



УДК 621.43.001.42

А.М. Плаксин, А.В. Гриценко, А.Ю. Бурцев,
К.В. Глемба, К.И. Лукомский

ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ АВТОТРАКТОРНОЙ ТЕХНИКИ ПРИМЕНЕНИЕМ ГИДРОАККУМУЛЯТОРА

Для повышения эксплуатационной надежности турбокомпрессора (ТКР) предложен стенд для исследования ТКР, оснащенный гидроаккумулятором и тормозным устройством.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, турбонаддув, турбокомпрессор (ТКР), система смазки, тормозное устройство, эксплуатационная надежность, продление срока службы, диагностирование, выбег.

A.M. Plaksin, A.V. Gritsenko, A.Yu. Burtsev,
K.V. Glemba, K.I. Lukomskiy

THE RELIABILITY INCREASE OF THE TURBOCHARGERS OF AUTOTRACTOR ENGINEERING BY THE HYDROACCUMULATOR APPLICATION

To increase the operational reliability of the turbocharger (TCR) the test bench for TCR studying equipped with the hydroaccumulator and braking device is proposed.

Key words: internal combustion engine, turbo charging, turbocharger (TCR), lubrication system, braking device, operational reliability, operating life extension, diagnostics, running out.

Актуальность темы. Автомобильный транспорт занимает лидирующее место в структуре перевозки грузов (69%) и пассажирооборота (71%), доля которых неуклонно растет пропорционально динамике роста числа мобильных энергетических средств (МЭС) [1, 2].

Одним из способов повышения мощности ДВС и снижения токсичности является использование газотурбинного наддува. Оснащенность современных автотракторных дизелей системой газотурбинного наддува уже достигла 70 % от общего количества ДВС. Однако при всех своих достоинствах применение газотурбинного наддува имеет существенный недостаток, это – недостаточная эксплуатационная надёжность турбокомпрессора (ТКР).

Основными техническими причинами выхода из строя ТКР являются: недостаточный уровень масла в смазочной системе двигателя; сильно загрязнённое и потерявшее свои свойства смазочное масло; попадание в ТКР посторонних предметов (обломков поршневых колец и т.д.); неисправность систем зажигания и впрыска двигателя; износ цилиндропоршневой группы двигателя [3, 4].

Научная проработанность вопросов, связанных с повышением эксплуатационной надёжности ТКР, является недостаточной. Основная причина этого заключается в малой изученности и отсутствии теоретических исследований процесса останова ТКР при остановке (аварийной) двигателя.

Цель работы. Повышение эксплуатационной надёжности турбокомпрессоров ДВС на основе совершенствования процесса смазки и уменьшения времени выбега ротора ТКР после останова ДВС.

Задачи исследования:

- 1) провести анализ причин низкой эксплуатационной надежности турбокомпрессоров в эксплуатации;
- 2) изготовить установку для испытания турбокомпрессоров, определить параметры ее работы на различных режимах;
- 3) провести стендовые испытания и изучить взаимосвязи параметров процесса торможения ротора при использовании в конструкции гидроаккумулятора и тормозного устройства.

В настоящее время ведущие фирмы в области конструирования и выпуска турбокомпрессоров ведут научно-исследовательские и конструкторские работы, направленные на повышение эксплуатационной надёжности турбокомпрессоров автотракторных двигателей, в частности повышение надёжности системы смазки пар трения турбокомпрессоров. Основные направления этой работы заключаются в применении новых, более высококачественных смазочных масел и увеличении степени маслоёмкости поверхностей трения

турбокомпрессоров; применение автономной (независимой от двигателя) системы смазки турбокомпрессора; турботаймера, более эффективного жидкостного охлаждения подшипников турбокомпрессора, гидроаккумулятора в системе смазки подшипников турбокомпрессора [3, 4].

Теоретические исследования Мощность на валу компрессора

В технической литературе по турбокомпрессорам мощность на валу компрессора не дается. Это связано с тем, что мощность, развиваемая турбиной, полностью передается компрессору, который затрачивает ее на изэнтропическую работу сжатия (также ее незначительная часть теряется в узлах подшипников). В связи с этим нет такого понятия, как «мощность турбокомпрессора». Однако мощность, необходимая компрессору для выполнения поставленных перед ним задач, может быть рассчитана по формуле [3, 4]

$$N_K = \frac{L_{KS} G_B}{\eta_K}, \quad (1)$$

где L_{KS} – изэнтропическая работа сжатия воздуха в компрессоре, Дж/кг; G_B – расход воздуха через компрессор, кг/с; η_K – КПД компрессора. Для современных компрессоров $\eta_K = 0,75 \dots 0,8$.

Изэнтропическая работа сжатия рассчитывается по формуле

$$L_{KS} = \frac{k}{k-1} RT_H \left(\pi_K^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right), \quad (2)$$

где k – коэффициент изэнтропы (для воздуха $k = 1,4$); R – газовая постоянная ($R = 287$ Дж/кг·К).

Для определения диапазона мощностей рассчитаем их максимальные и минимальные расчетные значения, используя принятые выше интервалы параметров:

$$L_{KSmin} \approx 27000 \text{ Дж/кг}, \quad L_{KSmax} \approx 96000 \text{ Дж/кг},$$

$$N_{Kmin} = \frac{27000 \cdot 0,1}{0,80} \approx 3300 \text{ Вт}, \quad N_{Kmax} = \frac{96000 \cdot 0,5}{0,75} \approx 64000 \text{ Вт}.$$

Таким образом, получается диапазон мощности на расчетных режимах, поглощаемой компрессором, $N_K = 3,3 \dots 64$ кВт.

Крутящий момент на валу компрессора

Крутящий момент на валу компрессора зависит от мощности и частоты вращения и определяется из следующего соотношения:

$$M_{кр}^K = \frac{30 N_K}{\pi \cdot n}. \quad (3)$$

Диапазон изменения крутящего момента определим следующим образом. Найдем наибольший крутящий момент на валу турбокомпрессора при наименьшей частоте вращения

$$M_{крmin}^K = 0,21 \text{ Н·м}, \quad M_{крmax}^K = 20,4 \text{ Н·м}.$$

Итак, проектируемая испытательная установка должна быть рассчитана на испытания турбокомпрессоров с крутящим моментом на валу компрессора и турбины в пределах $M_{кр}^K = 0,2 \dots 20$ Н·м.

Расчет параметров смазочной системы при установке гидроаккумулятора

Гидравлическое сопротивление подшипника турбокомпрессора можно записать в виде уравнения [4]:

$$P_1 - P_2 = a_{K0} + a_{K1} \cdot Q_1 + a_{K2} \cdot Q_1^2, \quad (4)$$

$$Q_2 = Q_1, \quad (5)$$

где Q_1, P_1 – расход и давление в первом узле подключения элемента (на входе жидкости в зазор подшипника турбокомпрессора); Q_2, P_2 – расход и давление во втором узле подключения элемента (на выходе жидкости через торцы подшипника турбокомпрессора); a_{K0}, a_{K1}, a_{K2} – коэффициенты аппроксимации гидравлического сопротивления подшипника, полученные в результате гидродинамического расчёта подшипника турбокомпрессора.

Рассматриваемый гидроаккумулятор относится к пружинному типу и для него можно записать:

$$Q_1 = V_n f_n + (dP_1 / dt)(W_M + X_n f_n) / E_{np}, \quad (6)$$

$$m_n (dV_n / dt) = f_n (P_1 - P_H) - C_{np} X - F_{yn}, \quad (7)$$

где V_n – скорость движения поршня гидроаккумулятора, м/с; $\chi_n = \int_0^1 V_n dt$ – высота подъёма поршня, м;

F_{yn} – сила взаимодействия поршня со стенками в крайних положениях, Н; P_H – номинальное давление, Па; W – вместимость гидроаккумулятора, м³; E_{np} – приведённый модуль упругости, Па; f_n – площадь поршня гидроаккумулятора, м²; C_{np} – жёсткость пружины, Н/м; m_n – масса поршня, кг; W_M – «мёртвый» объём, м³.

Сила взаимодействия поршня со стенками в крайних положениях

$$F_{yn} = \begin{cases} X, \text{ при } X < 0 \\ C_{yn} (X - W / f_n), \text{ при } X > (W / f_n) \\ 0, \text{ при } L \geq X \geq 0. \end{cases} \quad (8)$$

Разработанная математическая модель рабочего процесса смазочной системы ТКР, а также его подшипника позволяет рассчитать параметры работы системы смазки на различных режимах работы турбокомпрессора, в том числе аварийных, и при максимальном износе подшипников.

Материал и методика исследований. Для реализации поставленных задач был изготовлен стенд для исследования ТКР (рис. 1, а). Стенд состоит из рамы, на которой смонтированы турбокомпрессор, системы воздухоочистки и выпуска, гидравлическая, электрическая и пневматическая системы. В качестве привода всех агрегатов применён электродвигатель мощностью 3 кВт.



Рис. 1. Стенд для исследования ТКР: а – стенд в работе; б – гидроаккумулятор и тормозное устройство

Гидроаккумулятор встраивается в систему смазки ТКР с помощью дополнительной трубки подачи масла и полых болтов. Тормозное устройство присоединяется к ТКР через резиновый патрубок и фиксируется червячными хомутами (рис. 1, б).

Для предотвращения выхода из строя турбокомпрессора в период остановки двигателя было предложено устройство, позволяющее обеспечивать смазку и охлаждение ротора ТКР после остановки двигателя (и мгновенного падения давления в штатной системе смазки) (рис. 1, б). Штатную систему смазки ТКР до-

полнили гидроаккумулятором с обратным клапаном и смонтировали тормозное устройство, снижающее время выбега ротора турбокомпрессора и, как следствие, исключаящее наступление режима сухого трения и выхода ТКР из строя.

В качестве тормозного устройства ротора турбокомпрессора в напорной магистрали компрессора была установлена поворотная заслонка, перекрывающая напорную магистраль ТКР, а также позволяющая быстро и плавно сократить выбег ротора ТКР после остановки ДВС.

Во время проведения испытаний дизельный двигатель КАМаз-740 работал на дизельном топливе Л-02-40 ГОСТ 305, в системе смазки ТКР установки было использовано масло Лукойл Люкс Турбо Дизель SAE 10W-40 API.

Порядок проведения испытаний

При испытании ТКР с приводом от выхлопных газов ДВС двигатель пускался и прогревался до рабочей температуры [5].

Последовательно разгонялся ротор ТКР до различных частот вращения (от минимальных до максимальных) и производилась имитация остановки двигателя в штатном режиме (без применения гидроаккумулятора и тормозного устройства), с применением гидроаккумулятора, тормозного устройства ротора, гидроаккумулятора и тормозного устройства.

Время заполнения гидроаккумулятора маслом находится в пределах 20–30 секунд и зависит от давления в системе смазки и от температуры масла.

Время выбега ротора ТКР определяли с помощью комплекса «Кипарис». Для этого перед крыльчаткой компрессора был установлен датчик, фиксирующий частоту вращения ротора и время его выбега при остановке.

После монтажа датчика и достижения двигателем параметров, соответствующих параметрам нормальной эксплуатации, была произведена остановка двигателя с фиксацией параметров выбега ротора ТКР.

Оценку эффективности применения гидроаккумулятора и тормозного устройства при остановке двигателя производили путём сравнения времени выбега ротора в штатном режиме, а также с включённым в систему смазки гидроаккумулятором и тормозным устройством.

Время истечения масла из гидроаккумулятора составляло $\tau=51$ с.

Результаты исследований и их обсуждение. Для оценки взаимосвязи и взаимовлияния гидроаккумулятора и тормозного устройства на режим остановки (выбега) ротора ТКР были проведены экспериментальные испытания, в ходе которых были получены и зафиксированы экспериментальные данные (рис. 2).

Испытания были проведены в нескольких режимах: частоту вращения ротора турбокомпрессора доводили последовательно до 10000, 20000 и 40000 мин⁻¹ и производили фиксацию времени выбега ротора ТКР последовательно: в штатном режиме, с включением гидроаккумулятора и тормозного устройства.

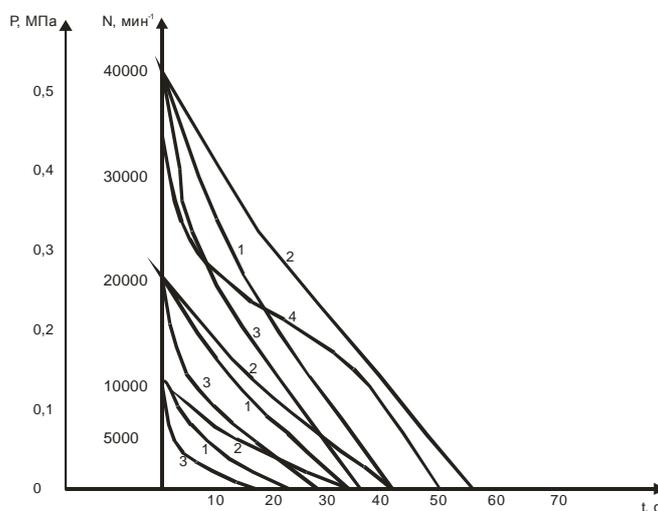


Рис. 2. Изменение времени выбега ротора ТКР: 1 – выбег ротора в штатном режиме; 2 – выбег ротора с включённым гидроаккумулятором; 3 – выбег ротора с включённым гидроаккумулятором и тормозным устройством; 4 – кривая истечения масла из гидроаккумулятора

При установлении 40000 мин⁻¹: выбег ротора в штатном режиме составил 41 секунду (кривая 1); при использовании гидроаккумулятора выбег ротора увеличился до 57 секунд (кривая 2); при использовании гидроаккумулятора и тормозного устройства выбег ротора сократился до 37 секунд (кривая 3). При этом из рисунка 2 видно, что кривая истечения масла из гидроаккумулятора продолжается до временного значения 51 секунда. Следовательно, при использовании гидроаккумулятора и тормозного устройства при внезапной остановке ротора ТКР удастся избежать полусухого и сухого трения, а следовательно, продлить срок службы ТКР. Та же тенденция характерна для выбега при других значениях частот вращения ротора ТКР: 20000 мин⁻¹, 10000 мин⁻¹.

Выводы. Оснащённость современных автотракторных дизелей системой газотурбинного наддува уже достигла 70 % от общего количества ДВС. Однако при всех своих достоинствах применение газотурбинного наддува имеет существенный недостаток – низкая эксплуатационная надёжность турбокомпрессора. Для повышения эксплуатационной надёжности турбокомпрессора предложен стенд для исследования ТКР, оснащённый гидроаккумулятором и тормозным устройством.

В результате экспериментальных исследований выявлено: при установлении 40000 мин⁻¹: выбег ротора в штатном режиме составил 41 секунду (кривая 1); при использовании гидроаккумулятора выбег ротора увеличился до 57 секунд (кривая 2); при использовании гидроаккумулятора и тормозного устройства выбег ротора сократился до 37 секунд (кривая 3). При этом из рисунка 2 видно, что кривая истечения масла из гидроаккумулятора продолжается до временного значения 51 секунда. Следовательно, при использовании гидроаккумулятора и тормозного устройства при внезапной остановке ротора ТКР удастся избежать полусухого и сухого трения, а следовательно, продлить срок службы ТКР. Та же тенденция характерна для выбега при других значениях частот вращения ротора ТКР: 20000 мин⁻¹, 10000 мин⁻¹.

Литература

1. *Плаксин А.М., Гриценко А.В.* Взаимосвязь конструктивного совершенствования мобильных энергетических средств с методами диагностирования их технического состояния // *Фундаментальные исследования*. – 2013. – № 10. – Ч. 15. – С. 3373–3377.
2. *Гриценко А.В.* Разработка методов тестового диагностирования работоспособности систем питания и смазки двигателей внутреннего сгорания (экспериментальная и производственная реализация на примере ДВС автомобилей): дис. ... д-ра техн. наук. – Челябинск, 2014. – 397 с.
3. *Малаховецкий А.Ф.* Повышение надёжности турбокомпрессоров автотракторных двигателей путём снижения их теплонапряжённости: дис. ... канд. техн. наук. – Саратов, 2005. – 141 с.
4. *Потапов С.В.* Повышение долговечности капитально отремонтированных тракторных дизелей применением гидроаккумулятора в смазочной системе: дис. ... канд. техн. наук. – Челябинск, 1999. – 181 с.
5. *Гриценко А.В., Плаксин А.М.* Диагностирование системы питания ДВС // *Механизация и электрификация сельского хозяйства*. – 2014. – № 1. – С. 24–26.

