – мощность, затрачиваемая на преодоление трения,  $Вт$ ;  $P$  – давление в рабочем зазоре,  $Pa$ ;  $v$  – скорость относительного движения,  $m/c$ ;  $f$  – коэффициент трения.

Теплоотвод от поверхности трения в окружающую среду определяется выражением:

$$q_F = \alpha(T - T_C), \quad (9)$$

где  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи от поверхности трения, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $T$  – температура контактирующих поверхностей в зоне трения, °С;  $T_c$  – температура окружающей среды, °С.

Так как составляющую  $\Delta q$  в уравнении (7) можно представить в виде разности  $\Delta q = q - q_F$ , имеем:

$$\frac{\Delta T}{\Delta t} = \frac{C \cdot P \cdot v \cdot f - \alpha(T - T_c)}{C_{TP}}, \quad (10)$$

С учетом предварительных преобразований можно записать результирующее условие безаварийной работы пары трения вал ротора – подшипник:

$$T_{КР} - T_0 > t_3 \cdot (C_1 P v f - C_2(T - T_c)), \quad (11)$$

где  $C_1 = C/C_{TP}$  и  $C_2 = \alpha/C_{TP}$  – коэффициенты, которые определяют соответственно физико-химические свойства и режимы работы пар трения, %/(Дж/°С) и (Вт/(м<sup>2</sup>·К))/(Дж/°С).

Выразив из уравнения (11) составляющую  $t_3$ , получим:

$$t_3 < \frac{T_{КР} - T_0}{(C_1 P v f - C_2(T - T_c))}, \quad (12)$$

Это выражение представляет собой условие для безаварийной работы подшипников ТКР при любых режимах эксплуатации, используя которое можно определить предельные границы работы ТКР и его возможности.

Рассмотрим особенности изменения времени выбега в процессе эксплуатации турбокомпрессора. В ряде научных работ представлены факторы, влияющие на изменение процесса выбега [4, 8, 12]. В частности, выбег вала ротора ТКР зависит от таких важных параметров, как начальная частота вращения вала ротора ТКР, с которой проводится отчет времени выбега; давление, расход и температура масла, температура корпусных деталей ТКР, вязкостно-температурные характеристики масла и др.

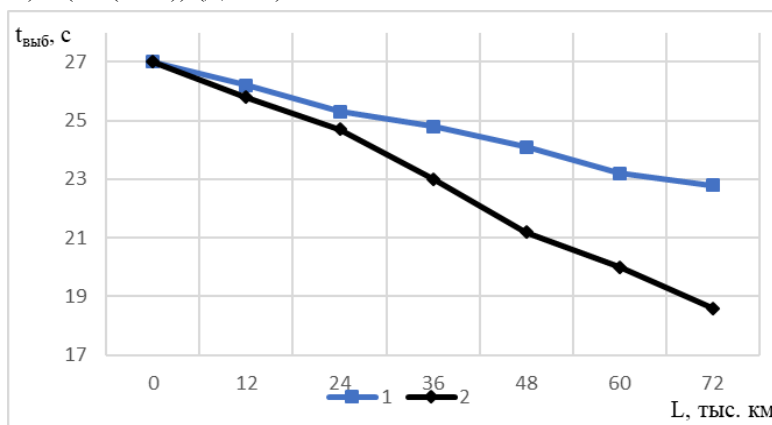


Рис. 3 – Зависимость процесса выбега ТКР ( $t_{\text{выб}}$ , с) автомобиля марки КАМАЗ от пробега ( $L$ , тыс. км): 1 – с подпиткой ТКР автономной системой смазки; 2 – с классическим исполнением системы смазки

Н. В. Орлов, установил существование взаимосвязи между временем выбега ротора ТКР и пробегом транспортного средства (рис. 3) [12]. Однако на нее оказывают огромное влияние множество факторов условий эксплуатации [4]. Основные из них – нагрузочный и скоростной режим, условия эксплуатации, используемые материалы (масло, фильтроэлемент), качество и своевременность проведения работ по ТО и ТР [13, 14, 15]. Влияние любого из этих факторов может привести к росту износа элементов ТКР и последующему отказу [9]. Поэтому существующие данные (см. рис. 3) следует понимать очень ограниченно для специфических условий усредненной эксплуатации.

При классическом исполнении системы смазки зависимость между временем выбега и пробегом (при  $R^2=0,943$ ) можно записать в виде уравнения:

$$t_{\text{выб3}} = -0,1269 \cdot L_{\text{экс3}} + 27,551, \quad (13)$$

где  $t_{\text{выб3}}$  – время выбега вала ротора ТКР

транспортного средства с штатной системой смазкой, с;  $L_{\text{экс3}}$  – пробег транспортного средства при использовании штатной системы смазки, км.

Результаты анализа данных Н. В. Орлова (см. рис. 3) свидетельствуют о том, что при классическом исполнении системы смазки степень снижения времени выбега происходит гораздо более резко, чем при автономной системе смазки. К точке, соответствующей 72000 км, оно достигает соответственно 18,6 с и 22,8 с.

Однако неизвестно как выбег связан с параметрами масла и режимами функционирования ТКР. Для определения взаимосвязи выбега с параметрами масла воспользуемся методологией анализа чувствительности. Чувствительность диагностического параметра можно определить по выражению:

$$K = \frac{\Delta \Pi}{\Delta U}, \quad (14)$$

где  $\Delta \Pi$  – время выбега вала ротора ТКР;



$\Delta U$  – температура масла на входе в подшипник ТКР, °С, величина входного давления масла в подшипник, МПа или начальное значение частоты вращения вала ротора ТКР, мин<sup>-1</sup>.

Экспериментальные исследования проводили на полномасштабном стенде с нагрузочным устройством (рис. 4а) и турбокомпрессором К27-145 с присоединенными средствами контроля (рис. 4б).



Рис. 4 – Установка 4Ч 9,2/8,0: а) полномасштабный стенд с нагрузочным устройством; б) турбокомпрессор К27-145 с присоединенными средствами контроля.

Полномасштабный стенд с нагрузочным устройством представляет собой инжекторный двигатель ЗМЗ-4062, установленный на раму (см. рис. 4а). К его выпускной системе подсоединен турбокомпрессор К27-145, к входной и выходной магистралям которого подсоединены датчики и измерительные устройства (рис. 4б).

Все сигналы, регистрируемые в процессе экспериментальной работы, фиксировали в цифровом виде. В качестве средства контроля использовали USB-Autoscope IV (осциллограф Постолюковского) с персональным компьютером и интерфейсом, которые эксплуатировали в 4- и 8-канальном режиме работы, в зависимости от числа одновременно фиксируемых параметров. К двум входам осциллографа подсоединяли разъемы термопар, контролирующих входную и выходную температуру масла подшипника ТКР, к третьему каналу – разъем датчика давления APZ 3020, к четвертому – разъем магнитного датчика оборотов ДМ-01. Для дополнительной проверки правильности снимаемой диагностической информации

использовали дублирующие приборные средства, по данным которых проводили сравнение результатов контроля.

Исследования осуществляли в соответствии с планом эксперимента по формуле 3<sup>3</sup> при 5 кратном проведении единичного опыта. Всего было проведено 27 опытов с учетом всех возможных сочетаний выбранных факторов и результирующего отклика.

В экспериментальной работе перед проведением эксперимента задавали следующие диапазоны варьирования входных параметров: температура масла на входе в подшипник ТКР – 50...90°С; величина входного давления масла в подшипник – 0,1...0,4 МПа; начальная частота вращения вала ротора ТКР – 25000...75000 мин<sup>-1</sup>.

**Результаты и обсуждение.** Рассмотрим экспериментально полученную зависимость времени выбега вала ротора ТКР от величины входного давления масла в подшипник при постоянной частоте вращения ротора турбокомпрессора –  $n=25000$  мин<sup>-1</sup> (рис. 5).

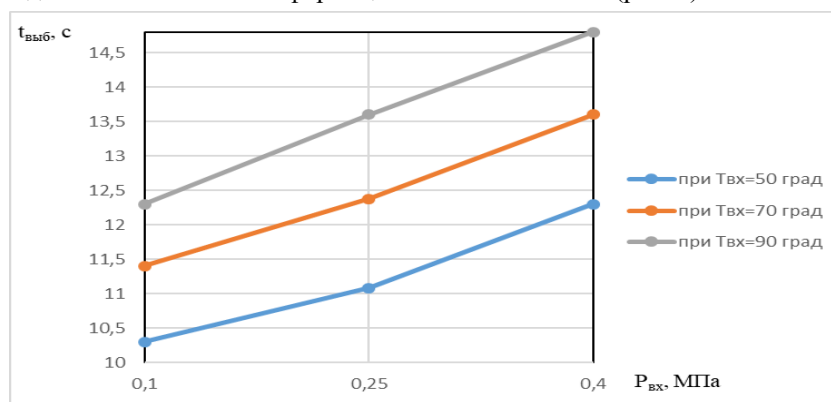


Рис. 5 – Зависимость времени выбега вала ротора ТКР от величины входного давления масла в подшипник при  $n=25000$  мин<sup>-1</sup>

Зависимость времени выбега от величины входного давления масла в подшипник при начальной (время отчета выбега учитывается с этой стартовой точки до момента остановки вала ротора ТКР) частоте вращения вала ротора ТКР  $n=25000 \text{ мин}^{-1}$  имеет ниспадающий характер. Для определения чувствительность величины времени выбега вала ротора ТКР к изменению входного давления масла в подшипник сравним между собой графики построенные по данным, полученным при разных температурах входящего масла (рис. 5). Разность величин  $t_{\text{выб}}$  для изменения  $T_{\text{вх}}$  в диапазоне  $50...90^\circ\text{C}$  составит:

$$\begin{aligned} \Delta t_{\text{выб}50} &= t_{\text{выб}(50)0,4} - t_{\text{выб}(50)0,1}, \text{ с} \\ \Delta t_{\text{выб}70} &= t_{\text{выб}(70)0,4} - t_{\text{выб}(70)0,1}, \text{ с} \\ \Delta t_{\text{выб}90} &= t_{\text{выб}(90)0,4} - t_{\text{выб}(90)0,1}, \text{ с} \end{aligned} \quad (15)$$

Следовательно:

$$\begin{aligned} \Delta t_{\text{выб}50} &= 12,3 - 10,3 = 2,0 \text{ с;} \\ \Delta t_{\text{выб}70} &= 13,6 - 11,4 = 2,2 \text{ с;} \\ \Delta t_{\text{выб}90} &= 14,8 - 12,3 = 2,5 \text{ с.} \end{aligned}$$

То есть прибавка времени выбега непрерывно возрастает с увеличением температуры входящего масла.

$$\Delta t_{\text{выб}50} < \Delta t_{\text{выб}70} < \Delta t_{\text{выб}90}$$

Объясняется это лучшими качественными условиями смазывания сопряжения вал ротора ТКР – подшипник ТКР. Масло становится менее вязким, приобретает лучшую текучесть

и, как следствие, улучшается смазываемость поверхностей трения.

Определим чувствительность времени выбега вала ротора ТКР к величине входного давления масла в подшипник для диапазона изменения  $T_{\text{вх}} = 50...90^\circ\text{C}$ . Для чего запишем формулу (14) в виде:

$$\begin{aligned} K_{\text{выб}50} &= \frac{\Delta t_{\text{выб}50}}{\Delta P_{\text{вх}}}, \text{ с/МПа} \\ K_{\text{выб}70} &= \frac{\Delta t_{\text{выб}70}}{\Delta P_{\text{вх}}}, \text{ с/МПа} \\ K_{\text{выб}90} &= \frac{\Delta t_{\text{выб}90}}{\Delta P_{\text{вх}}}, \text{ с/МПа} \end{aligned} \quad (16)$$

Подставив в выражения (16) соответствующие данные (см. рис. 5), получим:

$$\begin{aligned} K_{\text{выб}50} &= \frac{12,3 - 10,3}{0,4 - 0,1} = \frac{2,0}{0,3} = 6,6 \text{ с/МПа;} \\ K_{\text{выб}70} &= \frac{13,6 - 11,4}{0,4 - 0,1} = \frac{2,2}{0,3} = 7,3 \text{ с/МПа;} \\ K_{\text{выб}90} &= \frac{14,8 - 12,3}{0,4 - 0,1} = \frac{2,5}{0,3} = 8,3 \text{ с/МПа.} \end{aligned}$$

Расчеты показывают, что чувствительность времени выбега вала ротора ТКР заметно возрастает по мере роста температуры входящего масла.

Контролируя этот параметр можно управлять процессом прогрева двигателя и косвенно определять правильность функционирования ТКР.

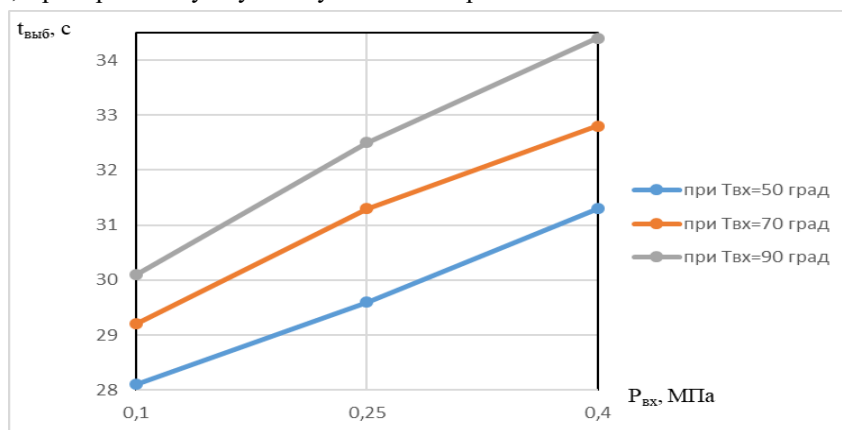


Рис. 6 – Зависимость времени выбега вала ротора ТКР от величины входного давления масла в подшипник при  $n=50000 \text{ мин}^{-1}$

При начальной частоте вращения вала ротора ТКР  $n=50000 \text{ мин}^{-1}$  разность величин  $t_{\text{выб}}$  для диапазона изменения  $T_{\text{вх}} = 50...90^\circ\text{C}$  составит:

$$\begin{aligned} \Delta t_{\text{выб}50} &= 31,3 - 28,1 = 3,2 \text{ с;} \\ \Delta t_{\text{выб}70} &= 32,8 - 29,2 = 3,6 \text{ с;} \end{aligned}$$

$$\Delta t_{\text{выб}90} = 34,4 - 30,1 = 4,3 \text{ с.}$$

Прирост времени выбега нелинейно возрастает с ростом температуры входного масла:

$$\Delta t_{\text{выб}50} = 3,2 < \Delta t_{\text{выб}70} = 3,6 < \Delta t_{\text{выб}90} = 4,3$$

В целом заметна значительная разница времени выбега при  $n=25000 \text{ мин}^{-1}$  и  $n=50000 \text{ мин}^{-1}$ . Прибавка разности также увеличивается.

Чувствительность времени выбега вала ротора ТКР к величине входного давления масла в подшипник с учетом результатов экспериментов (рис. 6) будет равна:

$$K_{\text{выб}50} = \frac{31,3 - 28,1}{0,4 - 0,1} = \frac{3,2}{0,3} = 10,6 \text{ с/МПа};$$

$$K_{\text{выб}70} = \frac{32,8 - 29,2}{0,4 - 0,1} = \frac{3,6}{0,3} = 12,0 \text{ с/МПа};$$

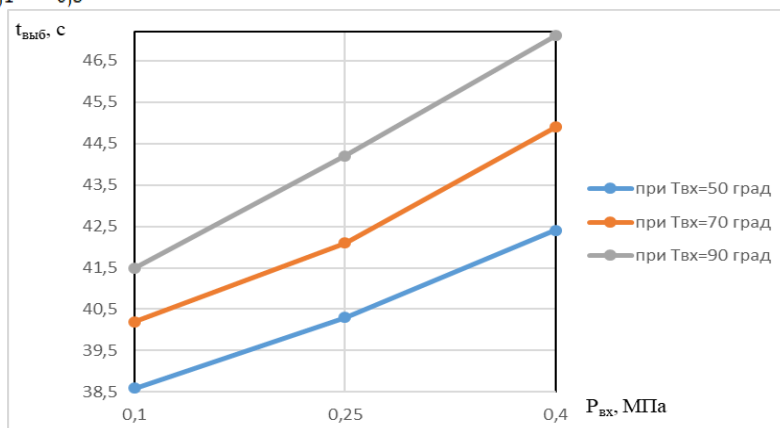


Рис. 7 – Зависимость времени выбега вала ротора ТКР от величины входного давления масла в подшипник при  $n=75000 \text{ мин}^{-1}$

Разность величин  $t_{\text{выб}}$  для диапазона изменения  $T_{\text{вх}} = 50 \dots 90^\circ\text{C}$  при начальной частоте вращения вала ротора ТКР  $n=75000 \text{ мин}^{-1}$  составит:

$$\Delta t_{\text{выб}50} = 42,2 - 38,6 = 3,6 \text{ с};$$

$$\Delta t_{\text{выб}70} = 44,9 - 40,2 = 4,7 \text{ с};$$

$$\Delta t_{\text{выб}90} = 47,1 - 41,5 = 5,6 \text{ с}.$$

Как и для остальных случаев прирост времени выбега нелинейно возрастает с повышением температуры входного масла.

$$\Delta t_{\text{выб}50} = 3,6 < \Delta t_{\text{выб}70} = 4,7 < \Delta t_{\text{выб}90} = 5,6$$

Заметна существенная разница времени выбега при  $n=25000 \text{ мин}^{-1}$ ,  $n=50000 \text{ мин}^{-1}$  и  $n=75000 \text{ мин}^{-1}$ . В диапазоне значений  $25000 \dots 50000 \text{ мин}^{-1}$  прибавка составила  $36 \dots 41\%$ ,  $50000 \dots 75000 \text{ мин}^{-1}$  –  $20 \dots 23\%$ .

Чувствительность времени выбега вала ротора ТКР к величине входного давления масла в подшипник, рассчитанная на основе экспериментальных данных (рис. 7) будет равна:

$$K_{\text{выб}50} = \frac{42,2 - 38,6}{0,4 - 0,1} = \frac{3,6}{0,3} = 12,0 \text{ с/МПа};$$

$$K_{\text{выб}70} = \frac{44,9 - 40,2}{0,4 - 0,1} = \frac{4,7}{0,3} = 15,6 \text{ с/МПа};$$

$$K_{\text{выб}90} = \frac{47,1 - 41,5}{0,4 - 0,1} = \frac{5,6}{0,3} = 18,6 \text{ с/МПа}.$$

$$K_{\text{выб}90} = \frac{34,4 - 30,1}{0,4 - 0,1} = \frac{4,3}{0,3} = 14,3 \text{ с/МПа}.$$

Таким образом, она заметно возрастает по мере повышения температуры входного масла.

Чувствительность времени выбега вала ротора ТКР при  $n=50000 \text{ мин}^{-1}$  значительно выше, чем при  $n=25000 \text{ мин}^{-1}$ . Относительное увеличение параметра чувствительности составило  $36 \dots 41\%$ .

Она увеличивается по мере роста температуры входящего масла. Так, разность в диапазонах частот вращения  $25000 \dots 50000 \text{ мин}^{-1}$  составляет  $6 \text{ с/МПа}$ , или  $41\%$ ,  $75000 \dots 5000 \text{ мин}^{-1}$  –  $4,3 \text{ с/МПа}$ , или  $23\%$ .

**Выводы.** Установлены теоретические зависимости, раскрывающие условие безаварийной работы подшипников вала ротора турбокомпрессора и границы их варьирования в эксплуатации с учетом времени поступления масла к парам трения.

Экспериментально установлены взаимосвязи времени выбега от изменения величины давления масла на входе в подшипник турбокомпрессора. При постоянном значении начальной частоты вращения ротора турбокомпрессора  $25000 \text{ мин}^{-1}$  прибавка составила от  $2,0$  до  $2,5 \text{ с}$ ; при  $n = 50000 \text{ мин}^{-1}$  – от  $3,2$  до  $4,3 \text{ с}$ ; при  $n = 75000 \text{ мин}^{-1}$  – от  $3,6$  до  $5,6 \text{ с}$ .

Экспериментально установлены взаимосвязи времени выбега от изменения температуры входного масла в подшипник турбокомпрессора. При постоянном значении начальной частоты вращения ротора турбокомпрессора  $25000 \text{ мин}^{-1}$  увеличение составляло  $0,5 \text{ с}$ ; при  $n = 50000 \text{ мин}^{-1}$  –  $1,1 \text{ с}$ ; при  $n = 75000 \text{ мин}^{-1}$  –  $2,0 \text{ с}$ .

С ростом давления масла на входе в подшипник турбокомпрессора при частоте вращения ротора турбокомпрессора  $25000 \text{ мин}^{-1}$  чувствительность времени выбега варьировала от  $6,6$  до  $8,3 \text{ с/МПа}$ ; при  $n = 50000 \text{ мин}^{-1}$  – от  $10,6$  до  $14,3 \text{ с/МПа}$ ; при  $n = 75000 \text{ мин}^{-1}$  – от  $12,0$  до  $18,6 \text{ с/МПа}$ .

С ростом температуры масла на входе в подшипник турбокомпрессора при частоте вращения ротора турбокомпрессора 25000 мин<sup>-1</sup> она увеличивалась на 1,7 с/МПа; 50000 мин<sup>-1</sup> – на 3,7 с/МПа; 75000 мин<sup>-1</sup> – на 6,6 с/МПа.

#### Литература

1. Математическая модель индивидуальной системы смазки подшипника турбокомпрессора двигателя внутреннего сгорания / И. Г. Галиев, К. А. Хафизов, Р. Р. Шайхутдинов и др. // Техника и оборудование для села. 2020. № 4 (274). С. 39-43.
2. Галиев И. Г., Хафизов К. А., Халиуллин Ф. Х. Модернизация системы смазки подшипникового узла турбокомпрессора автотракторного двигателя // Вестник Казанского государственного аграрного университета. 2019. Т. 14. № 1 (52). С. 71-76.
3. Определение и обеспечение работоспособности турбокомпрессора / А. Р. Галимов, И. Г. Галиев, К. А. Хафизов и др. // Вестник НГИЭИ. 2021. № 4 (119). С. 42-50.
4. Gritsenko A. V., Shepelev V., Kaliyev B. Studying the Temperature Characteristics of Oil at the Outlet From the K27-145 Turbocharger Rotor Bearing // Tribology in Industry. 2022. Vol. 44. No 4. P. 608-624. doi: 10.24874/ti.1318.06.22.10.
5. Повышение надежности турбокомпрессоров автотракторных двигателей улучшением смазывания подшипникового узла / Г. Г. Гаффаров, Р. Ф. Калимуллин, С. Ю. Коваленко и др. // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия: Машиностроение. 2015. Т. 15. № 3. С. 18-27.
6. Исследование гидравлического привода клапанов ГРМ / А. В. Максимов, Л. А. Зимица, Н. Р. Адигамов, Б. Г. Зиганшин // Вестник Казанского государственного аграрного университета. – 2022. – Т. 17, № 2 (66). – С. 84-91. – DOI 10.12737/2073-0462-2022-84-91.
7. Kubich V. I., Zadorozhnaya E. A., Cherneta O. G. Forming laminar flow of engine oil under conditions of high-speed sliding friction // Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2020. С. 1137-1153.
8. Расчетно-экспериментальное моделирование агрегатов наддува тепловозного дизеля на стенде / Д. Я. Носырев, Ю. Д. Карышев, А. А. Свечников и др. // Вестник транспорта Поволжья. 2015. № 4 (52). С. 79-82.
9. Исследование работы элементов турбокомпрессора двигателя внутреннего сгорания / В. А. Лушеко, Р. Р. Хасанов, А. Х. Хайруллин и др. // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2017. № 12 (693). С. 20-29.
10. Fedorov S. V. Nano-Structural Standard of Friction and Wear // Tribology in Industry. 2018. Vol. 40, No. 2. P. 225–238. doi: 10.24874/ti.2018.40.02.06.
11. Адигамов Н. Р., Гималтдинов И. Х. Теория и практика определения остаточного ресурса подшипниковых узлов дробилок кормов // Техника и оборудование для села. 2015. № 10. С. 44-48.
12. Орлов Н. В., Денисов А. С., Асоян А. Р. Снижение теплонапряженности элементов турбокомпрессора использованием автономной смазочной системы // Научное обозрение. 2013. №8. С. 49-55.
13. Модернизация системы смазки подшипникового узла турбокомпрессора автотракторного двигателя / Галиев И. Г., Хафизов К. А., Халиуллин Ф. Х. // Вестник Казанского государственного аграрного университета. 2019. Т. 14. № 1 (52). С. 71-76.
14. Экспертная система контроля технического состояния автомобилей / А. Д. Шумилин, В. В. Лянденбургский, М. К. Капунова и др. // Научное обозрение. 2016. № 4. С. 85-89.
15. Влияния воздействий прикатывающих катков на обобщенные силы малогабаритной почвообрабатывающей машины / Г. С. Юнусов, Н. Н. Андержанова, А. Р. Валиев, А. В. Алешкин // Вестник Казанского государственного аграрного университета. – 2021. – Т. 16, № 3(63). – С. 98-105. – DOI 10.12737/2073-0462-2021-98-105.

#### Сведения об авторах:

Гриценко Александр Владимирович – доктор технических наук, профессор кафедры автомобильный транспорт<sup>1</sup>, профессор кафедры технический сервис машин, оборудования и безопасности жизнедеятельности<sup>2</sup>, e-mail: alexgrits13@mail.ru

<sup>1</sup>Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, Россия

<sup>2</sup>Южно-Уральский государственный аграрный университет, г. Челябинск, Россия

Кожанов Владимир Николаевич – кандидат технических наук, доцент кафедры тракторов, сельскохозяйственных машин и земледелия, e-mail: kozhanoww@mail.ru

Южно-Уральский государственный аграрный университет, г. Челябинск, Россия

Медведев Алексей Николаевич – кандидат технических наук, доцент кафедры теории и методики управления авиацией, e-mail: alex\_med1961@mail.ru

Челябинское высшее военное авиационное Краснознаменное училище штурманов – филиал Военного учебно-научного центра Военно-воздушных сил «Военно-воздушная академия имени профессора Н. Е. Жуковского и Ю. А. Гагарина», г. Челябинск, Россия

Адигамов Наиль Рашатович – заведующий кафедрой, доктор технических наук, профессор кафедры эксплуатации и ремонта машин, e-mail: n-adigamov@rambler.ru

Гималтдинов Ильдус Хафизович – кандидат технических наук, доцент кафедры эксплуатации и ремонта машин, e-mail: tskszgau@mail.ru

Казанский государственный аграрный университет, г. Казань, Россия

#### STUDY OF THE OUTPUT CHARACTERISTICS OF TURBOCOMPRESSORS OF MODERN AGRICULTURAL MACHINERY

A. V. Gritsenko, V. N. Kozhanov, A. N. Medvedev, N. R. Adigamov, I. Kh. Gimaltidinov

**Abstract.** The main causes of malfunction of turbocharged internal combustion engines are high dynamic loads, significant thermal loads in friction zones, wear of turbocharger elements, overheating of components and systems, oil starvation, etc. The reliability of the output parameters of the turbochargers depending on the variable input data values. A condition has been obtained for the trouble-free operation of turbocharger bearings, taking into account oil pumping at engine start, which makes it possible to determine the limits of turbocharger performance and to exclude failure cases with



a guarantee. A methodology has been developed for analyzing the sensitivity of the run-out time with oil parameters and turbocharger operation modes, which makes it possible to evaluate the correct operation of turbochargers of modern automotive vehicles in operation. The main test object is K27-145 turbocharger installed on KAMAZ vehicles. The rotor shaft speed, depending on the configuration, is 40.000...120.000 min<sup>-1</sup>. During the implementation of the experimental work, the working frequency range of rotation of the turbocharger rotor shaft was provided from 25.000 to 75.000 min<sup>-1</sup>. The levels of variation of rotational speeds were chosen from the condition of providing the maximum frequency - 75000 min<sup>-1</sup>, the frequency corresponding to average loads - 50000 min<sup>-1</sup> and the minimum at which the boost pressure rises to the level of atmospheric pressure - 25000 min<sup>-1</sup>. The results of the experiment, carried out within a wide range of changes in the input parameters of the oil at the input values of the oil pressure - 0.1 ... 0.4 MPa and the temperatures of the input oil into the bearing - 50 ... run-out from variable input parameters. The run-out time of K27-145 turbocharger rotor at speeds of 25.000, 50.000 and 75.000 min<sup>-1</sup> is 10.3...14.8 s, respectively; 28.1...34.4 s; 38.6...47.1 s. The sensitivity of the run-out time with an increase in the rotational speed from 25000 to 75000 min<sup>-1</sup> with a variation of 25000 min<sup>-1</sup> increases and for the same frequency values it is - 6.6 ... 8.3 s/MPa; 10.6...14.3 s/MPa; 12.0...18.6 s/MPa. Control of run-out time sensitivity parameters allows to determine the quality of the process of assembly and running-in of turbocharger units in the factory, in operation - the correct functioning and resource of the turbocharger. The developed method of rundown control is recommended for machine-building, car service and training organizations.

**Key words:** turbocharger, turbocharging, diagnostics, technical condition, overrun, pressure, malfunction.

#### References

- Galiev IG, Khafizov KA, Shaykhutdinov RR. [Mathematical model of an individual lubrication system for the bearing of a turbocharger of an internal combustion engine]. *Tekhnika i oborudovanie dlya sela*. 2020; 4 (274). 39-43 p.
- Galiev IG, Khafizov KA, Khaliullin FK. [Modernization of the lubrication system for the bearing assembly of a turbocharger of an autotractor engine]. *Vestnik Kazanskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta*. 2019; Vol.14. 1 (52). 71-76 p.
- Galimov AR, Galiev IG, Khafizov KA. [Determination and ensuring the performance of a turbocharger]. *Vestnik NGIEI*. 2021; 4 (119). 42-50 p.
- Gritsenko AV, Shepelev V, Kaliev B. Studying the temperature characteristics of oil at the outlet from the K27-145 turbocharger rotor bearing. *Tribology in Industry*. 2022; Vol.44. 4. 608-624 p. doi: 10.24874/ti.1318.06.22.10.
- Gaffarov GG, Kalimullin RF, Kovalenko SYu. [Improving the reliability of turbochargers of autotractor engines by improving the lubrication of the bearing assembly]. *Vestnik Yuzhno-Ural'skogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya: Mashinostroenie*. 2015; Vol.15. 3. 18-27 p.
- Maksimov AV, Zimina LA, Adigamov NR, Ziganshin BG. [Investigation of hydraulic timing valve drive]. *Vestnik Kazanskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta*. 2022; Vol. 17. 2(66). 84-91 p. – DOI 10.12737/2073-0462-2022-84-91.
- Kubich VI, Zadorozhnaya EA, Cherneta OG. Forming laminar flow of engine oil under conditions of high-speed sliding friction. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*. 2020; 1137-1153 p.
- Nosyrev DYa, Karyshev YuD, Svechnikov AA. [Calculation and experimental modeling of diesel pressurization units on the test bench]. *Vestnik transporta Povolzh'ya*. 2015; 4 (52). 79-82 p.
- Lushcheko VA, Khasanov RR, Khayrullin AKh. [Study of the operation of elements of a turbocompressor of an internal combustion engine]. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Mashinostroenie*. 2017; 12 (693). 20-29 p.
- Fedorov SV. Nano-structural standard of friction and wear. *Tribology in Industry*. 2018; Vol.40. 2. 225-238 p. doi: 10.24874/ti.2018.40.02.06.
- Adigamov NR, Gimaltdinov IKh. [Theory and practice of determining the residual life of bearing assemblies of feed crushers]. *Tekhnika i oborudovanie dlya sela*. 2015; 10. 44-48 p.
- Orlov NV, Denisov AS, Asoyan AR. [Reducing the heat stress of turbocompressor elements using an autonomous lubrication system]. *Nauchnoe obozrenie*. 2013; 8. 49-55 p.
- Galiev IG, Khafizov KA, Khaliullin FK. [Modernization of the lubrication system of the bearing assembly of the turbocharger of an autotractor engine]. *Vestnik Kazanskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta*. 2019; Vol.14. 1 (52). 71-76 p.
- Shumilin AD, Lyandenburskiy VV, Kapunova MK. [Expert system for monitoring the technical condition of vehicles]. *Nauchnoe obozrenie*. 2016; 4. 85-89 p.
- Yunusov GS, Anderzhanova NN, Valiev AR, Aleshkin AV. [The effects of the impacts of rolling rollers on the generalized forces of a small-sized tillage machine]. *Vestnik Kazanskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta*. 2021; Vol. 16. 3(63). 98-105 p. – DOI 10.12737/2073-0462-2021-98-105.

#### Authors:

Gritsenko Aleksandr Vladimirovich – Doctor of Technical sciences, Professor of Motor transport Department<sup>1</sup>, Professor of the Department of Technical service of machines, equipment and life safety<sup>2</sup>, e-mail: alexgrits13@mail.ru

<sup>1</sup>South Ural State University, Chelyabinsk, Russia

<sup>2</sup>South Ural State Agrarian University, Chelyabinsk, Russia

Kozhanov Vladimir Nikolaevich - Ph.D. of Technical sciences, Associate Professor of Tractors, agricultural machines and agriculture Department, e-mail: kozhanoww@mail.ru

South Ural State Agrarian University, Chelyabinsk, Russia

Medvedev Aleksey Nikolaevich – Ph.D. of Technical sciences, Associate Professor of the Department of Aviation control theory and methods, e-mail: alex\_med1961@mail.ru

Chelyabinsk Higher Military Aviation School of the Red Banner Navigators - a branch of Military Educational and Scientific Center of the Air Force “Air Force Academy named after professor N.E.Zhukovskiy and Yu.A.Gagarin”, Chelyabinsk, Russia

Adigamov Nail Rashatovich - Head of the Department, Doctor of Technical sciences, Professor of Operation and repair of machines Department, e-mail: n-adigamov@rambler.ru

Gimaltdinov Ildus Khafizovich – Ph.D. of Technical sciences, Associate Professor of Operation and Repair of Machines Department, e-mail: tskszgau@mail.ru

Kazan State Agrarian University, Kazan, Russia.