

УДК 621.43.001.42

ПРОДЛЕНИЕ СРОКА СЛУЖБЫ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ АВТОТРАКТОРНОЙ ТЕХНИКИ ПРИМЕНЕНИЕМ ГИДРОАККУМУЛЯТОРА В СИСТЕМЕ СМАЗКИ

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

Челябинская государственная агроинженерная академия, Челябинск, e-mail: alexgrits13@mail.ru;

Южно-Уральский государственный университет (НИУ), Челябинск, e-mail: glemba77@mail.ru

Оснащённость современных автотракторных дизелей системой газотурбинного наддува уже достигла 70% от общего количества двигателей внутреннего сгорания. Анализ научно-исследовательских работ по данной проблеме выявил причины низкой эксплуатационной надёжности турбокомпрессоров, это прежде всего низкая профессиональная подготовка машинистов тракторов, не соблюдающих алгоритм пуска, прогрева и остановки дизеля, оснащённого турбокомпрессором, неправильном выборе режимов двигателя, конструктивные недостатки и упущения в работе эксплуатационной службы. 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; автономной (независимой от двигателя) системы смазки турбокомпрессора; турботаймера; более эффективного жидкостного охлаждения подшипников турбокомпрессора; гидроаккумулятора в системе смазки подшипников турбокомпрессора. Для повышения эксплуатационной надёжности турбокомпрессора предложен стенд для исследования турбокомпрессоров, оснащённый гидроаккумулятором и тормозным устройством. В результате экспериментальных исследований установлено: выбег ротора турбокомпрессора увеличивается при включении в систему смазки турбокомпрессора гидроаккумулятора. При этом вращение ротора происходит при подаче масла в рабочий зазор подшипника. Одновременное применение тормозного устройства значительно сокращает время выбега ротора. При взаимном сочетании гидроаккумулятора и тормозного устройства достигается увеличение эксплуатационной надёжности турбокомпрессора автотракторной техники.

Ключевые слова: автотракторная техника, система смазки, турбонаддув, турбокомпрессор, тормозное устройство, эксплуатационная надёжность, диагностирование, выбег

EXTENDING THE LIFE OF TURBOCHARGERS AUTOMOTIVE ENGINEERING APPLICATION OF THE ACCUMULATOR IN THE LUBRICATION SYSTEM

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

Chelyabinsk State Agroengineering Academy, Chelyabinsk, e-mail: alexgrits13@mail.ru;

South Ural State University (NRU), Chelyabinsk, e-mail: glemba77@mail.ru

Fitted with a modern automotive diesel turbocharged system has already reached 70% of the total number of internal combustion engines. Analysis of research papers on the problem identified causes of low maintainability turbochargers, it is primarily the lowest training tractor drivers do not observe the start sequence, warm and stop diesel engine equipped with a turbocharger, an incorrect choice of modes of the engine, design flaws or omissions in the maintenance department. Currently leading company in the design and manufacture of turbochargers are research and development work aimed at improving the operational reliability of turbochargers automotive engines, in particular improving the reliability of the lubrication system friction pair of turbochargers. Main directions of this work are to use: new higher-quality lubricants and oil absorption increased degree of friction surfaces turbochargers; autonomous (independent of the engine) turbocharger lubrication system; turbo timer; more efficient liquid-cooled turbocharger bearings; accumulator in the lubrication system of the turbocharger. To improve the operational reliability of the turbocharger proposed stand for research turbochargers equipped with accumulator and braking device. Experimental studies established that stick out turbocharger rotor increases when a turbocharger lubrication system accumulator. Turning the rotor occurs when submitting the working oil bearing clearance. The simultaneous use of a braking device significantly reduces the running time of the rotor. By mutual combination accumulator and braking device achieved an increase in operational reliability turbocharger automotive engineering.

Keywords: tractor equipment, lubrication system, turbo, turbocharger, brake assembly, operational reliability, diagnostics, coasting

Оснащённость современных автотракторных дизелей системой газотурбинного наддува уже достигла 70% от общего количества ДВС [1, 2]. Однако при всех своих достоинствах применение газотурбинного наддува имеет существенный недостаток, это прежде всего недостаточная эксплуатационная надёжность главного агрегата газотурбинного наддува – турбокомпрессора.

Анализ научно-исследовательских работ по данной проблеме выявил причины низкой эксплуатационной надёжности ТКР, это прежде всего низкая профессиональная подготовка машинистов тракторов, не соблюдающих алгоритм пуска, прогрева и, самое главное, остановки дизеля, оснащённого ТКР, неправильном выборе режимов двигателя (при которых ТКР работает в аварийном режиме), конструктивные

недостатки и упущения в работе эксплуатационной службы [1, 2].

Исходя из вышеизложенного, целью работы является повышение эксплуатационной надёжности турбокомпрессоров ДВС на основе совершенствования процесса смазки и уменьшения времени выбега ротора ТКР после остановки ДВС.

Объект исследования. Процесс смазки подшипника и изменения частоты вращения ротора турбокомпрессора при остановке или резком уменьшении частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Предмет исследования. Закономерности изменения параметров смазки подшипников турбокомпрессора при изменении частоты вращения ротора, взаимосвязь параметров смазки с продолжительностью времени остановки ротора турбокомпрессора. Закономерности изменения процесса смазки подшипника и ротора турбокомпрессора в зависимости от параметров гидроаккумулятора и работы тормозного устройства.

Были сформулированы следующие **задачи исследования:**

1. Провести анализ причин низкой эксплуатационной надёжности турбокомпрессоров в эксплуатации.

2. Изготовить установку для испытания турбокомпрессоров.

3. Провести стендовые испытания и изучить взаимосвязи параметров процесса торможения ротора при использовании в конструкции гидроаккумулятора и тормозного устройства.

Остановка двигателя с турбокомпрессором имеет свои особенности. Двигатель с турбокомпрессором после работы под нагрузкой нельзя останавливать сразу, так как ротор турбокомпрессора вращается с огромной скоростью (40–170 тыс. мин⁻¹) и омываемый газами с температурой 600–800 °С имеет высокую температуру деталей. При остановке двигателя сразу после снятия нагрузки, давление в системе смазки (а соответственно, и в ТКР) практически мгновенно становится равным нулю. Турбокомпрессор под воздействием высо-

ких динамических и термических нагрузок, оставшись без смазки и охлаждения, в условиях масляного голодания подвергается ускоренному аварийному износу, локальному перегреву и выходу из строя [1, 2].

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; автономной (независимой от двигателя) системы смазки турбокомпрессора; турботаймера; более эффективного жидкостного охлаждения подшипников турбокомпрессора; применение гидроаккумулятора в системе смазки подшипников турбокомпрессора.

Теоретические исследования

Гидравлическое сопротивление подшипника турбокомпрессора можно записать в виде уравнения [3]:

$$P_1 - P_2 = a_{K0} + a_{K1} \cdot Q_1 + a_{K2} \cdot Q_1^2; \quad (1)$$

$$Q_2 = Q_1, \quad (2)$$

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:

$$Q_1 = V_n f_n + (dP_1 / dt)(W_M + X_n f_n) / E_{np}; \quad (3)$$

$$m_n (dV_n / dt) = f_n (P_1 - P_H) - C_{np} X - F_{yn}, \quad (4)$$

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 поло-

жениях, Н; P_H – номинальное давление, Па; W – вместимость гидроаккумулятора, м³; F_{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:

$$F_{yn} = \begin{cases} X, & \text{при } X < 0, \\ C_{yn}(X - W / f_n), & \text{при } X > (W / f_n), \\ 0, & \text{при } L \geq X \geq 0. \end{cases} \quad (5)$$

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

Материалы и методы исследований

Для реализации поставленных задач исследования был изготовлен стенд для исследования ТКР (рис. 1, а). Стенд состоит из рамы, на которой смонтирован турбокомпрессор; системы воздухоочистки и выпуска; гидравлической, электрической и пневматических систем [4–10]. В качестве привода всех агрегатов применён электродвигатель мощностью 3 кВт.



а



б

Рис. 1. Исследовательская установка:

а – стенд для исследования ТКР; б – внешний вид гидроаккумулятора и тормозного устройства

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

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

Испытательный стенд укомплектован необходимым оборудованием и приборами, точность которых соответствует [11]. Все приборы комплекса аттестованы и тарированы [11].

Измерительное оборудование комплекса позволяет проводить измерение следующих параметров работы турбокомпрессора: частоту вращения ротора турбокомпрессора; давление масла в системе смазки турбокомпрессора; давление масла в гидроаккумуляторе; температуру масла в системе смазки турбокомпрессора; время выбега ротора турбокомпрессора.

Испытания проводились с приводом турбокомпрессора от выхлопных газов ДВС. Во время проведения испытаний дизельный двигатель КАМаз-740 работал на дизельном топливе Л-02-40 ГОСТ 305, в системе смазки турбокомпрессора установки было

использовано масло Лукойл Люкс Турбо Дизель SAE 10W-40 API.

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

Время выбега ротора турбокомпрессора определяли с помощью комплекса «Кипарис» для этого перед крыльчаткой компрессора был установлен датчик фиксирующий частоту вращения ротора и время его выбега при остановке [11].

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 турбокомпрессора были проведены экспериментальные испытания, в ходе которых были получены и зафиксированы экспериментальные данные (рис. 2).

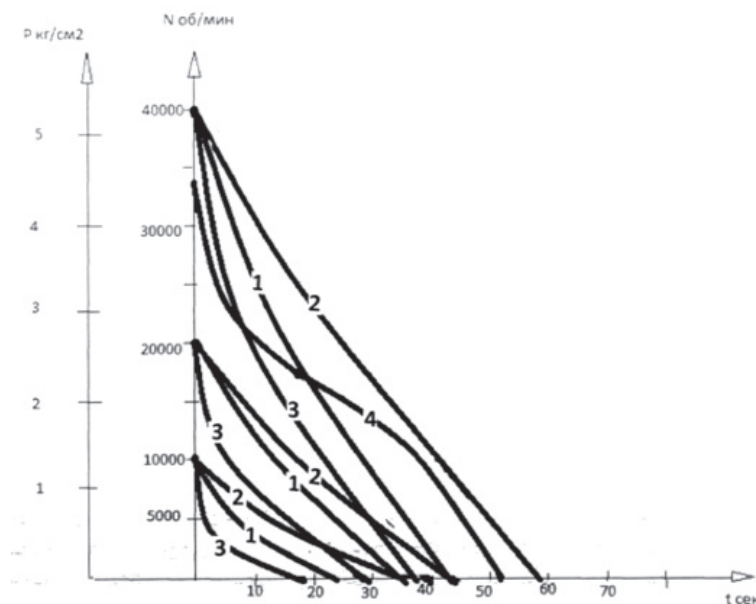


Рис. 2. График изменения выбега ротора турбокомпрессора:
1 – выбег ротора в штатном режиме; 2 – выбег ротора с включённым гидроаккумулятором;
3 – выбег ротора с включённым гидроаккумулятором и тормозным устройством;
4 – кривая истечения масла из гидроаккумулятора

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

Из графика видно, что выбег ротора турбокомпрессора увеличивается при включении в систему смазки турбокомпрессора гидроаккумулятора (кривая 2 по сравнению с выбегом ротора в штатном режиме кривая 1). В случае применения для сокращения выбега ротора тормозного устройства (кривая 3) время выбега ротора значительно сокращается.

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 установлено: выбег ротора турбо-

компрессора увеличивается при включении в систему смазки турбокомпрессора гидроаккумулятора (кривая 2 по сравнению с выбегом ротора в штатном режиме кривая 1). В случае применения тормозного устройства (кривая 3) время выбега ротора значительно сокращается.

Список литературы

1. Давыдов Б.Н., Каминский В.Н. Системы и агрегаты наддува транспортных двигателей: учебное пособие для студентов специальностей 140501.65 «Двигатели внутреннего сгорания», 140503.65 «Газотурбинные, паротурбинные установки и двигатели» и направлению 140500.62 «Энергетическое машиностроение». – М., 2011. – 126 с.
2. Патрахальцев Н.Н., Савастенко А.А. Форсирование двигателей внутреннего сгорания наддувом. – М.: Легион-Автодата, 2007. – 176 с.
3. Потапов С.В. Повышение долговечности капитально отремонтированных тракторных дизелей применением гидроаккумулятора в смазочной системе: дис. ... канд. техн. наук. – Челябинск, 1999. – 181 с.
4. Гриценко А.В., Куков С.С. Обоснование и разработка эффективных систем диагностирования двигателей внутреннего сгорания мобильных сельскохозяйственных машин // Достижения науки – агропромышленному производству: материалы LI междунар. науч.-техн. конф. – Ч. III. ЧГАА. – Челябинск, 2012. – С. 20–25.
5. Гриценко А.В. Концепция развития методов и средств диагностирования автомобилей // Достижения науки – агропромышленному производству: материалы LII междунар. науч.-техн. конф. «». Ч. III. ЧГАА. – Челябинск, 2013. – С. 42–49.
6. 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.

7. Плаксин А.М., Гриценко А.В. Разработка средств и методов тестового диагностирования машин // Вестник КрасГАУ. – Красноярск, 2013. – № 12. – С. 123–128.

8. Гриценко А.В., Плаксин А.М., Цыганов К.А. Концептуальные вопросы разработки тестовых систем диагностирования мобильных энергетических средств // Вестник ЧГАА. – Челябинск, 2013. – Т. 65. – С. 9–19.

9. Гриценко А.В., Ларин О.Н., Глемба К.В. Диагностирование датчиков массового расхода воздуха легковых автомобилей // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Сер.: Машиностроение. – Челябинск, 2013. – Т. 13. – № 2. – С. 113–118.

10. Гриценко А.В., Плаксин А.М. Диагностирование системы питания ДВС // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2014. – № 1. – С. 24–26.

11. Комплекс интеллектуальный производственный автоматизированных реостатных испытаний «Кипарис». Паспорт. ЦВНТ.392106.025ПС. – Омск, 2006. – 23 с.

References

1. Davydkov B.N., Kaminskij V.N. Sistemy i agregaty nadduva transportnyh dvigatelej. Uchebnoe posobie dlja studentov special'nostej 140501.65 «Dvigateli vnutrennego sgoranija», 140503.65 «Gazoturbinye, paroturbinye ustanovki i dvigateli» i napravleniju 140500.62 «Jenergeticheskoe mashinostroenie». Moscow, 2011. 126 p.

2. Patral'cev N.N., Savastenko A.A. Forsirovanie dvigatelej vnutrennego sgoranija nadduvom: Moscow, Legion-Avtodata, 2007. 176 p.

3. Potapov S.V. Povyshenie dolgovechnosti kapital'no otremonirovannyh traktornyh dizelej primeneniem gidroakкумулятора в смазочной системе. Dis. kand. tehn. nauk. Cheljabinsk. 1999. 181 p.

4. Gricenko A.V., Kukov S.S. Obosnovanie i razrabotka jeffektivnyh sistem diagno-stirovanija dvigatelej vnutrennego sgoranija mobil'nyh sel'skohozjajstvennyh mashin // Materialy LI mezhdunar. nauch.-tehn. konf. «Dostizhenija nauki – agropromyshlennomu proizvodstvu». Ch. III. CGAA, Cheljabinsk, 2012, pp. 20–25.

5. Gricenko A.V. Koncepcija razvitiya metodov i sredstv diagnostirovanija avtomobilej // Materialy LII mezhdunar. nauch.-tehn. konf. «Dostizhenija nauki – agropromyshlennomu proizvodstvu». Ch. III. CGAA, Cheljabinsk, 2013, pp. 42–49.

6. Plaksin A.M., Gricenko A.V. Vzaimosvjaz' konstruktivnogo sovershenstvovanija mo-bil'nyh jenergeticheskikh sredstv s metodami diagnostirovanija ih tehničeskogo sostojanija // Fundamental'nye issledovanija. 2013, no. 10, Ch. 15, pp. 3373–3377.

7. Plaksin A.M., Gricenko A.V. Razrabotka sredstv i metodov testovogo diagnostirovanija mashin // Vestnik KrasGAU. Krasnojarsk. 2013, no. 12, pp. 123–128.

8. Gricenko A.V., Plaksin A.M., Cyganov K.A. Konceptual'nye voprosy razrabotki testovyh sistem diagnostirovanija mobil'nyh jenergeticheskikh sredstv // Vestnik CGAA, Cheljabinsk. 2013, no. 65, pp. 9–19.

9. Gricenko A.V., Larin O.N., Glemba K.V. Diagnostirovanie datchikov massovogo rashoda vozduha legkovykh avtomobilej // Vestnik Juzhno-Ural'skogo gosudarstvennogo universiteta. Ser.: Mashinostroenie. Cheljabinsk. 2013, T. 13, no. 2, pp. 113–118.

10. Gricenko A.V., Plaksin A.M. Diagnostirovanie sistemy pitaniya DVS // Mehanizacija i jelektrifikacija sel'skogo hozjajstva. 2014. no. 1, pp. 24–26.

11. Kompleks intellektual'nyj proizvodstvennyj avtomatizirovannyh reostatnyh ispytanj «Kiparis». Paspport. CVNT.392106.025PS. Omsk, 2006. 23 p.

Рецензенты:

Игнатьев Г.С., д.т.н., профессор кафедры «Технология и организация технического сервиса» Челябинской государственной агроинженерной академии, г. Челябинск;

Ерофеев В.В., д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Технология и организация технического сервиса» Челябинской государственной агроинженерной академии, г. Челябинск.

Работа поступила в редакцию 18.04.2014.