

ХАРЬКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ
им. КОМСОМОЛА УКРАИНЫ

На правах рукописи

ДАНИЛОВ ИГОРЬ КЕВОРКОВИЧ

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ
ШАТУННЫХ ПОДШИПНИКОВ ДЛЯ КОРРЕКТИРОВАНИЯ ДОЛГОВЕЧНОСТИ
ДВС /на примере КамАЗ-740/

05.22.10 - Эксплуатация автомобильного транспорта

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени кандидата
технических наук

Харьков - 1992

Работа выполнена в Саратовском ордена Трудового
Красного Знамени политехническом институте в 1985-1992 гг.
на кафедре "Эксплуатация автомобильного транспорта".

Науч. и рук. водители: доктор технических наук,
профессор Авдолькин Ф.Н.
кандидат технических наук,
доцент Денисов А.С.

Официальные оппоненты: доктор технических наук,
профессор Дюмин И.Е.
кандидат технических наук,
доцент Пилипенко Н.С.

Ведущая организация: ТПО "Саратовавтотранс", г.Саратов.

Защита состоится "4" января 1993 г. в 14⁰⁰ часов
на заседании специализированного совета К.068-12.02 при
Харьковском автомобильно-дорожном институте по адресу:
310078, г.Харьков, ул.Петровского, 25, актов. зал.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Отзывы просим высылать в 2-х экземплярах, с подписью,
заверенной печатью.

Автореферат разослан "4" января 1993 г.

Ученый секретарь
специализированного совета,
доцент

А. Э. Космин

АНС им. В. Стефанюка
АН УРСР

ЛННБ України ім. В. Стефанюка



00691462 (S)

ОГЛАВЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

А к т у а л ь н о с т ь р а б о т ы. В настоящее время затраты на поддержание работоспособности автомобилей превышают стоимость новых, составляют 10...25% себестоимости перевозок, 25% которых приходится на технические обслуживания /ТО/ и ремонты двигателей. При этом базовые детали двигателей попадают в капитальный ремонт /КР/ с недоиспользованным на 30...45% ресурсом. Поэтому, необходимо на основе оценки технического состояния корректировать работоспособность ДВС. Отыскание путей наиболее полного использования ресурса двигателей является актуальной задачей.

Данная работа является составной частью комплексной научно-технической программы "Разработать и освоить эффективные технологические процессы обслуживания народного хозяйства населения автомобильным транспортом", утвержденной постановлением Государственного комитета СССР по науке и технике от 28 апреля 1986 года №124.

Ц е л ь р а б о т ы - разработка способа диагностирования шатунных подшипников по условиям трения на работающем Д для корректирования периодичности и объема профилактических воздействий.

М е т о д ы и с с л е д о в а н и я. При теоретическом обосновании диагностического параметра использованы положения теории изнашивания, гидродинамической теории смазки, метода кинестатики, теоретических основ технической эксплуатации автомобилей. Результаты аналитических исследований проверяли в эксплуатационных и лабораторных условиях на двигателе КамАЗ-740 с помощью существующих и разработанного устройств. Экспериментальные данные обрабатывали с помощью методов математической статистики.

Н а у ч н а я н о в и з н а. Аналитически обоснован и экспериментально подтвержден экспоненциальный вид зависимости толщины масляного слоя /Т.МЗ/ в шатунных подшипниках от пробега, с использованием которой после диагностирования назначат вид профилактических воздействий. Разработан способ диагностирования шатунных подшипников по толщине масляной плёнки.

Практическая ценность. Разработано устройство для диагностирования технического состояния кривошипно-шатунной группы двигателя по ТМС в шатунных подшипниках. По технико-экономическому критерию скорректирована с использованием диагностирования структура эксплуатационно-ремонтного цикла ДВС, что даёт возможность планировать ремонты в течение всего срока службы ДВС.

Реализация результатов работы. Разработанная технология диагностирования предложенным устройством, а также скорректированная структура технических воздействий с диагностированием в течение срока эксплуатации ДВС внедрены в Саратовском автокомбинате №2.

Апробация работы. Основные результаты диссертационной работы доложены, обсуждены и одобрены на научно-технических конференциях Саратовского политехнического института /1985 - 1992 гг./, на Всесоюзной научно-технической конференции "Повышение эффективности проектирования, испытаний, эксплуатации автомобилей и строительно-дорожных машин" /г. Горький, 1988 г./, на Всесоюзной научно-технической конференции "Повышение надёжности и экологических показателей автомобильных двигателей" /г. Горький, 1990 г./, на заседаниях технического совета Саратовского автокомбината №2 /1985, 1992 гг./, на научно-технической конференции молодых специалистов в г. Балаково /1987 г./, на научно-методической и научно-исследовательской конференции Московского автомобильно-дорожного института /1990 г./, на Поволжской региональной конференции Академии транспорта /г. Саратов, 1992 г./, на заседании кафедры "Эксплуатация автомобилей" Харьковского автомобильно-дорожного института /1992 г./.

Публикации. По материалам работы опубликовано 8 статей.

Структура и объём работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, общих выводов, списка литературы и приложений. Содержит 12 с. машинописного текста, 11 таблиц, 36 рисунков. В списке использованной литературы 11 наименований.

На защиту выносятся:

1. Аналитический вид зависимости ТМС в шатунных подшипниках от пробега ДВС.

2. Обоснован способ диагностирования технического состояния шатунных подшипников по ТМС.

3. Скорректированная периодичность и объём профилактических воздействий за эксплуатационно-ремонтный цикл ДВС.

4. Практические рекомендации по эффективному использованию ресурса ДВС.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Исследованию надёжности и долговечности ДВС, снижения затрат на поддержание их работоспособности посвящены многочисленные работы Ф.Н. Авдонькина, Н.М. Говоруценко, М.А. Григорьева, И.Б. Гурвича, А.С. Денисова, И.Е. Дюмина, Н.С. Ждановского, Н.И. Иващенко, Г.В. Крамаренко, Е.С. Кузнецова, М.А. Масино, В.А. Шадричева, С.В. Шумика и др.

В настоящее время в эксплуатируемых автотранспортных предприятиях /АТП/ технические воздействия выполняются по стратегии ожидания отказов, планируются лишь ТО и КР. Нет эффективных средств для оценки технического состояния кривошипно-шатунного механизма /КШМ/ без его разборки. В практических рекомендациях исследователей задача сводится, главным образом, к обнаружению стуков, контролю за давлением масла, содержанием абразивных частиц и продуктов износа подшипников в масле, измерению зазоров в шатунных подшипниках и неработающим ДВС.

В первой главе содержится анализ отечественных и зарубежных исследований. На долю ДВС приходится от 20 до 34% отказов по автомобилю. Средняя стоимость устранения отказа КШМ двигателя автомобиля КамАЗ максимальна.

Снижение эксплуатационной надёжности автомобилей приводит к увеличению простоев, трудовых и материальных затрат на технические обслуживания и ремонты. Одним из основных направлений в повышении надёжности двигателей и сокращении материальных и трудовых затрат в сфере технической эксплуатации является совершенствование процессов их ТО и ремонта за счёт внедрения методов и средств диагностирования, позволяющих определять техническое состояние двигателей без разборки и прогнозировать ресурс их безотказной работы.

Существующие в настоящее время методы и средства диагностирования двигателей не в полной мере отвечают потребностям автотранспортных предприятий. Номенклатура технологического оборудования для диагностирования двигателей имеет недостаточно широкий спектр. Приборная реализация эффективных разработок научно-исследовательских организаций не нашла пока широкого применения в практике, часто ограничиваясь изготовлением единичного экземпляра или выпуском мелкой серии приборов. Эти обстоятельства не позволяют подобрать в настоящее время единого комплекта приборов и оборудования, который позволил бы оценить техническое состояние дизельного двигателя по 37 структурным параметрам, рекомендуемым ГОСТ 23435-79.

При анализе методов оценки технического состояния КШМ установлено, что наибольшее распространение получили вакуумметрические методы контроля. Однако на уровне реализации ни один метод не обеспечивает достаточной точности и достоверности диагностической информации. Зазор в шатунных подшипниках, как параметр, малоинформативен, так как в 22% случаев проворачивание шатунных вкладышей наблюдалось при допустимом значении зазора.

Анализ отечественных и зарубежных систем и методов восстановления работоспособности агрегатов автомобилей позволил определить место диагностирования в корректировке объема и периодичности профилактических воздействий в течение эксплуатационно-ремонтного цикла.

На основе анализа состояния вопроса и поставленной цели сформулированы задачи исследования:

-дать аналитическое описание закономерности изменения толщины масляного слоя в шатунных подшипниках в процессе эксплуатации;

-обосновать диагностический параметр и разработать устройство для диагностирования шатунных подшипников;

-скорректировать структуру профилактических воздействий за эксплуатационно-ремонтный цикл ДВС;

-разработать практические рекомендации, направленные на повышение использования надежности сопряжений КШМ в заданных условиях эксплуатации;

-дать технико-экономическую оценку результатов исследования.

Вторая глава посвящена теоретической предпосылке разработки способа диагностирования, проведено расчётно-аналитическое исследование процесса изменения ТМС в шатунных подшипниках в процессе эксплуатации с учётом влияния на неё эксплуатационных и режимных факторов.

В основу аналитического исследования сопряжения "шатунный вкладыш - шейка" положено представление об отказе как о развивающемся процессе изменения ТМС и условий трения под воздействием эксплуатационных факторов. Поэтому отказ представляет развивающимся поэтапно: с изменением количественных параметров изменяется качественное состояние условий трения сопряжения вплоть до предворотного состояния. Механизм наиболее распространённого при этом отказа - проворачивания вкладышей состоит в изменении характера трения сопрягаемых поверхностей, определяемого ТМС в шатунных подшипниках.

Прогнозирование технического состояния шатунных подшипников в процессе эксплуатации по результатам диагностирования возможно при наличии обоснованной зависимости ТМС от наработки. Для этого необходимо решить, как минимум, три задачи: оценить влияние температуры на тепловое расширение деталей двигателя, определить режим диагностирования, выяснить характер изменения ТМС в шатунных подшипниках в процессе эксплуатации двигателя.

Оценим влияние температурного режима работы двигателя на величины утолщения и удлинения шатунных вкладышей при прогревом ДВС. Тепловыделение в подшипнике:

$$P = f \cdot F_2 \cdot n \cdot \frac{d}{2} = \psi \frac{\Phi_r}{\Phi_p} F_2 \cdot n \cdot \frac{d}{2} = 153,7 \text{ Вт}, \quad (I)$$

где f - коэффициент трения в подшипнике коленчатого вала;

Φ_r - характеристика трения;

Φ_p - коэффициент нагруженности;

F_2 - несущая сила масляного слоя;

d - внутренний диаметр вкладыша;

n - частота вращения коленчатого вала;

ψ - коэффициент, определяющий посадку шейки в подшипник.

Теплота, отводимая корпусом подшипника во внешнюю среду:

$$P_2 = k \cdot A \cdot (t_n - t_{cp}) = 7,8 \text{ Вт}, \quad (II)$$

где k - коэффициент теплопередачи;

A - площадь поверхности подшипника, омываемая маслом;

$t_n - t_{cp}$ - разность температур в нагруженной зоне и окружающего

масла.

При установившемся режиме работы подшипника /по уравнению теплового баланса/:

$$P = P_1 + P_2, \text{ откуда } P_1 = P - P_2 = 145,9 \text{ Вт.} \quad (3)$$

Расход масла через торцы подшипника в секунду:

$$Q = 0,5 \cdot \psi \cdot n \cdot \ell \cdot d^2 \cdot q = 42,4 \cdot 10^{-7} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}, \quad (4)$$

где ℓ — длина подшипника;

q — коэффициент истечения масла.

Теплота, переносимая маслом:

$$P_1 = c \cdot Q \cdot \Delta t, \text{ откуда } \Delta t = 20^\circ \text{C}, \quad (5)$$

где c — объёмная теплоёмкость масла;

Δt — разность температур масла на выходе и входе в подшипник.

Утолщение h вкладыша:

$$\Delta h = h \cdot \alpha \cdot \Delta t = 0,00059 \text{ мм.} \quad (6)$$

Таким образом, утолщение вкладыша при работе двигателя на диагностируемой частоте вращения коленчатого вала разогретого двигателя на результаты измерений практически не влияет. То же самое можно сказать и о других деталях ДВС.

Для решения второй задачи рассматривали условия существования движения шатунно-поршневой группы относительно шеек коленчатого вала. С ростом частоты вращения коленчатого вала возрастает инерционная сила /пропорционально квадрату частоты/. Возрастает также силы, направленные против неё: демпфирующая /газовая/, механических потерь, гидравлическая. При определённой частоте вращения коленчатого вала эти силы выравниваются и начинается выборка зазоров в нижней и верхней головках шатуна. Затем происходит стабилизация перемещения. Согласно экспериментальным исследованиям, для ДВС КамАЗ-740 диагностирование следует проводить при 850 мин^{-1} .

Для анализа характера перемещения при обоснованной частоте вращения коленчатого вала выполняли силовой расчёт в двух режимах: при герметичной камере сгорания в условиях отсутствия сгорания и при дросселировании.

Силы, действующие на поршень в ВМТ при отсутствии воспламенения:

— силы инерции I и II порядка:

$$F_u = -m \psi^2 R \cdot (1 + \lambda), \quad (7)$$

где m — масса движущихся деталей;

φ — угловая скорость кривошипа;

R — длина кривошипа;

λ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

— гидравлические силы слоя масла в шатунном подшипнике

$$F_2 = P \cdot \ell \cdot d, \quad (8)$$

где P — давление масла в подшипнике;

ℓ, d — длина и диаметр подшипника.

— силы механических потерь на трение:

$$F_m = P_m \cdot S = (0,8 + 0,17 \cdot V_n) \cdot \pi \cdot D \cdot H, \quad (9)$$

где P_m — давление механических потерь;

S — площадь поверхности трения;

V_n — средняя скорость поршня;

D — диаметр гильзы цилиндра;

H — высота поверхности трения /ход поршня/.

— демпфирующая сила /от давления сжимаемого воздуха в надпоршневом пространстве в ВМТ такта сжатия/:

$$F_g = P_g \cdot S', \quad (10)$$

где P_g — давление в конце такта сжатия;

S' — площадь поршня.

Силы F_2, F_m, F_g направлены против сил инерции F_u . По результатам расчётов для двигателя КамАЗ-740 /8412/12/ при частоте вращения коленчатого вала 850 мин⁻¹ силы составят: $F_u = 35,3 \text{ кН}$; $F_2 = 0,48 \dots 1,44 \text{ кН}$ при давлении в системе смазки от 0,1 до 0,3 МПа; $F_m = 5,87 \text{ кН}$; $F_g = 29,4 \text{ кН}$ /без дросселирования при давлении конца такта сжатия 2,6 МПа/. При этом силы, действующие против F_u , превышают её на величину, меньшую F_2 . То есть, при этом шатунно-поршневая группа в ВМТ перемещается на величину зазоров в сопряжениях, но не выдавливает масляную плёнку. Сила демпфирования при дросселировании через отверстие диаметром 4 мм F_g' составляет 26,67 кН. При этом сумма сил F_2, F_m, F_g' меньше сил инерции на величину 1,32 кН. То есть при таком режиме извлечения обеспечивается выдавливание масляного слоя.

Для выявления характера зависимости ТМС от наработки использовали выражение, известное из гидродинамической теории смазки. Оно включает конструктивно-технологические и режимные факторы:

$$h = \frac{d^2 \cdot n \cdot \eta}{18,36 \cdot P \cdot \delta \cdot c}, \quad (11)$$

где d — диаметр шейки вала;
 δ — диаметральный зазор;
 c — поправка Гюмбеля на конечную длину подшипника;
 η — вязкость масла;
 n — частота вращения коленчатого вала;
 P — давление в зоне трения.

Учитывая экспоненциальный характер увеличения зазора в шатунных подшипниках в процессе эксплуатации, уравнение (II) примет вид:

$$h = \frac{d^2 \cdot n \cdot \eta}{18,36 \cdot P \cdot c \cdot \delta^2 \cdot e^{8e}} \quad \text{или} \quad h = h_0 \cdot e^{-8e} \quad (12)$$

где $h_0 = \frac{d^2 \cdot n \cdot \eta}{18,36 \cdot P \cdot c \cdot \delta^2}$ — ТМС в конце приработки, приведённая к началу эксплуатации.

Условие соблюдения жидкостного трения в сопряжении:

$$h_{\text{н}} \geq 1,1 (\Sigma R_z \cdot y_0), \quad (13)$$

где $1,1$ — коэффициент запаса, учитывающий влияние возможных случайных факторов;

ΣR_z — сумма высот неровностей шейки и подшипника для выбранного класса их чистоты по ГОСТ 2789-73;

y_0 — прогиб шейки в подшипнике.

По этому условию переход в полужидкостное трение наступает при ТМС 3,8 мкм и ниже. Измерение ТМС позволило выявить основные количественные характеристики предельного состояния, обосновать диагностические нормативы.

Оценку влияния давления в системе смазки на ТМС в шатунных подшипниках можно реализовать с помощью зависимости давления масла в системе смазки ДВС от параметров масла и подшипника:

$$P = \frac{Q \cdot \rho}{2 \cdot g \cdot \mu_0 \cdot F^2}, \quad (14)$$

где F — площадь поперечного сечения зазора между шейкой вала и вкладышами подшипника;

ρ — плотность масла;

μ_0 — коэффициент расхода масла;

g — ускорение силы тяжести.

С учётом зависимости (12) после математических преобразований:

$$h = \frac{1,63 \cdot d^2 \cdot n \cdot \eta \cdot \mu_0 \cdot k \cdot \sqrt{2g}}{\pi \cdot P \cdot c \cdot Q \cdot \sqrt{\rho}} \cdot \sqrt{P}. \quad (15)$$

Как видно из (15), ТМС зависит от нагрузочного, скоростного, температурного режимов.

По условию (13), предельное давление в системе смазки на

минимальном режиме холостого хода - 0,1 МПа; на номинальном - 0,26 МПа. Учёт этих параметров обеспечит надёжную работу сопряжения в условиях жидкостного трения. При предельных значениях давления сепарирующая полость шатунной шейки заполняется с пульсациями или не заполняется вообще /при меньшем давлении/ из-за действия центробежных сил внутри канала коленчатого вала. Ресурс двигателя по ТМС в шатунных подшипниках I40...150 тыс.км. и в период эксплуатации необходимо повышать давление в системе смазки.

Процесс развития проворачивания шатунных вкладышей, других отказов определяется интенсивностью изменения ТМС в сопряжении, зависит от её исходной величины, а наступает при непосредственном взаимодействии микровыступов сопрягаемых поверхностей.

Процесс перехода состояния сопряжения в предотказное можно разделить условно на 3 этапа. По ТМС между контактируемыми поверхностями, схеме взаимодействия микровыступов поверхностей трения деталей соответствует определённые зоны кривой /рис.1/.

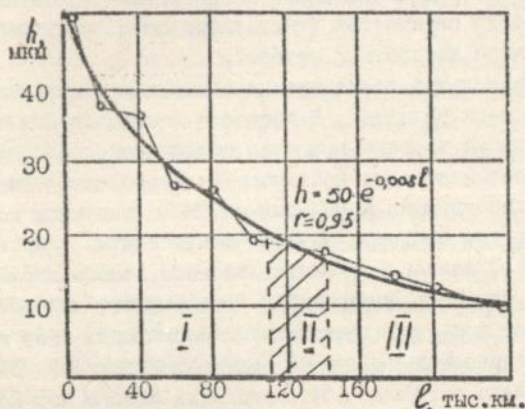


Рис.1. Зависимость ТМС от пробега: I-зона жидкостного трения; II-зона перехода в полужидкостное трение; III-зона полужидкостного трения

Для первой условной зоны характерен благоприятный режим жидкостного трения с очень низкой вероятностью контактирования сопрягаемых поверхностей, соответствующий пробегу ДВС до II5 тыс.км. в III категории условий эксплуатации. При дальнейшей эксплуатации двигателя происходит снижение ТМС и взаимодействие микровыступов сопрягаемых поверхностей изменяется, хотя трение ещё можно считать жидкостным. Работа сопряжения в условной второй зоне характерна при ТМС 16...20 мкм, что соответствует пробегу двигателя II5...145 тыс.км. Переход из первой в третью условную зону трения происходит не сразу. ТМС, соответствующая второй условной зоне, больше критической из-за динамически изменяющегося характера нагрузок, действующих на сопряжение. Третья условная зона полужидкостного трения характерна для двигателей, пробег которых больше 145 тыс.км.

Третья глава включает разработку и обоснование методики проведения эксперимента. Целью экспериментального исследования является проверка аналитических предпосылок изменения показателей технического состояния сопряжений двигателей автомобилей в процессе эксплуатации, а также получение параметров этих зависимостей и их погрешностей на примере конкретных моделей.

Экспериментальные исследования проводили в стендовых и эксплуатационных условиях. В процессе стендовых испытаний: определяли влияние частоты вращения коленчатого вала на показания разработанного диагностического устройства; определяли влияние действующих в КИМ сил на ТМС в шатунных подшипниках, температуры прогрева деталей двигателя на диагностический параметр, степени соответствия измеряемого параметра фактическому; точность измерений и трудоёмкость диагностирования. Основная цель эксплуатационных испытаний: сбор и обработка статистических данных по надёжности деталей ДВС КамАЗ-740, анализ трудовых и материальных затрат при проведении всех видов технических воздействий, проверка аналитических зависимостей и получение их параметров для прогнозирования ресурса двигателей разработанным устройством, разработка по диагностическим параметрам маршрутных схем восстановления работоспособности ДВС, технологии диагностирова-

ния с обоснованием номенклатуры заменяемых деталей, периодичности.

Первая часть экспериментального исследования для исключения влияния климатических и температурных условий на измерительную аппаратуру, а также стабильности измерений, проводилась в лабораторных условиях на стенде с двигателем КамАЗ-740. На экспериментальной установке контролировали изменение скоростного и теплового режимов работы дизеля, варьировали состояние в сопряжениях шатунных подшипников путём замены составных частей.

В четвёртой главе приведены результаты экспериментальных исследований и их анализ в сопоставлении с теоретическими выводами.

В Саратовском автокомбинате №2 было проведено исследование надёжности двигателей КамАЗ-740 трёх групп: не отремонтированных, прошедших КР, прошедших предупредительную замену быстроизнашивающихся деталей.

После первого КР увеличивается доля дефектов аварийного характера, а из-за износа выбраковывается меньше ДВС, нежели двигателей первой и третьей групп. Этот факт можно объяснить низким качеством КР.

Важным резервом в повышении эффективности эксплуатации ДВС является предлагаемая скорректированная по результатам диагностирования структура эксплуатационно-ремонтного цикла с оценкой по техническому состоянию на основе критерия оптимальности.

Ресурс ДВС во многом определяется ресурсом КШМ и, в частности, ресурсом шатунных вкладышей. Ресурс шатунных вкладышей определяется ТМС, которая принята в качестве структурного параметра. Диагностический параметр — разница погрешностей разработанного с учётом требований точности устройства при разгерметизированной и опрессованной камере сгорания /при 850 мин⁻¹/.

Диагностическое устройство /рис.2/ спроектировано исходя из требования непревышения погрешности 1,7%. Состоит из измерительного механизма 5, упирающегося в подпружиненный плунжер 2 с зафиксированным в нём, но изолированным щупом 1. Гильза 3 прецизионной пары установлена в корпусе 4, представляющем собой корпус форсунки с высверленным отверстием.

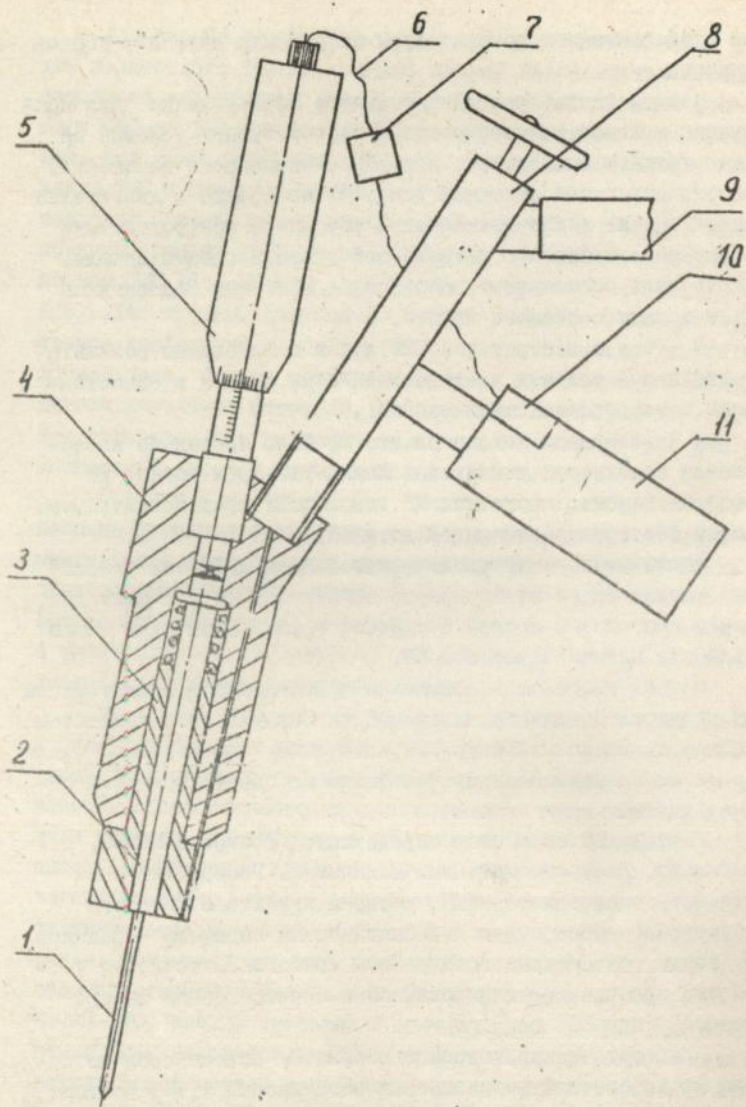


Рис. 2 . Схема устройства: I-щуп; 2-плунжер; 3-гильза плунжера; 4-корпус форсунки; 5-микрометрический винт; 6-проводник; 7-элемент питания; 8-кран воздушный; 9-шланг отводной; 10-светодиод; 11-манометр

тием по образующей для сообщения манометра II с камерой сгорания цилиндра.

Устройство устанавливают вместо форсунки и фиксируют креплением. Для определения ВМТ в устройстве предусмотрена световая индикация. Она обеспечивается при касании поршня за счёт связи шупа I посредством проводника 6 и элементами питания 7 со светодиодом IO.

Для оценки точности разработанного устройства измеряли ТМС в шатунных подшипниках по методике, разработанной в Московском автомеханическом институте. Измерение ТМС осуществлялось с помощью высокочастотного электронного усилителя, рабочим элементом которого являлся датчик ёмкостного типа, представляющий собой стальной электрод, фиксируемый в фарфоровой втулке и установленный в шейке. Токнесущие провода уложены в специально подготовленные сверления в шейках, а на щёках дополнительно закреплены скобами, из стальной фольги, привариваемыми точечной сваркой. Провода выведены на ртутный токосъёмник, установленный на переднем носке коленчатого вала.

Электронный усилитель представляет собой прибор, работающий по принципу частотной модуляции. Изменение ёмкости датчика, включённого в контур генератора высокочастотных колебаний, вызывает соответствующее отклонение частоты генератора от номинальной. Величина ёмкости датчиков зависит от толщины слоя диэлектрика, заполняющего пространство между электродами. Характер изменения частоты генерируемого напряжения определяется исследуемым параметром, то есть толщиной масляного слоя в сопряжении. При измерениях ТМС сигнал от датчика через усилитель выводили на шлейфовый осциллограф. Точность измерения ТМС определялась на основании пятикратных измерений с подсчётом относительной погрешности.

Влияние зазора в коренных шейках на достоверность диагностической информации не исследовалось, так как измерения, проведённые с помощью аппаратуры ВМ 6-6ТН и датчиков перемещения ДИ-2СМ, установленных перпендикулярно друг другу на постели коренных шеек коленчатого вала, не выявили существенного /более 0,008мм/ "всплыва" коленчатого вала. Регистрации сигналов от датчика проводилась как аппаратурой, так и самописцем осциллографа.

В пятой главе на основе анализа удельных затрат обоснована предлагаемая скорректированная по результатам диагностирования структура эксплуатационно-ремонтного цикла двигателя.

Основанный параметр, нормативы и периодичность диагностирования, подсчитана экономическая эффективность результатов исследования.

Установлена связь диагностического параметра ΔS со структурным h /мкс/ /рис.3/:

$$\Delta S = 10 + 1,92 h. \quad (16)$$

Зависимость ΔS от h однозначная, линейная, с коэффициентом корреляции 0,91.

Коэффициент чувствительности $K_y = 1,92$ можно считать достаточно высоким. Относительная погрешность составляет $\pm 4,5\%$.

Определены диагностические нормативы. Распределение диагностического параметра исправных и неисправных сопряжений позволило определить параметры закона распределения: $\bar{S}_u = 46,7 \text{ мкм}$, $\sigma_u = 6,86$; $\bar{S}_n = 29,5 \text{ мкм}$, $\sigma_n = 6,1$. Допустимый диапазон рассеивания диагностического параметра ΔS при принятом уровне вероятности $P > 0,95$ и одностороннем ограничении слева:

$$\Delta S_{0,95} = \bar{S}_u - 1,7\sigma_u = 35 \text{ мкм}. \quad (17)$$

Для оценки значимости различия средних значений \bar{S}_u и \bar{S}_n , а следовательно, и информативности параметра S , определяли критерий Стьюдента:

$$t_p = \frac{\bar{S}_u - \bar{S}_n}{\sigma \sqrt{\frac{1}{n_1} + \frac{1}{n_2}}} = 10,2, \quad (18)$$

где $\bar{\sigma}$ — средняя величина среднеквадратичных отклонений;

n_1, n_2 — объём выборок.

Критическое значение критерия Стьюдента $t_{n_1, n_2, 0,95} = 1,7$. Следовательно, различие \bar{S}_u и \bar{S}_n значимо с вероятностью 0,9 и выше и диагностический параметр информативен.

Исходными данными для расчёта оптимальной периодичности диагностирования являлись результаты анализа надёжности двигателей в целом и по отдельным узлам. Учитывалась закономерность изменения технического состояния систем и затраты средств на выполнение диагностических работ, профилактические обслуживания и ремонты автомобилей. Периодичность диагностирования для двигателей трёх групп определялась в зависимости от коэффициента вариации наработки на отказ и коэффици-

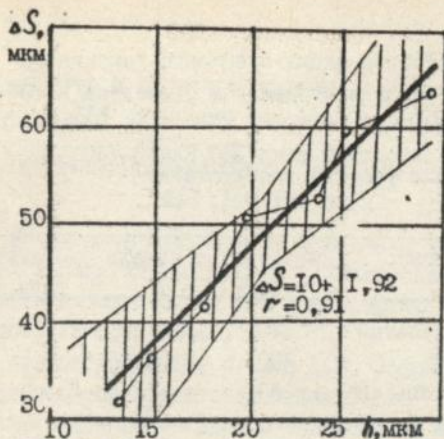


Рис.3. Зависимость диагностического параметра ΔS от структурного /ТМС/- h .

ента опасности отказа /табл.1/.

Таблица I

Периодичность диагностирования шатунных подшипников ДВС КамАЗ-740

Группа	Средний пробег до КР, \bar{L}_p , тыс. км.	Средне-квadratic отклонение, σ , тыс. км.	Кэф. вариации, \bar{v}	Кэф. оптимизации, \bar{m}_{opt}	Периодичность диагностирования, L_d , тыс. км.
I	130,5	55,6	0,426	0,18	23,5
II	84,5	41,7	0,49	0,23	19,4
III	69,7	36,1	0,52	0,26	18,1

АНД им. В. Стефанова
АН УРСР

Предлагаемая структура эксплуатационно-ремонтного цикла ДВС КамАЗ-740 с диагностированием приведена в табл.2.

Таблица 2

Эксплуатационно-ремонтный цикл ДВС КамАЗ-740
/III категория условий эксплуатации/

Вид и порядковый номер ремонта	Наработка с начала эксплуатации	
	тыс.км	годы
Первый предупредительный	120	2,5
Первый капитальный	200	4,0
Второй предупредительный	280	5,5
Описание двигателя /ориентировочно/	360	7,0

Скорректированная по результатам диагностирования структура эксплуатационно-ремонтного цикла позволит значительно снизить число случаев проворачивания и других дефектов шатунных вкладышей в эксплуатации, получить годовой экономический эффект в размере 0,5% стоимости ДВС.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

1. Расчётно-аналитическими и экспериментальными исследованиями обоснован экспоненциальный вид зависимости толщины масляного слоя в шатунных подшипниках от пробега.
2. Обоснован диагностический параметр, характеризующий толщину масляного слоя в шатунных подшипниках.
3. Определены диагностические нормативы и периодичность диагностирования шатунных подшипников.
4. Разработан способ и устройство для диагностирования шатунных подшипников.
5. По характеру вида трения в сопряжении обосновано существование нижнего предела давления в системе смазки и соответствующая ему толщина масляного слоя, обоснованы значения предельных зазоров и толщины масляного слоя в шатунных подшипниках.
6. Скорректированные по результатам диагностирования периодичность и объём профилактических воздействий позволяет снизить число случаев проворачивания и других дефектов шатунных вкладышей в эксплуатации, сократить число капиталь-

ных ремонтов и получить годовой экономический эффект в размере 0,15% стоимости двигателя КамАЗ-740.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ ОПУБЛИКОВАНО В
СЛЕДУЮЩИХ РАБОТАХ:

1. Данилов И.К. Анализ состояния двигателей КамАЗ-740, снятых в капитальный ремонт // Повышение эффективности использования автомобильного транспорта: Межвуз. научн. сб.-Саратов, 1986.-С.45-47.

2. Данилов И.К., Жиглёв В.Б. Эффективность предупредительного ремонта двигателей КамАЗ-740 // Эффективность использования автомобильного транспорта: Межвуз. научн. сб.-Саратов, 1987.-С.18-19.

3. Данилов И.К. Диагностирование дизелей транспортно-го назначения по суммарному зазору в шатунно-кривошипном механизме // Пути повышения эффективности эксплуатации автомобилей: Межвуз. научн. сб.-Саратов, 1990.-С.52-55.

4. Данилов И.К. Расчётно-аналитическое исследование процесса выборки зазоров в кривошипно-шатунной группе двигателя // Эффективность автомобильного транспорта: Межвуз. научн. сб.-Саратов, 1991.-С.28-33.

5. Данилов И.К. Оценка эффективности предупредительного ремонта. М., 1991.-С.37-39.-Деп. в ЦЕНТИ Минавтотранса РСФСР 08.01.91. № ЦБ-7-26/7.

6. Денисов А.С., Беликов П.С., Данилов И.К. Что даёт предупредительный ремонт? // Автомобильный транспорт.-1990. №5.-С.35-37.

7. Денисов А.С., Данилов И.К., Беликов П.С. Эффективность предупредительного ремонта автомобилей в АТП // Пути интенсификации работы автомобильного транспорта: Межвуз. научн. сб.-Саратов, 1989.-С.22-27.

8. Данилов И.К. Пути повышения эксплуатационного срока службы дизелей // Пути интенсификации работы автомобильного транспорта: Межвуз. научн. сб.-Саратов, 1988.-С.47-49.

Денисов

469136

Ав 26.273

ДАНИЛОВ Игорь Кеворкович

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ
ШАТУННЫХ ПОДШИПНИКОВ ДЛЯ КОРРЕКТИРОВАНИЯ ДОЛГОВЕЧНОСТИ
ДВС /на примере КамАЗ-740/

А в т о р е ф е р а т

Ответствен. за выпуск к.т.н. М.А. Трефилов

Корректор О.А. Пакина

Подписано в печать 26.11.92.

Бум. оберт.

Усл. — печ. л. 1,0

Формат 60×84 1-16

Уч. — изд. л. 1,0

Тираж 100

экз.

Зказ 380 .

Бесплатно

Саратовский политехнический институт

410016 г. Саратов, ул. Политехническая, 77

Ротапринт СПИ, 410016. г. Саратов, ул. Политехническая, 77.