

На правах рукописи

Видинеев Александр Александрович

**ОБЕСПЕЧЕНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ
КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ
ВОССТАНОВЛЕНИЕМ С УЧЁТОМ
ВЕЛИЧИНЫ УСТАЛОСТНЫХ ТРЕЩИН**

Специальность – 05.20.03 – Технологии и средства
технического обслуживания в сельском хозяйстве

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Саратов 2015

Работа выполнена в Федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю.А.»

Научный руководитель – Денисов Александр Сергеевич,
доктор технических наук, профессор

Официальные оппоненты: Лялякин Валентин Павлович,
доктор технических наук, профессор ФГБНУ
«Всероссийский научно-исследовательский
технологический институт ремонта и эксплуата-
ции машинно-тракторного парка»
(ГОСНИТИ), научный консультант

Буйлов Валерий Николаевич,
кандидат технических наук, доцент ФГБОУ ВО
«Саратовский государственный аграрный уни-
верситет им. Н.И. Вавилова», доцент кафедры
«Технический сервис и технология конструкци-
онных материалов»

**Ведущая организация – ФГБОУ ВПО «Волгоградский государственный
технический университет»**

Защита диссертации состоится 27 ноября 2015 г. в 12.00 часов на заседании диссертационного совета Д 220.061.03 на базе ФГБОУ ВО «Саратовский государственный аграрный университет им. Н.И. Вавилова» по адресу: 410056, г Саратов, ул. Советская, 60, ауд. им. А.В. Дружкина (325).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВО «Саратовский ГАУ» и на сайте www.sgau.ru.

Отзывы направлять учёному секретарю диссертационного совета по адресу: 410012, г. Саратов, Театральная пл., 1. E-mail: chekmarev.v@yandex.ru.

Автореферат разослан «___»_____ 2015 г.

Учёный секретарь
диссертационного совета

Василий Васильевич Чекмарёв

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Простой автомобилей КамАЗ в эксплуатации вызваны в основном отказами двигателей, стоимость проведения капитального ремонта составляет 70-80% от первоначальной стоимости, а за весь срок службы на обеспечение работоспособности дизелей расходуется в 2-3 раза больше средств, чем на изготовление. Проведённые в ОАО «КАМАЗ» эксплуатационные испытания показали, что отказы двигателей КамАЗ-740 происходят из-за проворачивания шатунных вкладышей и возникновения усталостных трещин на рабочих поверхностях коленчатого вала. Массовость развития подобных дефектов свидетельствует о том, что недостаточно раскрыта их физическая сущность. В многочисленных исследованиях чётко не установлено влияние конструктивных, технологических, эксплуатационных факторов и режимов работы двигателя на механизм развития отказов. В связи с этим исследование причин деформации и усталостного разрушения коленчатого вала двигателя КамАЗ-740, безусловно, актуально и в настоящее время.

В данной работе на основании исследований изнашивания, изменения геометрической формы, усталостного разрушения коленчатого вала в процессе эксплуатации двигателя усовершенствован алгоритм его дефектовки.

Степень разработанности темы исследования. Закономерности изменения технического состояния коленчатых валов в процессе эксплуатации двигателей исследованы такими учёными, как Ф.Н. Авдонькин, В.Н. Басков, А.А. Гафиятуллин, М.А. Григорьев, И.Б. Гурвич, А.С. Денисов, В.А. Долецкий, В.В. Ефремов, В.И. Казарцев, К.Т. Кошкин, Е.С. Кузнецов, А.Т. Кулаков, В.С. Лукинский, М.А. Масино, В.М. Михлин, И.А. Мишин, В.А. Наливкин, В.Н. Никишин, Н.И. Светличный, А.Г. Степанов, А.М. Шейнин, В.А. Шадричев и др. Однако в их трудах недостаточно рассмотрен процесс усталостного разрушения коленчатого вала, ограничивающий его ресурс при форсировании двигателя. Анализ влияния структурной неоднородности металла коленчатого вала и вероятностный характер нагрузок послужили основой для разработки гипотезы о росте глубины усталостных трещин на рабочих поверхностях коленчатого вала в процессе эксплуатации двигателя и её дальнейшей проверки с учётом обоснованных допущений.

Цель исследования – обеспечение работоспособности коленчатых валов восстановлением с учётом величины усталостных трещин.

Задачи исследования:

- обосновать показатели, позволяющие оценить степень усталостного разрушения коленчатого вала в процессе эксплуатации и разработать математическую модель определения зависимости глубины усталостной трещины от её длины;
- провести анализ технического состояния ремонтного фонда коленчатых валов и по экспериментальным данным определить параметры аналитической зависимости показателей усталостного разрушения коленчатого вала от наработки двигателя;
- разработать схему технологического процесса восстановления коленчатого вала при наличии усталостных трещин и усовершенствовать с учётом этого структуру его эксплуатационно-ремонтного цикла;
- дать технико-экономическую оценку эффективности усовершенствованной технологии восстановления коленчатых валов.

Научная новизна диссертации заключается в следующем:

1. Предложена математическая модель вычисления глубины усталостной трещины на рабочих поверхностях коленчатого вала, возникающей в процессе эксплуатации двигателя.
2. Установлены закономерности распределения дефектов по рабочим поверхностям шеек коленчатого вала и дан анализ причин изменения их геометрической формы.
3. Усовершенствована структура эксплуатационно-ремонтного цикла коленчатого вала для обеспечения его работоспособности.

Теоретическая и практическая значимость работы. Обоснована зависимость изменения глубины усталостной трещины на рабочих поверхностях шеек коленчатого вала от нагрузки в процессе эксплуатации двигателя. Разработан способ восстановления коленчатого вала с учётом усталостного разрушения и предложена структура его эксплуатационно-ремонтного цикла, позволившие снизить затраты на обеспечение его работоспособности на 21 %.

Методология и методы исследования. Теоретические исследования проведены методом математического анализа с использованием известных законов

механики разрушения, основных положений сопротивления материалов. Экспериментальные исследования выполнены с применением современных методик и соответствующего оборудования.

Научные положения, выносимые на защиту:

1. Математическая модель для определения вероятностного характера развития глубины усталостной трещины на рабочих поверхностях шеек коленчатого вала в процессе эксплуатации двигателя.

2. Усовершенствованная технология восстановления коленчатого вала с учётом усталостного разрушения.

3. Структура эксплуатационно-ремонтного цикла коленчатого вала для обеспечения его работоспособности.

Степень достоверности и апробация результатов. Достоверность полученных результатов обеспечивается методологической базой исследования, проведением измерений достаточной выборки с использованием современного оборудования и подтверждается сходимостью теоретических результатов с экспериментальными данными.

Результаты исследования доложены и одобрены:

- на Всероссийской научно-технической конференции «Концепция современного развития автомобилестроения и эксплуатации транспортных средств» (Новочеркасск, 2001 г.);

- на ежегодных научно-технических конференциях Саратовского технического университета имени Гагарина Ю. А. (Саратов, 2000–2014 гг.);

- на межгосударственных постоянно действующих научно-технических семинарах имени В.В. Михайлова «Проблемы экономичности и эксплуатации автотракторной техники» (Саратов, 2008, 2010, 2012, 2014 гг.);

- на научно-технической конференции «Проблемы технической эксплуатации и автосервиса подвижного состава автомобильного транспорта» (Москва, 2014 г.);

- на 73-ей научно-методической и научно-исследовательской конференции МАДИ (Москва, 2015 г.).

Технология восстановления коленчатых валов на основе разработки алгоритма их дефектовки апробирована и внедрена в НТЦ «Механик-Т» (г. Саратов),

ОАО «Балаковский ПАК» (г. Балаково), ОАО «Ремдизель» (г. Набережные Челны), ООО «Саратовский автоцентр КАМАЗ» (г. Саратов).

Основные положения диссертации опубликованы в 14 научных работах. Общий объём публикаций – 6,85 печ. л., из которых 1,74 печ. л. принадлежит лично соискателю, в том числе 6 публикаций в изданиях, рекомендованных ВАК.

Диссертация состоит из введения, пяти глав, общих выводов, списка использованной литературы и приложений. Работа изложена на 150 странице, содержит 41 рисунок, 43 таблицы, приложение. Список литературы включает 157 наименований, в том числе 11 – на иностранном языке.

Содержание работы.

Во введении обоснована актуальность выполненной работы, изложены основные положения, выносимые на защиту, определены направления исследований.

В первой главе «Состояние вопроса. Цель и задачи исследования» проведён анализ основных причин отказов коленчатых валов двигателей. Предложены зависимости показателей технического состояния коленчатого вала от наработки двигателя и выполнен анализ методик определения ремонтных размеров. Сформулированы задачи исследования для достижения цели работы.

Во второй главе «Программа и методика исследования» приведены общая методика и программа исследования, а также частные методики экспериментального исследования.

Измерения износов деталей двигателя производили после его полной разборки при поступлении в ремонт. Техническое состояние рабочих поверхностей коленчатого вала проверяли в соответствии с технологией ТО и ремонта и руководством по эксплуатации двигателей КамАЗ. Измерения выполняли на двигателях КамАЗ, в соответствии с ГОСТ 14846–81, имеющих наработку в интервале от начала эксплуатации до 450 тыс.км. на следующих предприятиях: ЗАО «Саратовский автокомбинат № 2», ЗАО «Автобаза – Саратовнефтепродукт», ЗАО «Ремдизель» (г. Набережные Челны), ОАО «Саратовский автоцентр КамАЗ», ОАО «КАМАЗ» (г. Набережные Челны).

Для оценки усталостной прочности коленчатого вала использовали результаты стендовых испытаний, выполненных совместно с НТЦ ОАО «КАМАЗ» и ВНПО «Ремдеталь». Испытания проводили на универсальной испытательной

машине резонансного типа Л11-20. Объектом исследований служили коленчатые валы двигателей КамАЗ-740 – новые серийного исполнения и с дефектами на шейках в виде трещин, задиров и схватывания.

Между длиной и глубиной трещины существует сложная нелинейная зависимость, которая была получена экспериментально. Длину трещины измеряли с помощью линзы, оснащённой измерительной шкалой. При этом последовательно удаляли слои металла толщиной 0,1 мм каждый и снова определяли длину трещины (рисунок 1). Таким образом устанавливали полную глубину трещины.

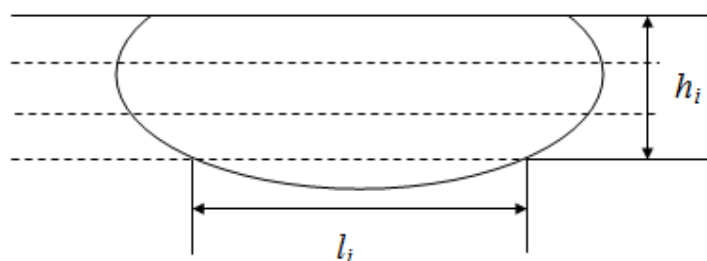


Рисунок 1 – Схема определения связи глубины трещины h_i с её длиной l_i

В зависимости от сочетания различных дефектов на рабочих поверхностях коленчатых валов проведен анализ способов их восстановления.

В третьей главе «Аналитические исследования изменения технического состояния коленчатого вала в процессе эксплуатации» на основании положений трибологии и механики разрушения получены зависимости показателей технического состояния коленчатого вала от наработки двигателя. Поскольку зазоры в подшипниках в процессе эксплуатации увеличиваются по экспоненциальной зависимости, как установлено в работах Ф.Н. Авдонькина и А.С. Денисова, то и прогиб коленчатого вала, который при отсутствии несоосности коренных опор блока цилиндров пропорционален зазору в подшипнике, также увеличивается.

На основании современных представлений о дислокационных механизмах образования и развития трещин под действием деформаций была предложена модель физического предела усталости (В.С. Иванова, В.Ф. Терентьев). Усталостное разрушение – результат многократно повторённых быстро чередующихся упругих и пластических деформаций, распределяющихся в силу неоднородности металла неравномерно по объёму детали. Первичные повреждения возникают в микрообъёмах, преднапряжённых местными дефектами, неблагоприятно ориен-

тированных относительно действия нагрузки. Постепенно накапливаясь и суммируясь, локальные повреждения приводят к общему разрушению детали.

Основные закономерности развития усталостных разрушений в процессе эксплуатации могут быть получены на основе кривой многоциклового усталости. Основой для аналитического описания глубины усталостной трещины на шейке коленчатого вала можно считать структурную неоднородность металла и процесс микропластического деформирования и разрушения пластических элементов металла при переменной нагрузке.

В процессе эксплуатации двигателя происходит увеличение циклов нагружения N с определённой амплитудой колебаний напряжения. В результате в металле постепенно возрастает количество разрушенных пластических элементов (заштрихованная площадь под кривой распределения напряжения на рисунке 2).

По мере разрушения пластических элементов сокращается количество несущих упруго деформируемых элементов (не заштрихованная площадь под кривой распределения на рисунке 2). Фактическая амплитуда колебаний напряжения в упруго деформируемых элементах $\sigma_{\text{аф}}$ возрастает, что приводит к превышению среднего предела текучести и предела прочности. Оставшееся сечение детали при этом уже подвергается хрупкому разрушению.

Показателями усталостного разрушения таких деталей, как коленчатые валы, рессоры, поворотные кулаки, полуоси и др., могут быть концентрация микротрещин, их глубина, длина и пропорциональная им площадь разрушения. В настоящее время существуют методы и средства контроля этих показателей.

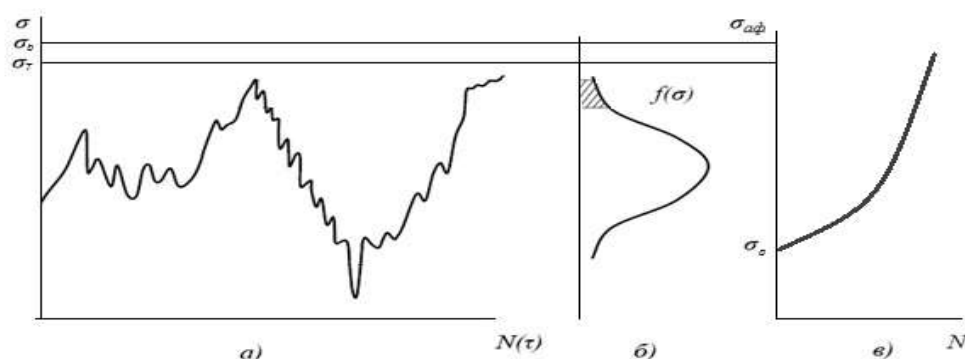


Рисунок 2 – Схема влияния неравномерности нагружения материала детали на рост фактической амплитуды колебаний напряжения $\sigma_{\text{аф}}$ с увеличением числа циклов нагружения:

a – изменение напряжения пластических элементов металла; $б$ – распределение напряжения;

$в$ – рост $\sigma_{\text{аф}}$ в процессе циклического нагружения

Для определения основных факторов, ограничивающих ресурс коленчатого вала, установили интенсивность анализируемых процессов и предельные значения параметров технического состояния. В процессе дефектовки коленчатых валов с раскрытием критических трещин вычислили среднее отношение глубины h_T трещины к её длине l_T 1:10. Отношение h_T/l_T зависит от длины трещины (таблица 1).

Таблица 1 – Изменение отношения h_T/l_T в зависимости от длины трещины

Длина трещины l_T , мм	0–2	2–4	4–6	6–8	8–10
Отношение h_T/l_T	1:20	1:10	1:8	1:5	1:3

Изменение соотношений обусловлено основными этапами распространения трещины, что показано на рисунке 3.

Отличительная особенность усталостного разрушения рабочих поверхностей коленчатого вала – меньшая пригодность к восстановлению. Как правило, коленчатые валы, имеющие усталостные трещины, не подлежат восстановлению и отбраковываются. Оценить степень усталостных повреждений коленчатого вала можно по количеству (концентрации) трещин на шейках и галтелях.

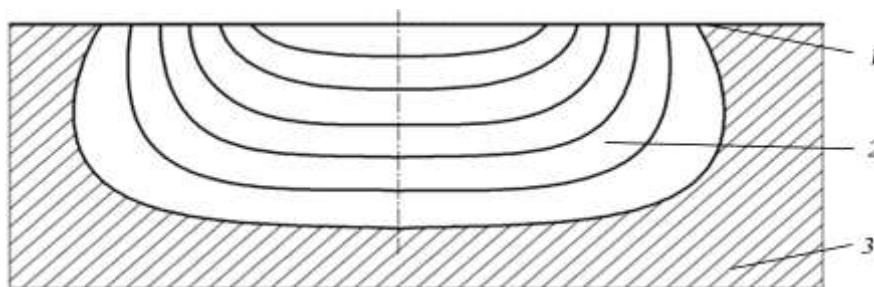


Рисунок 3 – Этапы распространения усталостной трещины:

1 – наружная поверхность; 2 – зона развития трещины; 3 – тело детали

При работе коленчатый вал подвергается действию радиальных и тангенциальных составляющих сил, приложенных к его шатунным шейкам, центробежных сил вращающихся масс, реакций опор, а также момента сопротивления вращению трансмиссии. Периодическое действие указанных нагрузок вызывает появление упругих колебаний коленчатого вала (изгибных и крутильных).

Особенно высокие нагрузки действуют на шатунные шейки и щёки коленчатого вала. Характер разрушений рабочих поверхностей шеек показывает на преимущественное действие изгибающих моментов и меньшее – крутящего момента (рисунок 4). Усталостные разрушения (трещины) начинаются в области концентраторов напряжения (галтели, отверстия для смазки). Для опреде-

ления характера зависимости $\sigma_{a\phi}$ от h_T рассмотрим сложнапряженное состояние коленчатого вала в процессе эксплуатации. Основные виды деформаций это изгиб и кручение. Нормальные напряжения от изгиба обусловлены зазорами в подшипниках и амплитуда их пропорционально увеличивается. Касательные напряжения от крутящего момента и крутильных колебаний КВ появляются с начала эксплуатации, и пренебрегать ими не следует, так как это существенно скажется на усталостной прочности коленчатого вала. Совместное действие напряжений от изгиба и кручения на усталостную прочность коленчатого вала рассмотрим по третьей теории прочности .

$$\sigma = \frac{\sqrt{M_{и}^2 + M_{кр}^2}}{W_{и}} \leq \sigma_{adm} \quad (1)$$

где $\sqrt{M_{и}^2 + M_{кр}^2} = M_{расч}^{III}$ расчетный момент по третьей теории прочности. Тогда

$$\sigma = \frac{M_{расч}^{III}}{W_{и}} \leq \sigma_{adm} \quad (2)$$

где $M_{и}$ – изгибающий суммарный момент, действующий на коленчатый вал; $M_{кр}$ – крутящий момент, действующий на коленчатый вал; $W_{и}$ – момент сопротивления при изгибе; σ_{adm} – максимальное допускаемое напряжение.

Не смотря на большие значения коэффициента запаса по усталостной прочности 2,5 – 3,5 (Р.К. Галиев), из-за значительных колебаний эксплуатационных нагрузок появляется вероятность превышения напряжениями предела текучести σ_T и прочности σ_b , P_p – вероятность разрушения (заштрихованная площадь под кривой распределения напряжения на рис. 2).

Для математического описания процесса усталостного разрушения, то есть изменения фактической амплитуды напряжений $\sigma_{a\phi}$ и глубины трещины h_T с ростом числа циклов нагружения N необходимо рассмотреть некоторые соотношения и допущения. В качестве первого допущения считаем, что интенсивность разрушения $\alpha_p = dh_T/dN$ возрастает прямо пропорционально фактической амплитуде действующих напряжений $\sigma_{a\phi}$, то есть

$$\alpha_p = \frac{dh_T}{dN} = a\sigma_{a\phi}, \quad (3)$$

где a - коэффициент пропорциональности, характеризующий изменение α_p на единицу амплитуды напряжений $\alpha = d\alpha_p/d\sigma_{a\phi}$.

Это первое допущение можно объяснить законом Гука, по которому в пределах упругости деформация (приводящая к микропластическим разрушениям) прямо пропорциональна величине приложенных напряжений.

С ростом циклов нагружения N вероятность разрушения P_p возрастает по сложной кумулятивной зависимости. Кроме того, реальные трещины представляют сложные поверхности, поэтому зависимость $\sigma_{аф}$ от h_T , как второе допущение, можно принять в виде

$$\sigma_{аф} = \sigma'_a + ch_T, \quad (4)$$

Где $\sigma'_a = \sigma_a - \sigma_{-1}$; c – коэффициент, характеризующий изменение амплитуды колебаний напряжения на единицу глубины разрушения, $c = d\sigma_{аф}/dh_T$.

Величина σ'_a применяется в качестве свободного члена вследствие того, что усталостные разрушения начинают развиваться только при условии $\sigma_a > \sigma_{-1}$, то есть при превышении амплитуды колебаний напряжения предела усталости. С учётом зависимости (3) дифференциальное уравнение (2) примет вид:

$$\frac{dh_T}{dN} = a\sigma'_a + ach_T. \quad (5)$$

Интегрирование дифференциального уравнения (5) при начальных условиях $h_T = 0$ при $N = 0$ позволяет получить зависимость глубины трещины h_T от числа циклов N в виде

$$h_T = h_{T_0} (e^{bN} - 1) \quad (6)$$

где b – коэффициент, который с учётом параметров a и c имеет размерность, обратную N , $b = ac$; h_{T_0} – характеризует интенсивность разрушения в начале эксплуатации, обусловленную наличием концентраторов напряжения на поверхности детали (шероховатость, микротрещины от обработки и др.), неоднородностью металла, имеет размерность глубины трещины.

С учетом выражений (4) и (6) получим зависимость фактической амплитуды колебаний напряжения $\sigma_{аф}$ от числа циклов нагружения

$$\sigma_{аф} = \sigma'_a e^{bN}. \quad (7)$$

Итак, в процессе эксплуатации фактическая амплитуда колебаний напряжения в металле коленчатого вала возрастает по экспоненциальной зависимости (7). Разрушение его рабочих поверхностей произойдет тогда (при $N = N_k$), когда $\sigma_{аф}$ оставшихся несущих элементов металла достигнет предела прочности σ_b , то есть с учётом зависимости (7)

$$\sigma_b = \sigma'_a e^{bN_k}. \quad (8)$$

Отсюда вытекает аналитическое выражение кривой многоциклового усталости

$$N_k = \frac{1}{b} \ln \frac{\sigma_b}{\sigma'_a}. \quad (9)$$

Таким образом, можно считать, что в сложившихся условиях эксплуатации автомобиля коленчатый вал в единицу времени и за единицу пробега испытывает определённое число циклов нагружения. Следовательно, зависимости (7) и (9) справедливы и в том случае, когда вместо N используют такие измерители процесса эксплуатации, как время τ и пробег l :

$$\sigma_{аф} = \sigma'_a e^{b\tau} \quad \text{и} \quad \sigma_{аф} = \sigma'_a e^{bl}, \quad (10)$$

$$\tau_k = \frac{1}{b} \ln \frac{\sigma_b}{\sigma'_a} \quad \text{и} \quad l_k = \frac{1}{b} \ln \frac{\sigma_b}{\sigma'_a}. \quad (11)$$

В выражениях (10) и (11) значения параметра b будут другими, чем в зависимостях (7) и (9). Все показатели усталостного разрушения коленчатого вала (длина и глубина трещины, концентрация микротрещин, площадь выкрашивания и др.) прямо пропорциональны глубине трещины и возрастают как с ростом числа циклов нагружения по экспоненциальной зависимости (6), так и с увеличением τ или l .

Следует отметить, что зависимость (6) получена при исследовании периода эксплуатации после приработки. В начале приработки величина и амплитуда колебаний напряжения более высокие, чем в конце, вследствие технологических отклонений. Эта величина может с большей вероятностью превышать предел текучести, что приводит к начальным разрушениям в области малоциклового усталости. В результате в конце периода приработки на поверхностях шеек ко-

ленчатого вала образуется глубина трещины $h_{т_0}$. С учётом зависимости (6) общая глубина трещины составит

$$h_{т} = h_{т_0} e^{bN}. \quad (12)$$

Параметры данной зависимости для прогнозирования усталостных разрушений определяются с использованием экспериментальных данных, полученных по разработанной методике.

В четвёртой главе «Анализ результатов экспериментального исследования» на основании экспериментальных данных о техническом состоянии ремонтного фонда коленчатых валов и очагах разрушений выделено четыре типа разрушений коленчатого вала (в таблице 2.):

1 – разрушения, проходящие по щекам коленчатого вала в зоне перекрытия коренных и шатунных шеек;

2 – разрушения в цилиндрической части шеек – зоне галтельного перехода (соответственно со стороны одного из цилиндров);

3 – разрушения в цилиндрической части под одним из вкладышей в результате действия доминирующих изгибных усилий;

4 – разрушения в цилиндрической части под одним из вкладышей соответственно со стороны одного из цилиндров в результате действия доминирующих усилий кручения.

Очаги разрушений данного типа зарождаются в зонах галтелей либо коренных, либо шатунных шеек. Доминирующий фактор их развития – изгиб коленчатого вала в плоскости кривошипа в результате действия переменных нагрузок. На шейках большинства разрушенных по 1-му типу коленчатых валов имеются сопутствующие дефекты (см. таблицу 2). Такие разрушения вызваны ограниченным моментом сопротивления усталости щёк нагрузкам, а развитие дефектов, выходящих на галтели, – ещё большим его снижением.

Из анализа разрушений коленчатых валов двигателей следует:

- разрушения в подавляющем большинстве случаев происходят при доминирующем влиянии изгиба в плоскости кривошипа;
- преждевременному разрушению чаще всего сопутствуют дефекты;

- наиболее опасным является сочетание таких дефектов, как задир и трещина, задир и подрез галтели.

Таблица 2 – Распределение дефектов по типам разрушений коленчатого вала двигателя КамАЗ-740

Тип разрушения	Дефекты							
	задир		трещины		прижоги		подрезы	
	Удельный вес по дефекту, %	Удельный вес по типу, %	Удельный вес по дефекту, %	Удельный вес по типу, %	Удельный вес по дефекту, %	Удельный вес по типу, %	Удельный вес по дефекту, %	Удельный вес по типу, %
1	60,9	63,6	53,5	36,4	62,5	22,7	62,5	22,7
2	13,0	60,0	6,7	20,0	12,5	20,0	37,5	60,0
3	17,4	66,7	26,7	66,7	12,5	16,7	0	0
4	8,7	100	13,3	100	12,5	50,0	0	0
Всего	100	65,7	100	42,9	100	22,9	100	22,9

Зависимость износа, овальности шеек, прогиба коленчатого вала, степени усталостного разрушения (длина, глубина, концентрация трещин) от наработки носит стохастический характер.

Ресурс коленчатого вала определяется интенсивностью изменения его технического состояния и предельными значениями параметров этого состояния. Эти процессы проанализированы на примере отечественных двигателей ЯМЗ-238 и КамАЗ-740, по которым в СГТУ, в том числе и с участием автора, накоплен значительный экспериментальный материал. Всего было измерено и проанализировано около 300 коленчатых валов двигателей КамАЗ-740 и около 150 двигателей ЯМЗ-238.

Зависимости изменения технического состояния коленчатого вала от наработки двигателя приведены на рисунках 4–8, а параметры экспоненциального уравнения и показатель средней интенсивности указанных процессов $\bar{\alpha}$ – в таблице 3.

Таблица 3 – Параметры зависимостей показателей технического состояния коленчатого вала от наработки двигателя

Показатели технического состояния	КамАЗ-740			ЯМЗ-238		
	y_0	b	$\bar{\alpha}$	y_0	b	$\bar{\alpha}$
Износ шеек, мкм коренных	21,6	0,00453	0,311	26,4	0,0037	0,305
шатунных	18,5	0,00430	0,245	18,15	0,0047	0,251
Овальность шеек, мкм шатунных	4,27	0,00783	0,112	12,17	0,00403	0,125
коренных	3,76	0,00917	0,125	13,03	0,00321	0,141
Прогиб КВ, мкм	9,15	0,00829	0,273	7,14	0,0091	0,232

При анализе технического состояния двигателей КамАЗ-740 и ЯМЗ-238, поступивших в капитальный и текущий ремонты, определяли также количество поломанных коленчатых валов, которое с ростом наработки также увеличивается по экспоненциальной зависимости, представленной на рисунке 8.

Приведенные на рисунках 4–8 данные свидетельствуют о значительном влиянии неоднородности металла коленчатого вала и условий эксплуатации на интенсивность износа и усталостного разрушения. Коленчатый вал двигателей ЯМЗ-238 изготовлен из марганцовистой стали 50Г (или 50Г-СШ), имеющей хорошие усталостные характеристики. Коленчатый вал двигателей КамАЗ-740 – из штамповой стали 42ХМФА-Ш, которая имеет склонность к трещинообразованию при хорошей износостойкости.

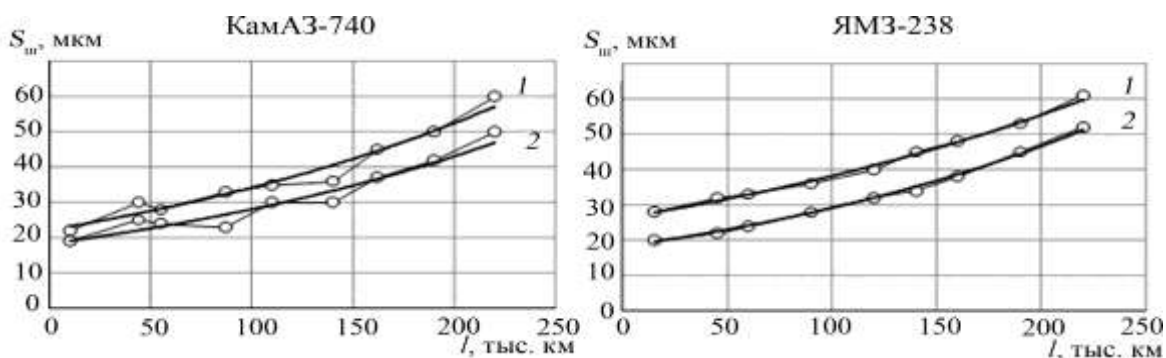


Рисунок 4 – Зависимость износа коренных (1) и шатунных (2) шеек от пробега автомобиля

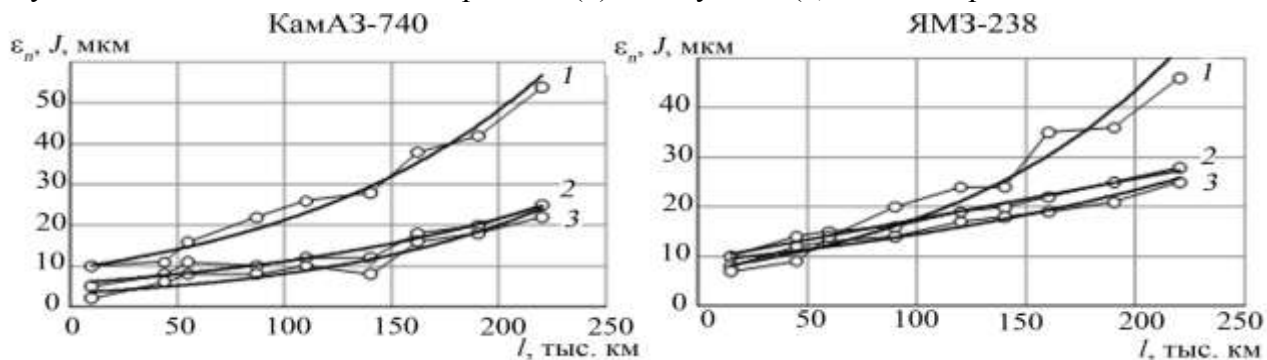


Рисунок 5 – Зависимость прогиба коленчатого вала (1), овальности коренных (2) и шатунных (3) шеек от пробега автомобиля

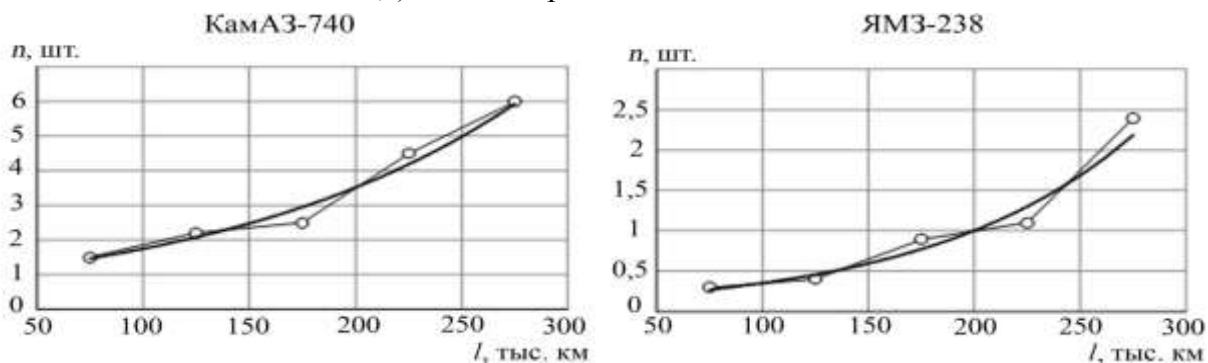


Рисунок 6 – Зависимость количества усталостных трещин на коленчатом валу от пробега автомобиля

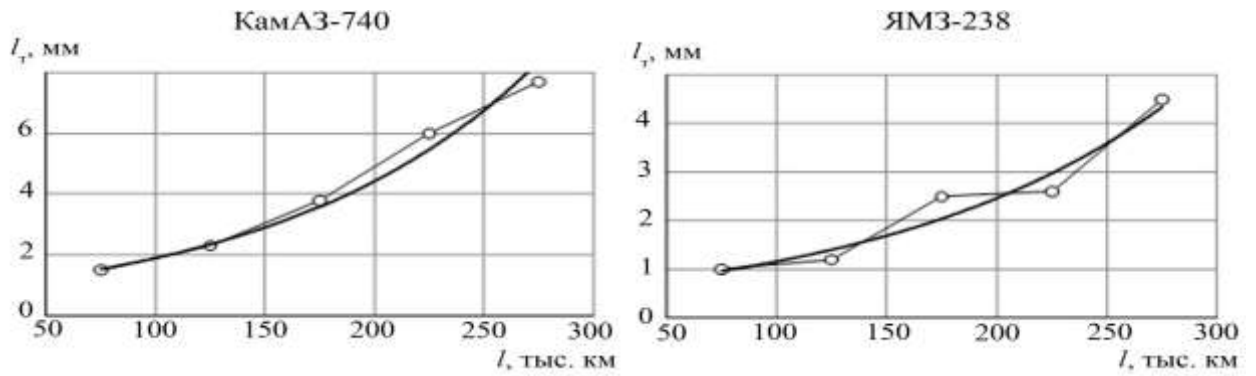


Рисунок 7 – Зависимость средней длины усталостной трещины на коленчатом валу от пробега автомобиля

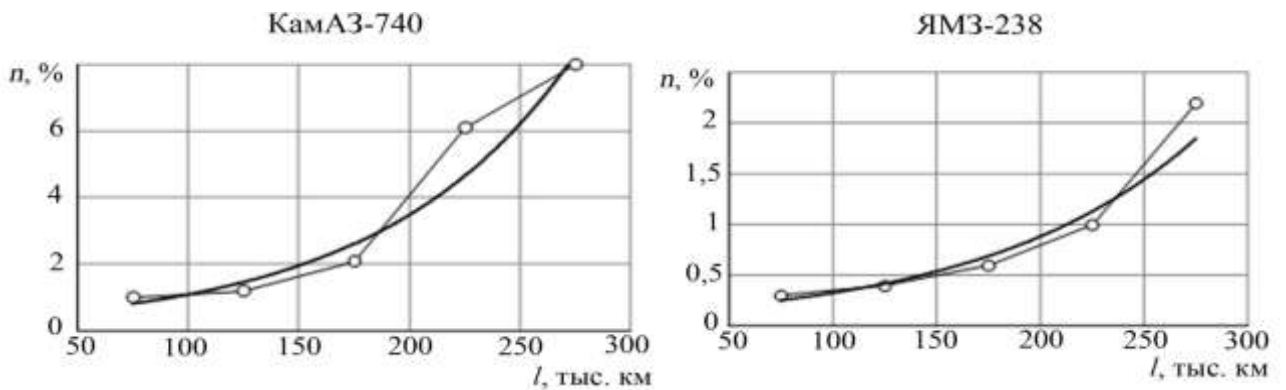


Рисунок 8 – Зависимость доли поломанных коленчатых валов от пробега автомобиля

Номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя ЯМЗ-238 составляет 2100 мин^{-1} , а КамАЗ-740 – 2600 мин^{-1} , что существенно повышает уровень амплитуды колебаний циклических нагрузок на последний. Давление в системе смазки двигателя ЯМЗ-238 в среднем в 1,6 раза выше, чем у КамАЗ-740, что также увеличивает вероятность контакта шеек и вкладышей и контактные нагрузки двигателя КамАЗ-740.

Интенсивность усталостных разрушений коленчатых валов двигателей КамАЗ-740 под действием данных факторов в 2–4 раза выше, чем двигателей ЯМЗ-238. При пробеге автомобиля с двигателем КамАЗ-740 около 200 тыс. км средняя длина трещины на рабочих поверхностях коленчатого вала достигает 4 мм – предельного значения, при котором обычно вал ремонтируют. Перешлифовывание их под очередной ремонтный размер лишь в половине случаев устраняет эти трещины. При дефектовке коленчатых валов, восстановленных наплавкой, отбраковывается более половины ремонтного фонда с наработкой более 200 тыс. км.

С учётом приведённых в таблице 3 средних и предельных значений интенсивности изменения параметров технического состояния $\bar{\alpha}$ был определён средний пробег автомобиля до первого перешлифовывания шеек коленчатого вала (таблица 4).

Вследствие износа и изменения геометрической формы коренных и шатунных шеек коленчатого вала пробег автомобиля до первого перешлифовывания близок к 200 тыс. км (с двигателями КамАЗ-740 – 197 тыс. км, ЯМЗ-238 – 213 тыс. км). При предельной глубине усталостной трещины на рабочих поверхностях коленчатого вала этот пробег снижается в 2,5 раза только у автомобилей с двигателями КамАЗ-740, несмотря на то, что интервал между ремонтными размерами коленчатых валов двигателей КамАЗ-740 (500 мкм) в 2 раза больше, чем двигателей ЯМЗ-238 (250 мкм).

На основе полученной аналитической зависимости развития глубины усталостной трещины на рабочих поверхностях коленчатого вала и изменения их геометрической формы от пробега автомобиля усовершенствованы технология восстановления и структура эксплуатационно-ремонтного цикла коленчатых валов.

Таблица 4 – Результаты расчёта среднего пробега автомобиля до первого перешлифовывания шеек коленчатого вала

Показатели технического состояния	КамАЗ-740			ЯМЗ-238		
	Упр, мкм	Δl , тыс. км	$l_{ср}$, тыс. км	Упр, мкм	Δl , тыс. км	$l_{ср}$, тыс. км
Износ шеек коренных	55–60	177–195	186	55–60	180–196	188
шатунных	45–50	180–200	190	50–55	200–220	210
Овальность шеек коренных	25–30	200–240	220	30–35	214–250	232
шатунных	20–25	182–228	205	25–30	200–240	220
Прогиб коленчатого вала	50	–	185	50	–	217
Средняя глубина трещины	250	–	80	125	–	250

Примечание: $u_{пр}$ – предельное значение; Δl – интервал наработки; $l_{ср}$ – средняя наработка до первого перешлифовывания.

В пятой главе «Совершенствование технологии восстановления и разработка структуры эксплуатационно-ремонтного цикла коленчатого вала» полученные при исследовании экспоненциальные зависимости и рекомендован-

ная структура эксплуатационно-ремонтного цикла двигателей КамАЗ-740 третьей категории условий эксплуатации, в соответствии с которой вторичный ресурс двигателей составляет в среднем 80 тыс. км, позволили рассчитать потребность в коленчатых валах на 100 автомобилей в год. При этом установили неремонтопригодные коленчатые валы: при предупредительном ремонте (ПР) – 5 %, капитальном (КР) – 16 %. Из этого количества неремонтопригодных по причине усталостных трещин, глубина которых больше предельного значения, при ПР было 2,5 %, при КР – 9 %. Доля усталостных трещин, имеющих предельное значение глубины, с ростом пробега автомобиля увеличивается с 0,5 до 2,5 % при ПР и с 5 до 12 % при КР. Результаты расчётов приведены в таблице 5.

Одним из показателей ремонтпригодности является объединённая удельная оперативная стоимость технических обслуживаний и ремонтов. Настоящее исследование направлено на повышение ремонтпригодности коленчатых валов за счёт сокращения их выбраковки по причине усталостных трещин. Поэтому рассмотрим только те параметры, которые связаны с выбраковкой коленчатых валов из-за усталостных трещин.

Таблица 5 – Выбраковка коленчатых валов двигателей КамАЗ-740 в зависимости от пробега автомобиля из-за их неремонтопригодности по четырём ремонтным размерам

Пробег автомобиля, тыс. км	Вид ремонта	Номер ремонтного размера коленчатого вала	Замена, %		Затраты, тыс. руб.		Суммарные затраты, тыс. руб.	
			все-го	из-за усталостных трещин	все-го	на ликвидацию усталостных трещин	все-го	на ликвидацию усталостных трещин
120	ПР	0	5	0,5	5,0	0,5	5,0	0,5
200	КР	1–2	16	5	16,0	5,0	21,0	5,5
280	ПР	1–2	5	1	5,0	1,0	26,0	6,5
360	КР	2–3	16	7	16,0	7,0	42,0	13,5
440	ПР	2–3	5	1,5	5,0	1,5	47,0	15,0
520	КР	3–4	16	9	16,0	9,0	63,0	26,0
600	ПР	3–4	5	2	5,0	2,0	68,0	28,0
680	КР	4–0	16	12	16,0	12,0	84,0	40,0
760	ПР	4–0	5	2,5	5,0	2,5	89,0	42,5
840	СП	–	–	–	–	–	89,0	42,5

Примечание: СП – списание; суммарные затраты – затраты нарастающим итогом.

Удельные затраты на общую выбраковку коленчатого вала к концу его ресурса

$$C' = (C_{\text{пр}} + C_{\text{кр}})l = 89,0 / 840 = 0,106 \text{ руб./км} .$$

Поскольку по результатам исследования из неремонтопригодных валов четвёртого ремонтного размера можно восстановить 21 %, то снижение удельных затрат составит

$$\Delta C' = 21,0 / 840 = 0,025 \text{ руб./км} .$$

На основании теоретических и экспериментальных исследований предложены параметры дефектовки коленчатого вала КамАЗ-740 при наличии усталостных трещин.

Дефектовку коленчатых валов выполняли по схеме, приведённой на рисунке 9. Первый блок – дефектовка по износу, овальности шеек и прогибу вала (S_1). При соблюдении этого условия выполняется ремонт (P_1), включающий перешлифовывание шеек под очередной ремонтный размер, правку чеканкой и полирование шеек.

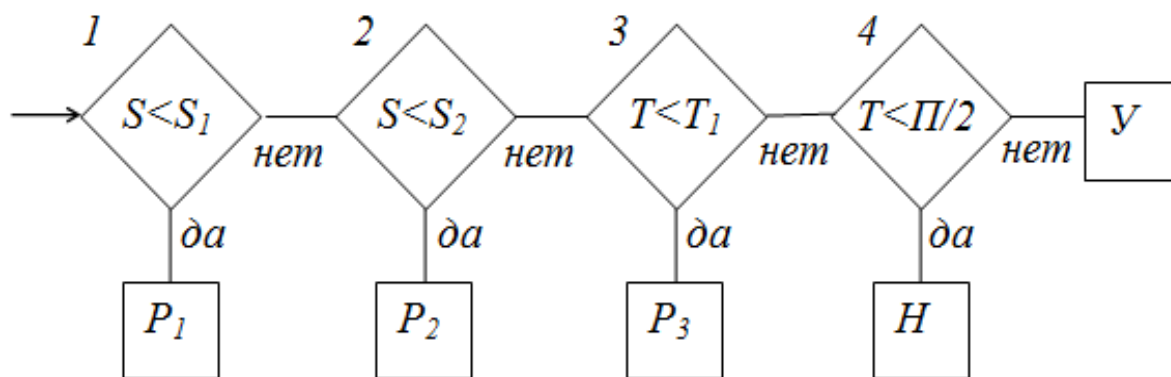


Рисунок 9 – Схема алгоритма дефектовки коленчатого вала:

Второй блок – дефектовка по износу в результате задира шеек (S_2) и по прогибу вала. При соблюдении этого условия осуществляется ремонт (P_2) – перешлифовывание шеек через очередной ремонтный размер, правка чеканкой и полирование шеек.

Третий блок – дефектовка по глубине трещины шеек (T_1) и прогибу вала. При соблюдении этого условия производится ремонт (P_3), включающий перешлифовывание шеек через несколько ремонтных размеров, правку чеканкой и полирование шеек.

Четвёртый блок – дефектовка по глубине трещины шеек (T) и прогибу вала. Если глубина трещины не превышает половины ремонтного припуска, выполняется наплавка (H) и дальнейший ремонт, в который входит шлифование шеек, правка чеканкой и полирование шеек. При не соблюдении этого условия вал направляется в утиль.

В соответствии с предложенными параметрами дефектовки внесены изменения технологический процесс восстановления коленчатых валов двигателя КамАЗ -740 на этапе дефектовки, что показано на рисунке 10.

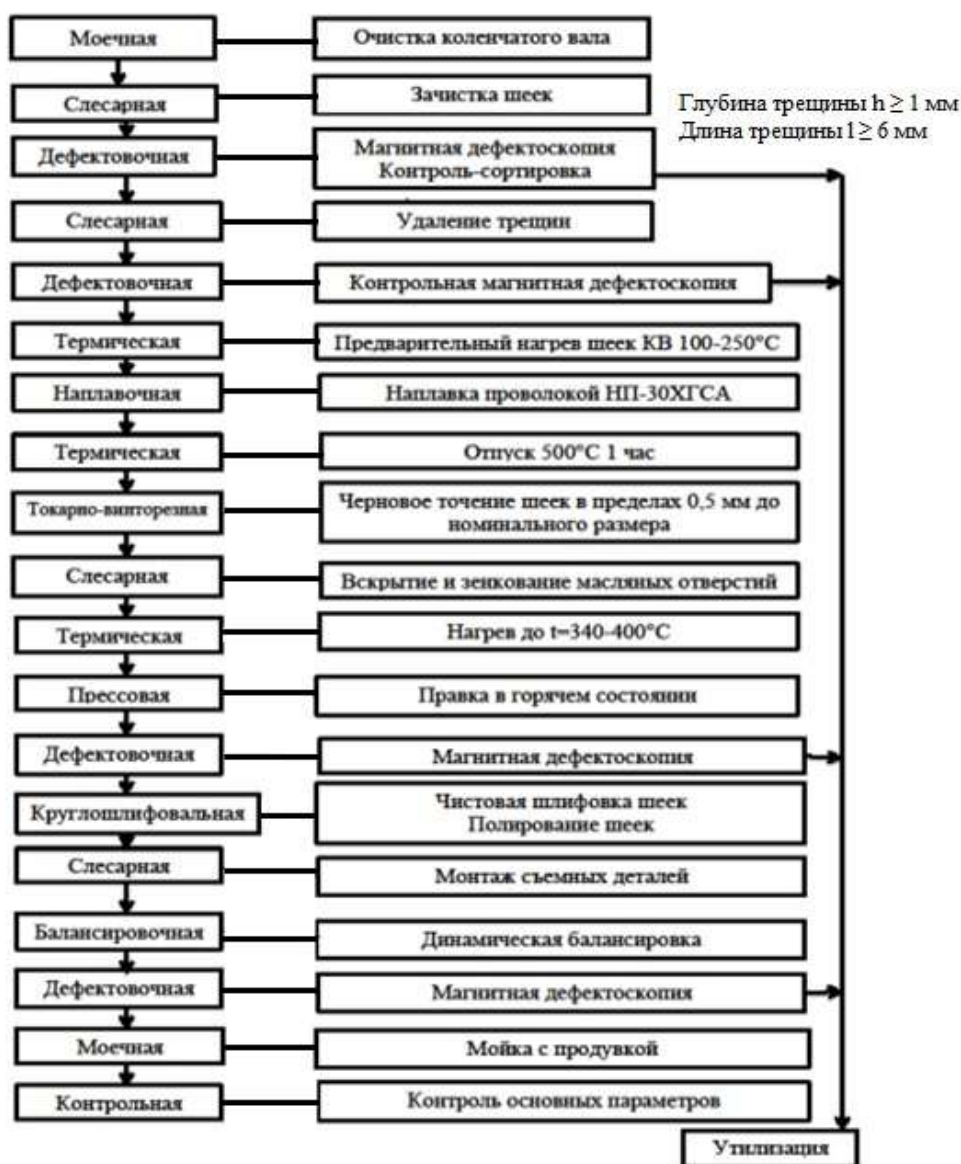


Рисунок 10 – Схема технологического процесса восстановления коленчатого вала двигателя КамАЗ -740.

Исходными данными для расчёта экономического эффекта являются показатели ремонтпригодности, приведённые в таблице 5, в соответствии с ко-

торыми удельные затраты на выбраковку коленчатых валов из-за усталостных трещин снизились на 21 %. В результате снижения затрат на обеспечение работоспособности двигателей и затрат на простои автомобилей в ремонте годовой экономический эффект составил 11600 руб.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. В работе решена актуальная научно-практическая задача повышения ремонтпригодности коленчатых валов и снижения затрат на обеспечение их работоспособности за счёт совершенствования технологии их восстановления с учётом усталостных разрушений.

2. Обоснован основной показатель степени усталостного разрушения коленчатого вала в виде глубины усталостной трещины и установлена аналитическая зависимость её от наработки коленчатого вала в форме экспоненциальной зависимости вероятностного характера (12).

3. Установлен средний пробег автомобиля с двигателем КамАЗ-740 до первого перешлифовывания шеек коленчатого вала при наличии усталостных разрушений его рабочих поверхностей, составивший 60–80 тыс. км (таблица 4).

4. Экспоненциальная зависимость изменения глубины усталостной трещины на рабочих поверхностях коленчатого вала от наработки двигателя с высокой степенью тесноты связи (0,8) подтверждена экспериментальными данными.

5. Усовершенствованы технологический процесс восстановления коленчатого вала при наличии усталостных трещин на основе разработанного алгоритма дефектовки и структура его эксплуатационно-ремонтного цикла. Себестоимость восстановления коленчатого вала по усовершенствованной технологии составила 8,5 % от стоимости нового. В результате обеспечивается вторичный ресурс вала не менее 80 %.

6. За счёт снижения затрат на обеспечение работоспособности двигателей вследствие сокращения выбраковки коленчатых валов из-за усталостных разрушений и затрат на простои автомобилей в ремонте годовой экономический эффект составил 11600 руб.

Рекомендации производству

1. При выборе способа восстановления коленчатых валов использовать разработанный алгоритм и параметры дефектовки.
2. При восстановлении коленчатых валов применять усовершенствованный технологический процесс.
3. Дефектовку коленчатых валов производить при каждом предупредительном и капитальном ремонте.

Перспективы дальнейшей разработки темы

1. Усовершенствовать методику диагностирования усталостных трещин с использованием современных виброакустических методов.
2. Разработать технологический процесс восстановления коленчатых валов форсированных двигателей КамАЗ, имеющих азотированный поверхностный слой.

Основные положения диссертации

опубликованы в следующих работах:

Публикации в изданиях, рекомендованных ВАК

1. *Видинеев, А. А.* Обеспечение качества коленчатого вала автомобильного двигателя / В. Н. Никишин, А. Т. Кулаков, А. С. Денисов, А. А. Видинеев // Вестник Саратов. гос. техн. ун-та. – 2006. – № 4 ; вып. 3. – С. 65–75 (0,64/0,12).
2. *Видинеев, А. А.* Обеспечение эксплуатационных свойств коленчатого вала двигателя КамАЗ-740 при ремонте и восстановлении / А. С. Денисов, А. Т. Кулаков, В. В. Погораздов, Б. Ф. Тугушев, Е. Ю. Горшенина, А. А. Видинеев // Вестник Саратов. гос. техн. ун-та. – 2009. – № 3 ; вып. 2. – С. 74–78 (0,32/0,05).
3. *Видинеев, А. А.* Анализ значимости процессов, определяющих ресурс коленчатого вала двигателя / А. С. Денисов, Б. Ф. Тугушев, А. А. Видинеев, Е. Ю. Горшенина, А. Т. Кулаков, В. П. Захаров // Автотранспортное предприятие. – 2010. – № 5. – С. 53–56 (0,3/0,05).
4. *Видинеев, А. А.* Анализ эксплуатационных дефектов коленчатого вала двигателя КамАЗ-740 / А. С. Денисов, А. Т. Кулаков, Б. Ф. Тугушев, Е. Ю. Горшенина, А. А. Видинеев // Ремонт, восстановление, модернизация. – 2010. – № 6. – С. 30–38 (0,6/0,1).

5. *Видинеев, А. А.* Теоретический анализ изменения напряжённо-деформированного состояния коленчатого вала в процессе эксплуатации / А. С. Денисов, А. Т. Кулаков, Б. Ф. Тугушев, Е. Ю. Горшенина, А. А. Видинеев // Ремонт, восстановление, модернизация. – 2010. – № 9. – С. 47–51 (0,35/0,05).

6. *Видинеев, А. А.* Анализ результатов экспериментального исследования изменения напряжённо-деформированного состояния коленчатого вала в процессе эксплуатации / А. С. Денисов, А. Т. Кулаков, Б. Ф. Тугушев, Е. Ю. Горшенина, А. А. Видинеев // Ремонт, восстановление, модернизация. – 2011. – № 1. – С. 28–34 (0,45/0,09).

Публикации в других изданиях

7. *Видинеев, А. А.* Оценка усталостных разрушений коленчатого вала двигателя КамАЗ-740 / А. С. Денисов, И. А. Загуменнов, А. А. Видинеев // Работа автомобильного транспорта в условиях становления рыночных отношений : межвуз. науч. сб. / Саратов. гос. техн. ун-т. – Саратов, 2000. – С. 29–33 (0,33/0,11).

8. *Видинеев, А. А.* Эффективное использование ресурса коленчатого вала двигателя / А. С. Денисов, А. А. Видинеев // Концепция современного развития автомобилестроения и эксплуатации транспортных средств : матер. Всерос. науч.-техн. конф. 9–12 октября 2001 г. / Южно-Рос. гос. техн. ун-т. – Новочеркасск, 2002. – С. 63–68 (0,4/0,2).

9. *Видинеев, А. А.* Анализ эксплуатационных дефектов коленчатого вала двигателя КамАЗ-740 / А. Т. Кулаков, А. С. Денисов, А. А. Видинеев // Проблемы эксплуатации автомобильного транспорта и других машин и пути их решения : сб. науч. трудов / Саратов. гос. техн. ун-т. – Саратов, 2005. – С. 14–21 (0,5/0,12).

10. *Видинеев, А. А.* Влияние деформации коленчатого вала на использование его ресурса / А. Т. Кулаков, А. С. Денисов, А. А. Видинеев // Проблемы эксплуатации автомобильного транспорта и других машин и пути их решения : сб. науч. трудов / Саратов. гос. техн. ун-т. – Саратов, 2005. – С. 21–29 (0,56/0,15).

11. *Видинеев, А. А.* Анализ эксплуатационных задиров и трещин на коренных и шатунных шейках коленчатого вала двигателя КамАЗ-740 / А. Т. Кулаков,

А. С. Денисов, А. А. Видинеев // Проблемы эксплуатации автомобильного транспорта и других машин и пути их решения: сб. науч. трудов / Саратов. гос. техн. ун-т. – Саратов, 2005. – С. 29–38 (0,75/0,25).

12. *Видинеев, А. А.* Анализ трещин и усталостных разрушений коленчатых валов двигателя КамАЗ-740 / А. Т. Кулаков, А. С. Денисов, А. А. Видинеев // Проблемы эксплуатации автомобильного транспорта и других машин и пути их решения: сб. науч. трудов / Саратов. гос. техн. ун-т. – Саратов, 2005. – С. 39–50 (0,75/0,25).

13. *Видинеев, А. А.* Анализ дефектов двигателей КамАЗ-740 при капитальном ремонте / А. С. Денисов, А. А. Видинеев, В. М. Юдин, А. Т. Кулаков, Л. Б. Баланцов // Мат. Межд. науч.-практ. конф., посвящ. 70-летию со дня рождения проф. А. Г. Рыбалко, 11–12 июля 2006 г. / Саратов. агр. ун-т. им. Н.И. Вавилова. – Саратов, 2006. – Ч. III. – С. 19–25 (0,5/0,1).

14. *Видинеев, А. А.* Оценка ремонтпригодности коленчатого вала двигателей КАМАЗ / В. М. Юдин, А. С. Денисов, Р. К. Галиев, А. А. Видинеев // Проблемы технической эксплуатации и автосервиса подвижного состава автомобильного транспорта : сб. науч. трудов по матер. 73-й научн.-метод. и науч.-исслед. конф. МАДИ / МАДИ. – М., 2015. – С. 245 – 249 (0,4/0,1).