gz612.fm Page 1 Tuesday, May 29, 2012 10:22 AM

Грузовик с приложением

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

Учредитель
ООО "Издательство Машиностроение"

Главный редактор
С. Н. Педенко

Редакционный совет

Д. Х. Валеев
В. А. Волчков
М. С. Высоцкий
Ю. М. Захарик
В. А. Зорин
А. М. Иванов
Н. А. Иващенко
Л. Г. Красневский
В. В. Корсаков
А. С. Кузнецов
В. Г. Мазепа
В. А. Марков
В. Ф. Платонов
Г. Н. Рейзина
А. Н. Ременцов
Е. Л. Рыбин
Г. А. Синеговский
А. Ф. Синельников
В. С. Устименко
Х. А. Фасхиев
Н. Д. Чайнов

Корпункты:
в Республике Беларусь
(г. Минск), Я. Е. Карповский
Тел.: (10-375-17) 214-33-71, 217-90-38
в Украине (г. Харьков),
В. Г. Дьяченко
Тел. (10-380-572) 707-68-48

Адрес редакции
107076, Москва, Стромынский пер., 4
Тел. (499) 269-49-97
E-mail: grouzovik@mashin.ru
http://www.mashin.ru

Адрес издательства
107076, Москва, Стромынский пер., 4
Тел. (499) 268-38-58

Журнал зарегистрирован
в Роскомнадзоре. Регистрационный номер
ПИ № ФС77-42764
от 26 ноября 2010 г.

Подписной индекс:
по каталогу "Роспечать" 37349,
по объединенному каталогу
"Пресса России" 39799,
по каталогу "Почта России" 25782

© ООО "Издательство Машиностроение",
"Грузовик", 2012

Перепечатка материалов из журнала "Грузовик" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией журнала. При перепечатке материалов ссылка на журнал "Грузовик" обязательна.

За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.

В НОМЕРЕ

Конструкция

2 *Баженов С. П., Королев С. А.* Характеристики инерционной бесступенчатой автоматической передачи грузового автомобиля

Исследование. Расчет

5 *Лебедев С. А., Антипенко В. С., Антипенко С. В., Исаев Д. И.* Технико-экономическая оценка эффективности применения модульных комбинированных источников тока

10 *Назаров А. Д.* Экспериментальное определение показателей точности балансировки коленчатого вала и вала в сборе при ремонте двигателей

Эксплуатация. Ремонт

22 *Егоров В. А., Галяткин Д. В., Муравкина Г. Ш.* Некоторые особенности реализации методики определения границ разделения типов ремонтного воздействия на детали кузова автомобиля

26 *Василевский А. В.* Математические модели вязкости дизельного топлива с учетом изменения температуры

28 *Денисов А. С., Тугушев Б. Ф., Горшенина Е. Ю., Литвинов Е. А.* Развитие усталостных разрушений с учетом напряженно-деформированного состояния коленчатого вала автотракторного двигателя

37 *Крыжановская Т. Г., Алимов А. А.* Диагностирование тормозной системы автомобиля методом нейросетевого моделирования

Качество

40 *Ефимов М. И.* Система управления автоматизированным участком для обработки и контроля деталей типа фланец

Испытания

42 *Герасимов П. Н., Котов В. В., Гученков А. Ю., Губанов А. А., Соловов А. Л., Лощаков Г. В., Денисов А. В.* Сертификация легкового автомобиля специального назначения

Информация

45 *Савченко А. С.* Volvo подвела итоги работы в 2011 г.

48 *Abstracts of articlers*

Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней

6 '2012

gz612.fm Page 2 Tuesday, May 29, 2012 10:22 AM

КОНСТРУКЦИЯ

УДК 629.113

С. П. Баженов, д-р техн. наук, проф., **С. А. Королев**, асп., Липецкий государственный технический университет
E-mail: bspa@mail.ru

ХАРАКТЕРИСТИКИ ИНЕРЦИОННОЙ БЕССТУПЕНЧАТОЙ АВТОМАТИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ

Приведена методика расчета параметров инерционной бесступенчатой автоматической передачи грузового автомобиля. Получены основные характеристики такой передачи. Рассмотрена сравнительная динамическая характеристика автомобиля с серийной ступенчатой коробкой передач и инерционной автоматической передачей.

Ключевые слова: *инерционная бесступенчатая автоматическая передача, грузовой автомобиль, характеристики автоматической передачи.*

Применение в трансмиссии грузового автомобиля бесступенчатой автоматической передачи может существенно улучшить его эксплуатационные свойства. Особенно целесообразно это для вездеходных автомобилей, зачастую работающих в условиях плохих дорог и бездорожья.

Одним из типов такой передачи является инерционный бесступенчатый автоматический трансформатор вращающего момента (ИТВМ) [1]. В трансмиссии автомобиля он заменяет сцепление и коробку передач. Трансформирование момента двигателя ИТВМ производится чисто механическим путем, что обусловливает возможность получения КПД на уровне ступенчатых коробок передач при силовом диапазоне в пределах 4÷12 [2]. ИТВМ представляет собой динамическую систему с несколькими степенями свободы при отсутствии жесткой кинематической связи между ведущими и ведомыми элементами. Рабочий процесс ИТВМ формально подобен рабочему процессу поршневого ДВС: на режиме трансформации момента первый такт — разгон промежуточного вала (реактора) до скорости ведомых элементов, второй такт — совместное движение ведущих и ведомых элементов (рабочий ход), третий такт — торможение реактора и четвертый — реактор неподвижен.

При выборе силового диапазона ИТВМ можно ориентироваться на передаточное число первой передачи в ступенчатой коробке. Для автомобиля Урал — 4320-41 с двигателем ЯМЗ — 236НЕ2 мощностью 169 кВт, номинальной частотой вращения 2100 мин$^{-1}$ и коробкой передач ЯМЗ — 236 с передаточными числами первой передачи 6,1, второй — 3,4, третьей — 1,79, четвертой — 1, пятой — 0,73. Передаточное число раздаточной коробки на первой передаче 2,15, на второй — 1,21, ведущего моста — 7,32. ИТВМ при работе на режиме динамической муфты обеспечивает передаточное число, равное 1. Поэтому для обеспечения требуемой максимальной скорости автомобиля необходимо в схему ИТВМ ввести на входе повышающую передачу с передаточным числом, равным 0,73. Это обстоятельство соответственно увеличивает частоту вращения ведущих элементов ИТВМ и тем самым уменьшает массово-габаритные параметры преобразователя момента.

Основные конструктивные параметры ИТВМ можно определить с использованием аналитических зависимостей [2].

Величина максимального среднего момента на выходе ИТВМ (на стоповом режиме) определяется по формуле:

$$M_т = M_д k = 4745 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где k — коэффициент трансформации ИГТВМ, принимаем $k = 6{,}17$; $M_д$ — величина вращающего момента двигателя, $M_д = 769$ Нм.

gz612.fm Page 3 Tuesday, May 29, 2012 10:22 AM

Вращающий момент ИТВМ на стоповом режиме находится:

$$M_т = Q\dot{\varphi}_{21}^2/\pi, \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где $\dot{\varphi}_{21}$ — угловая скорость ведущего вала ИТВМ,

$$\dot{\varphi}_{21} = \omega_д/0{,}73 = 301, \text{ с}^{-1},$$

где $\omega_д$ — угловая скорость вала двигателя.

$$Q = anmed, \text{ кгм}^2,$$

где a — внутреннее передаточное отношение преобразователя момента; n — число грузовых звеньев; m — масса грузового звена, кг; e — расстояние от оси вращения ИТВМ до оси вращения груза, м; d — расстояние от оси вращения грузового звена до его центра тяжести, м.

Геометрические параметры преобразователя момента ИТВМ определены, исходя из монтажного пространства сцепления автомобиля Урал-4320-41: $a = 1{,}2$; $n = 5$; $e = 0{,}14$ м; $d = 0{,}041$ м.

Отсюда требуемая масса грузового звена:

$$m = \frac{\pi M_т}{aned_1\dot{\varphi}_{21}^2} = 4{,}77, \text{ кг}.$$

Первоначальную величину момента инерции реактора определяем для обеспечения возможности перехода ИТВМ в режим прямой передачи при передаточном отношении рабочей зоны $i = 0{,}7$, что соответствует движению автомобиля на четвертой (прямой) передаче. Для этого используем выражение:

$$M_т = \frac{1}{\pi}\dot{\alpha}^2\left[(1-i)\left(Q - \frac{1}{2}J_р i^2\right)\right], \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Отсюда момент инерции реактора определится:

$$J_р = 2\left[\frac{Q}{i^2} - \frac{\pi M_т}{\dot{\alpha}^2 i^2(1-i)}\right] = 0{,}408, \text{ кгм}^2,$$

где $M_т$ — момент ИТВМ при передаточном отношении, соответствующем переходу на динамическую муфту.

Для уточнения полученных величин используем математическое моделирование с помощью ЭВМ. Математическая модель ИТВМ представляет собой систему нелинейных дифференциальных уравнений второго порядка с переменными коэффициентами и циклическим рабочим процессом, которая в каждом такте имеют свой вид [2].

На режиме разгона реактора:

$$A_1\ddot{\varphi}_{21} - A_2\ddot{\varphi}_{22} - A_3(\dot{\varphi}_{21} - \dot{\varphi}_{22})^2 + A_4\dot{\varphi}_{22}^2 = M_{\alpha i}^0;$$

$$A_2\ddot{\varphi}_{21} - A_5\ddot{\varphi}_{22} + A_4\dot{\varphi}_{21}^2 = 0;$$

$$J_1\ddot{\varphi}_1 = -M\,M_{ci}^0.$$

Условием перехода системы на второй такт является достижение угловой скорости реактора угловой скорости ведомого звена, т. е. $\dot{\varphi}_{22} = \dot{\varphi}_1$.

Второй такт — участок совместного движения реактора и ведомого маховика:

$$A_1\ddot{\varphi}_{21} - A_2\ddot{\varphi}_{22} - A_3(\dot{\varphi}_{21} - \dot{\varphi}_{22})^2 + A_4\dot{\varphi}_{22}^2 = M_{\alpha i};$$

$$A_2\ddot{\varphi}_{21} - A_6\ddot{\varphi}_{22} + A_4\dot{\varphi}_{21}^2 = -M_{ci}.$$

Условием перехода является поворот сателлита в относительном движении на π радиан, т. е. $(\varphi_{21} - \varphi_{22}) = \pi/\alpha$.

Третий такт — участок торможения реактора: система уравнений аналогична первому такту. Условием перехода является достижение реактором угловой скорости, равной нулю, т. е. $\ddot{\varphi}_{22} = 0$.

Четвертый такт — участок неподвижного реактора:

$$A_1\ddot{\varphi}_{21} - A_3\dot{\varphi}_{21}^2 = M_{\alpha i}; \quad J_1\ddot{\varphi}_1 = -M_{ci}.$$

Условием перехода является поворот сателлита в относительном движении на 2π радиан, т. е. $\varphi_{21} - \varphi_{22} = 2\pi/\alpha$.

Где коэффициенты

$$A_1 = J_{21} + nme^2 + nJ_г(1+a)^2 + 2Q(1+a)\cos\psi;$$

$$A_2 = anJ_г(1+a) + Q\cos\psi; \; A_3 = Q(1+a)\sin\psi;$$

$$A_4 = Q\sin\psi; \; A_5 = J_{22} + a^2nJ_г; \; A_6 = A_5 + J_п;$$

$$Q = anmed; \; \psi = a(\varphi_{21} - \varphi_{22}); \; M_{\alpha i} = i_i M_{ci}/\eta_т;$$

$$M_c^0 = M_д^0/i_i; \; i = \dot{\varphi}_1/\dot{\varphi}_{21},$$

здесь φ_1, φ_{21}, φ_{22}, $\dot{\varphi}_1$, $\dot{\varphi}_{21}$, $\dot{\varphi}_{22}$, $\ddot{\varphi}_1$, $\ddot{\varphi}_{21}$, $\ddot{\varphi}_{22}$ — углы поворота, угловые скорости и ускорения, соответственно, ведомого, ведущего валов и реактора; J_{21}, J_{22}, $J_г$, $J_п$ — приведенные моменты инерции ведущих элементов, реактора, грузового звена и ведомых элементов; M_α^0, M_c^0 — начальные значения вра-

gz612.fm Page 4 Tuesday, May 29, 2012 10:22 AM

щающих моментов двигателя и сопротивления; $\eta_т$ — КПД последующей за ИТВМ части трансмиссии.

$$J_{21} = 3 \text{ кгм}^2;\ J_{22} = 0{,}41 \text{ кгм}^2;\ J_г = 0{,}0235 \text{ кгм}^2;$$

$$J_п = 77 \text{ кгм}^2;\ M_д^0 = 562 \text{ Н} \cdot \text{м};\ \eta_т = 0{,}9.$$

Моделирование рабочего процесса ИТВМ производилось интегрированием полученных систем дифференциальных уравнений методом Рунге-Кутта четвертого порядка в среде "Математика-5" [3]. В качестве начальных значений для последующих циклов используются: угловые скорости конечных значений предыдущего цикла, что вытекает из непрерывности процесса; углы поворота принимаются равными нулю для обеспечения корректности перехода во втором и четвертом тактах. По окончании цикла углы находятся как сумма значений, вычисленных в данном цикле и соответствующего значения за предыдущий цикл. Момент сопротивления вычисляется на каждом шаге методом Рунге-Кутта. На режим динамической муфты ИТВМ должен переходить при передаточном отношении в пределах 0,7—0,75, что соответствует прямой передаче в ступенчатой коробке, после чего преобразователь момента блокируется и вся система вращается как единое целое. В результате было получено уточненное значение момента инерции реактора и построена внешняя характеристика ИТВМ (рис. 1).

На характеристике нанесена также кривая "идеальной" выходной характеристики, обеспечить которую смог бы двигатель, имеющий максимальную мощность во всем диапазоне регулирования.

Из анализа выходной характеристики следует, что ИТВМ имеет смешанную прозрачность: в области малых передаточных отношений (0÷0,15) прозрачность обратная, в области средних и больших (0,15÷1,0) — прямая. Это объясняется тем, что при

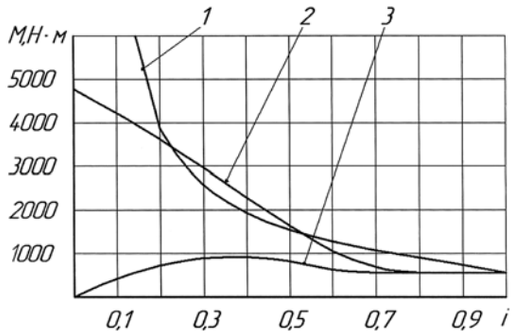


Рис. 1. Внешняя характеристика ИТВМ автомобиля Урал-4320-41:

1 — "идеальная" характеристика; *2* — внешняя характеристика ИТВМ; *3* — входной момент ИТВМ

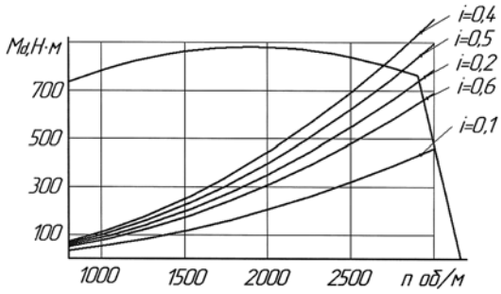


Рис. 2. Совместная характеристика ДВС — ИТВМ

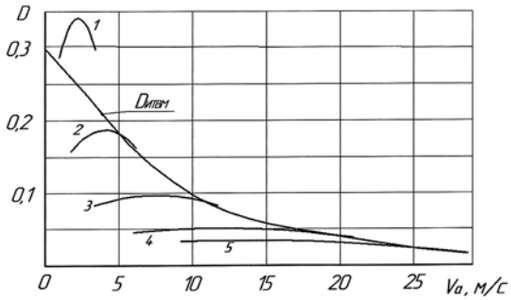


Рис. 3. Динамическая характеристика автомобиля Урал-4320-41

малых передаточных отношениях происходит незначительный отбор мощности от двигателя, так как скорость автомобиля при трогании с места небольшая, хотя при этом ИТВМ развивает максимальный вращающий момент. В области передаточных отношений 0,15...0,6 двигатель работает с перегрузкой.

Из анализа совместной характеристики ДВС — ИТВМ (рис. 2) следует, что на основных рабочих режимах двигателем используется область максимальной мощности.

Сравнительная динамическая характеристика автомобиля Урал-4320-41 (рис. 3) показывает, что на всем диапазоне скоростей движения динамический фактор изменяется непрерывно. Это обстоятельство обеспечивает автомобилю возможность двигаться с максимально возможной скоростью при каждом значении внешних сопротивлений.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Патент 84929 РФ**, МПК F16H 29/00. Автоматический инерционный трансформатор вращающего момента / С. П. Баженов, П. С. Баженов. — № 2009106383/22; Заявл. 24.02.2009.; Опубл. 20.07.2009.; Бюл. № 20. — 5 с.
2. **Баженов, С. П.** Бесступенчатые передачи тяговых и транспортных машин. Липецк: ЛГТУ, 2003. — 81 с.
3. **Баженов, С. П.** Моделирование рабочего процесса, оптимизация параметров и построение внешней характеристики ИТВМ [Текст] / С. П. Баженов, С. Л. Блюмин, А. В. Галкин, М. И. Дедяев. — М.: ОФАП ГКЦИТ. Рег. № 10539 от 29.04.2008.

gz612.fm Page 5 Tuesday, May 29, 2012 10:22 AM

ИССЛЕДОВАНИЕ. РАСЧЕТ

УДК.621.355

С. А. Лебедев, канд. техн. наук, доцент, филиал ВУНЦ СВ "ОА СВ РФ", г. Рязань,
В. С. Антипенко, канд. техн. наук, профессор, **С. В. Антипенко**, инж., МГТУ "МАМИ", г. Москва,
Д. И. Исаев, НИИЦ ФБУ 3 ЦНИИ МО РФ, г. Бронницы
E-mail: antipenkovs@mail.ru

ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ МОДУЛЬНЫХ КОМБИНИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ ТОКА

Обоснована экономическая эффективность применения модульных источников тока в системах пуска, продления сроков эксплуатации аккумуляторных батарей, повышение боеготовности военной техники.

Ключевые слова: *срок службы, аккумуляторная батарея, срок службы, экономичность.*

Технико-экономический эффект применения в эксплуатации модульных комбинированных источников тока определяется следующими факторами [1].

1. Повышением срока службы аккумуляторных батарей (батарей-модулей) вследствие того, что надежный пуск двигателя в процессе эксплуатации может быть осуществлен при большем снижении их фактической емкости. Согласно [2] замена и списание аккумуляторных батарей в штатной системе электростартерного пуска (СЭП) должна производиться при снижении их фактической емкости до 50 % номинальной. Результаты исследований показали, что СЭП с комбинированным источником тока работоспособна при снижении фактической емкости аккумуляторных батарей до значения, равного 20 % номинальной величины.

2. Повышением срока службы аккумуляторных батарей (АБ) вследствие снижения в 1,5—2 раза максимальных значений тока, протекающих по батареям в процессе пуска двигателя и отрицательно сказывающихся на сроке службы [3], а также снижением, в зависимости от состояния батарей и температуры масла двигателя, на 5—15 % расхода энергии, затрачиваемой на пуск двигателя.

3. Возможностью использования в комбинированном источнике тока аккумуляторных батарей, имеющих номинальную емкость значительно ниже (в 1,5—2 раза), чем в используемых в настоящее время аккумуляторных батареях, или относительно более дешевых аккумуляторных батарей (буферных батарей), имеющих повышенное внутреннее сопротивление и вследствие этого невысокие пусковые характеристики по сравнению со стартерными батареями, а также возможностью использования аккумуляторных батарей других электрохимических систем.

4. Повышением надежности пуска при отрицательных температурах, обеспечением возможности дублирующего пуска при разряженности или отказе АБ, сокращением времени подготовки двигателя к пуску.

5. Повышением экологической чистоты при эксплуатации и утилизации.

При производстве АБ в окружающую среду выделяются свинцовая пыль и пары серной кислоты. При производстве аккумуляторной серной кислоты в окружающую среду выделяются ядовитые газы: окислы азота (NO и NO_2), окиси серы (SO_2) и пары серной кислоты. Поэтому можно считать, что при одной и той же степени очистки на пред-

gz612.fm Page 6 Tuesday, May 29, 2012 10:22 AM

приятиях, выпускающих АБ и аккумуляторную серную кислоту, выделение указанных вредных веществ в атмосферу уменьшится в 1,5—2 раза.

Производство же накопителей энергии экологически чистое.

6. В процессе эксплуатации комбинированный источник тока практически не требует обслуживания, то есть трудозатраты на техническое обслуживание системы электростартерного пуска с комбинированным источником тока можно свести к объему контрольных осмотров. Накопители энергии пожаро- и взрывобезопасны.

Для оценки технико-экономического эффекта применения модульных и модульных комбинированных источников тока на автомобилях КАМАЗ и "Урал" были произведены расчеты [1].

При расчетах приняты следующие исходные данные:

— срок службы аккумуляторных батарей типа 6СТ-190А в штатной системе электростартерного пуска, определяемый снижением ее фактической емкости до величины, равной 50 % номинального значения — 3—5 лет [2—4];

— срок службы батарей-модулей типа 6ТСТС-100А — 10 лет [5];

— средний темп снижения фактической емкости АБ — 1,5 % в месяц [2];

— снижение расхода энергии, отдаваемой батареей на пуск двигателя на 1 % повышает срок ее службы в среднем на 0,23 % [2];

— срок службы накопителей энергии и других элементов, входящих в состав комбинированного источника тока, — 15 лет.

На основании приведенных исходных данных был определен средний ожидаемый срок службы батарей-модулей типа 6ТСТС-100А в системе электростартерного пуска с комбинированным источником тока.

При работе батареи-модуля в составе комбинированного источника тока в среднем на 15—50 % снижаются затраты энергии батареи на один пуск двигателя. В результате этого можно ожидать повышение срока службы батареи-модуля на 3,5—12 %. А это значит, что продолжительность эксплуатации батареи, обусловленная снижением ее фактической емкости до значения, равного 50 % номинального, возрастет на 0,3—1,2 года. Но значительно более существенно может оказаться то, что в составе комбинированного источника тока батарея-модуль может эксплуатироваться до снижения значения фактической емкости от 45 до 20 % номинальной емкости, а это еще 0,3—1,7 года. Таким образом, срок службы батареи-модуля может увеличиться от 0,6 до 2,9 лет. В итоге можно спрогнозировать, что батареи-модули, входящие в состав комбинированных источников тока, смогут находиться в эксплуатации 10—13 лет.

Вследствие того, что в настоящее время сложно прогнозировать перспективы политики ценообразования на 10—15 лет вперед, экономический эффект от внедрения модульного комбинированного источника тока в составе системы электростартерного пуска рассчитывался по уровню цен 2008 года с учетом инфляции, значение которой принято равным 10 % в год. В таблице приведены результаты расчета экономических затрат на применение трех видов источников тока, применяемых на автомобилях КАМАЗ и "Урал" в течение 15 лет (срок службы молекулярных накопителей энергии). Первый источник тока включает две штатные аккумуляторные батареи типа 6СТ-190А (АБ). Второй — модульный источник тока (МИТ) включает четыре батареи-модуля 6ТСТС-100А. Третий — комбинированный источник тока (КИТ) включает две батареи-модуля 6ТСТС-100А и молекулярный накопитель энергии МНЭ-120/28.

По данным Главного автобронетанкового управления МО РФ стоимость аккумуляторных батарей типа 6СТ-190 в 2008 году составляла 6340 руб., стоимость молекулярных накопителей энергии ЗАО "НПО "ТехноКор" (г. Москва) в зависимости от емкости находилась в пределах 15—20 тыс. руб.

Согласно [6, 7] годовой экономический эффект от применения новой техники в общем случае определяется как:

$$Э = [(C_{И1} + E_{КВ}K_1) - (C_{И2} + E_{КВ}K_2)]A, \quad (1)$$

где $C_{И1}$, $C_{И2}$ — себестоимость (текущие издержки) единицы продукции соответственно при базовой и новой технике; K_1, K_2 — удельные капитальные вложения в производственные фонды при базовой и новой технике; $E_{КВ} = 0,15$ — нор-

gz612.fm Page 7 Tuesday, May 29, 2012 10:22 AM

Таблица

Экономическая оценка применения источников тока на объектах семейств "Мустанг" и "Мотовоз"

Срок эксплуатации, лет	Затраты, руб.									Примечание
	2 АБ 6СТ-190А			2 АБ 6ТСТС-100А			2 АБ 6ТСТС-100А + МНЭ-120/28			
	закупка	электролит	ТО, эл. энерг.	закупка	электролит	ТО, эл. энерг.	закупка	электролит	ТО, эл. энерг.	
1	12 860	192	96	16 000	192	96	АБ 8000 МНЭ 15 000	96	48	Новые
2			106			106			53	
3			115			115			58	
4			125			125			63	
5			134			134			68	
6	19 290	288	144			144			72	Замена АБ
7			154			154			77	
8			164			164			82	
9			173			173			86	
10			183			183			91	
11	25 720	384	192	32 000	384	192			96	Замена АБ
12			202			202			101	
13			211			211	18 400	211	106	Замена АБ
14			221			221			110	
15			230			230			115	
Всего	57 870	864	2450	48 000	576	2450	41 400	307	1226	
ИТОГО	61 184			51 026			42 93			
Остаточная стоимость АБ	0			16 000			15 333			
$\Sigma Ц_{АБ}$	61 184			35 026			12 600			
$\Delta\Sigma Ц_{АБ\ 15}$	20 394			23 350			10 920			

мативный коэффициент капитальных вложений; А — объем производства новой техники.

Для определения годового экономического эффекта от оборудования одного автомобиля КАМАЗ или "Урал" системой электростартерного пуска с комбинированным источником тока зависимость (1) преобразовывается к следующему виду:

$$Э = (C_{И1} - C_{И2}) - \Delta K E_{KB}, \qquad (2)$$

где ΔK — дополнительные затраты на оборудование объекта системой электростартерного пуска с комбинированным источником тока.

Дополнительные затраты ΔK складываются из единовременных затрат на оборудование объекта в расчетном году ΔK_1 и будущих затрат по замене элементов комбинированного источника тока ΔK_2. Значение ΔK_1 складывается из стоимости накопителя энергии и дополнительных элементов

gz612.fm Page 8 Tuesday, May 29, 2012 10:22 AM

системы электростартерного пуска $\Delta K_1 = 15\,000$ руб., а будущие затраты определяться как:

$$\Delta K_2 = \Delta K_1/\alpha_{tp}, \quad (3)$$

где $\alpha_{tp} = (1 + E_H)^{tp-1}$ — коэффициент приведения будущих затрат к расчетному году [10, 11]; t_p — срок службы системы.

Учитывая, что при нормативе приведения разновременных затрат $E_H = 0{,}1$ [10, 11] и сроку службы накопителей энергии $t_{p\ КИТ} = 15$ лет,

$$\alpha_{tp\ КИТ} = (1 + 0{,}1)^{14} = 3{,}797,$$

$$\Delta K_{2\ КИТ} = 15\,000/3{,}797 = 3\,950 \text{ руб.}$$

Для модульного источника тока при сроке службы батарей-модулей $t_{p\ МИТ} = 10$ лет:

$$\alpha_{tp\ МИТ} = (1 + 0{,}1)^{9} = 2{,}357,$$

$$\Delta K_{2\ МИТ} = 200/2{,}357 = 84{,}85 \text{ руб.}$$

Соответственно дополнительные затраты на оборудование объекта системой электростартерного пуска с комбинированным источником тока составляют

$$\Delta K = \Delta K_1 + \Delta K_2, \quad (4)$$

$$\Delta K_{КИТ} = \Delta K_{1\ КИТ} + \Delta K_{2\ КИТ} = \\ = 15\,000 + 3950 = 18\,950 \text{ руб.},$$

$$\Delta K_{МИТ} = \Delta K_{1\ МИТ} + \Delta K_{2\ МИТ} = \\ = 200 + 84{,}85 = 284{,}85 \text{ руб.}$$

При определении снижения текущих издержек $C_И$ путем оборудования объектов системами электростартерного пуска с модульным и модульным комбинированным источниками тока учитывались средняя стоимость комплекта новых аккумуляторных батарей и сопутствующие расходы $\Delta\Sigma Ц_{АБ\ tp}$ в период эксплуатации системы электростартерного пуска t_p с учетом ежегодной инфляции. В этом случае:

$$C_И = \Delta\Sigma Ц_{АБ\ tp} k_p, \quad (5)$$

где $k_p = \dfrac{E_{КВ}}{(1 + E_{КВ})^{t_{сл}} - 1}$ — коэффициент реновации [5, 6]; $t_{сл}$ — срок службы аккумуляторных батарей.

Средняя стоимость комплекта аккумуляторных батарей, входящих в состав источника тока, и сопутствующие расходы $\Delta\Sigma Ц_{АБ\ tp}$ в период эксплуатации системы электростартерного пуска t_p определялись по формуле:

$$\Delta\Sigma Ц_{АБ\ tp} = \frac{\sum Ц_{АБ}}{t_p} t_{сл}, \quad (6)$$

где $\Sigma Ц_{АБ}$ — суммарные затраты на аккумуляторные батареи в период эксплуатации t_p; t_p — оцениваемый период эксплуатации системы электростартерного пуска; $t_{сл}$ — срок службы комплекта аккумуляторных батарей.

При среднем сроке службы аккумуляторных батарей в штатной системе пуска $t_{сл\ АБ} = 4$ года для базовой системы:

$$k_{p\ АБ} = 0{,}15/((1 + 0{,}15)^4 - 1) = 0{,}20.$$

Для системы с модульным источником тока при сроке службы батарей-модулей $t_{сл\ МИТ} = 10$ лет:

$$k_{p\ МИТ} = 0{,}15/((1 + 0{,}15)^{10} - 1) = 0{,}049.$$

При прогнозируемом сроке службы батарей-модулей в составе комбинированного источника тока до $t_{сл\ КИТ} = 13$ лет для перспективной системы:

$$k_{p\ КИТ} = 0{,}15/((1 + 0{,}15)^{13} - 1) = 0{,}029.$$

Результаты расчетов средней стоимости комплектов аккумуляторных батарей, входящих в состав источников тока $\Delta\Sigma Ц_{АБ\ tp}$, в 15-летний период эксплуатации систем электростартерного пуска соответствуют следующим значениям:

$$\Delta\Sigma Ц_{АБ\ 15} = 20\,394 \text{ руб.},$$

$$\Delta\Sigma Ц_{АБ\ МИТ\ 15} = 23\,350 \text{ руб.},$$

$$\Delta\Sigma Ц_{АБ\ КИТ\ 15} = 10\,920 \text{ руб.}$$

gz612.fm Page 9 Tuesday, May 29, 2012 10:22 AM

Таким образом, для штатной системы пуска текущие издержки составляют:

$$C_{И\ АБ} = 20\ 394 \times 0{,}20 = 4\ 079 \text{ руб.},$$

а при использовании системы пуска с модульным и модульным комбинированным источниками тока:

$$C_{И\ МИТ} = 23\ 350 \times 0{,}049 = 1\ 144 \text{ руб.},$$

$$C_{И\ КИТ} = 10\ 920 \times 0{,}029 = 316 \text{ руб.}$$

На основании (2) годовой экономический эффект, получаемый при эксплуатации одного автомобиля КАМАЗ или "Урал", оборудованного системой электростартерного пуска с модульным или модульным комбинированным источником тока, благодаря применению батарей-модулей типа 6ТСТС-100А и увеличению их срока службы, применению накопителя энергии с учетом производственных издержек на изготовление опытной системы составляет:

$$Э_{МИТ} = (4\ 079 - 1\ 144) - 284{,}85 \times 0{,}15 = 2\ 892 \text{ руб.},$$

$$Э_{КИТ} = (4\ 079 - 316) - 18\ 950 \times 0{,}15 = 920 \text{ руб.}$$

Экономический эффект от применения комбинированных источников тока значительно возрастет при снижении стоимости накопителей энергии, а соответственно и дополнительных затрат ΔK. При этом в расчетах не учтен эффект от повышения надежности пуска двигателей системой с комбинированным источником тока, а также снижение числа неплановых ремонтов объектов ВВТ вследствие неисправностей батарей. Очевидно, что при учете этих факторов годовой экономический эффект от оборудования образцов военной техники системами пуска с комбинированными источниками тока обязательно возрастет.

Кроме того, следует учитывать и снижение затрат на поддержание экологической обстановки благодаря уменьшению количества вредных веществ, входящих в состав аккумуляторных батарей и попадающих при их утилизации и ремонте в окружающую среду. Нетрудно представить, что количество отходов от применения батарей-модулей в составе модульного источника тока может уменьшиться в 2 раза, а в составе комбинированного источника тока в 2,5 раза по сравнению со штатными аккумуляторными батареями.

Другие виды технико-экономической эффективности, не поддающиеся расчету и оцениваемые экспертным методом, таковы: экономия топлива в связи с повышением надежности пуска при отрицательных температурах окружающей среды; снижение предельной температуры пуска двигателя в холодных климатических условиях, т. е. уменьшение простоя объекта ВВТ и повышения эффективности его использования; уменьшение расходов на эксплуатацию с учетом повышения долговечности и надежности системы пуска двигателя; снижение расхода электроэнергии для подзарядки аккумуляторных батарей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Лебедев, С. А.** Комбинированный источник тока для систем электростартерного пуска двигателей военной автомобильной техники [Текст]: монография / С. А. Лебедев. — Рязань: РВАИ, 2010. — 235 с.
2. **Квайт, С. М.** Пусковые качества и системы пуска автотракторных двигателей [Текст] / С. М. Квайт, Я. А. Менделевич, Ю. П. Чижков. — М.: Машиностроение, 1990. — 256 с.
3. **Лебедев, С. А.** Сравнительная оценка технического уровня свинцовых стартерных аккумуляторных батарей, применяемых на образцах ВВТ [Текст] / С. А. Лебедев // сб. рефератов депонированных рукописей / ЦВНИ МО РФ.— М.: ЦВНИ МО РФ, 2001. — С. 34—44. — Деп. в ЦСИФ МО РФ 19.06.01, № В4708.
4. **Лебедев, С. А.** Анализ технического уровня свинцовых стартерных аккумуляторных батарей, применяемых на образцах вооружения и военной техники [Текст] / С. А. Лебедев, М. А. Молчанова, Е. И. Титов, Ю. В. Гармаш // Грузовик &. — 2001. — № 7. — С. 31—34.
5. **Дасоян, М. А.** Современная теория свинцового аккумулятора [Текст] / М. А. Дасоян, И. А. Агуф. — Л.: Энергия, 1975. — 312 с.
6. **Хайт, Э. И.** Методические указания по определению экономической эффективности новой техники, изобретений и рационализаторских предложений [Текст] / Э. И. Хайт. — М.: Транспорт, 1980. — 143 с.
7. **Методические** рекомендации по определению экономической эффективности мероприятий научно-технического прогресса на железнодорожном транспорте [Текст] / ВНИИЖТ МПС. — М.: Транспорт, 1991. — 112 с.

gz612.fm Page 10 Tuesday, May 29, 2012 10:22 AM

УДК 621.43

А. Д. Назаров, академик, д-р техн. наук, Munaz Incorporated (г. Мемфис, США)

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТОЧНОСТИ БАЛАНСИРОВКИ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА И ВАЛА В СБОРЕ ПРИ РЕМОНТЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

Приведена методика, позволяющая с использованием данных экспериментов определять значения коэффициентов масштаба и взаимного влияния плоскостей маховика и шкива, чувствительностей индикаторов значения и угла дисбаланса балансировочного станка для указанных плоскостей коленчатого вала и вала в сборе при ремонте двигателей. Эти коэффициенты и чувствительности являются показателями точности балансировки перечисленных узлов. Представлены рандомизированные планы экспериментов с целью определения рассматриваемых показателей точности балансировки указанных узлов и их значения при ремонте двигателей рабочими объемами 2,445; 4,25 и 6 л. При применении разработанных электрических схем преобразователей измерительной системы балансировочного станка КИ-4274 и контрольных роторов значения упомянутых показателей точности находятся в допустимых пределах. Это позволяет с высокой точностью балансировать коленчатый вал и вал в сборе, обеспечить выпуск двигателей из ремонта с допустимыми дисбалансами. В результате повышаются их долговечность и вероятность безотказной работы, снижаются вибрации и шум.

Ключевые слова: *коленчатый вал, балансировка, показатели точности балансировки, рандомизированные планы, эксперименты.*

Одной из основных причин низких ресурса и вероятности безотказной работы (ВБР), увеличенных значений вибраций и шума капитально отремонтированных автотракторных двигателей являются повышенные дисбалансы в их плоскостях коррекции. Это связано с низким качеством балансировки коленчатого вала, вала в сборе с маховиком и вала в сборе с маховиком и сцеплением на ремонтных предприятиях.

В условиях ремонтного производства указанные сборочные единицы балансируют на станке КИ-4274. Точность балансировки коленчатого вала и вала в сборе определяется правильностью настройки измерительной системы балансировочного станка на балансировку этих сборочных единиц. В комплект станка КИ-4274 входят контрольные роторы для настройки его измерительной системы на балансировку лишь коленчатого вала конкретных моделей двигателей [1, 2]. При этом каждый контрольный ротор соответствует коленчатому валу определенной модели двигателей. Поэтому с помощью таких роторов измерительную систему станка можно настраивать только на балансировку коленчатого вала. Их нельзя использовать для настройки станка на балансировку коленчатого вала в сборе с маховиком и в сборе с маховиком и сцеплением.

Это объясняется тем, что массогеометрические параметры (МГП) рассматриваемых балансируемых сборочных единиц каждой модели двигателей отличаются от аналогичных параметров соответствующего контрольного ротора [1, 2]. Вследствие этого показания соответствующих индикаторов балансировочного станка отличаются от действительных значения и угла дисбалансов в обеих плоскостях коррекции указанных узлов. Несмотря на изложенное, на ремонтных предприятиях станок КИ-4274, измерительная система которого настроена с помощью контрольного ротора, предназначенного только для коленчатого вала, используют и для балансировки вала в сборе с маховиком и в сборе с маховиком и сцеплением. Это вообще недопустимо и приводит к ошибочным результатам при определении значения и угла дисбалансов в плоскостях коррекции рассматриваемых сборочных единиц.

gz612.fm Page 11 Tuesday, May 29, 2012 10:22 AM

Специально проведенными экспериментами установлено, что действительные дисбалансы в плоскостях маховика и шкива коленчатого вала упомянутых сборочных единиц при капитальном ремонте двигателей рабочими объемами 2,445; 4,25 и 6 л, соответственно, в 2,36—4,19 и 1,48—1,82 раза больше их значений, определенных по показаниям индикаторов балансировочного станка. Действительные углы указанных дисбалансов отличаются соответственно на 5—40° и 5—60° от их значений, определенных по показаниям индикаторов станка. Поэтому вследствие несоответствия действительных значений и углов дисбалансов в обеих плоскостях коррекции коленчатого вала в сборе с маховиком и в сборе с маховиком и сцеплением показаниям соответствующих индикаторов балансировочного станка после капитального ремонта, двигатели имеют увеличенные дисбалансы, хотя указанные сборочные единицы тщательно балансируют. Это ухудшает основные качественные показатели капитально отремонтированных двигателей.

С целью оценки влияния МГП балансируемых сборочных единиц (коленчатый вал, вал в сборе с маховиком и в сборе с маховиком и сцеплением) на показания соответствующих индикаторов балансировочного станка необходимо определение показателей точности настройки измерительной системы балансировочного станка, балансировки и контроля остаточных дисбалансов, определения на нем значений дисбалансов и их углов в плоскостях коррекции (в дальнейшем для краткости — точности балансировки) коленчатого вала и вала в сборе при капитальном ремонте автотракторных двигателей. Этими показателями являются коэффициенты масштаба и взаимного влияния, чувствительности измерительной системы балансировочного станка по значению и углу дисбаланса в плоскостях коррекции балансируемых сборочных единиц. Ниже представлены результаты экспериментальных исследований по определению значений перечисленных показателей.

Коэффициенты масштаба в плоскостях маховика $\mu_м$ и шкива $\mu_ш$ коленчатого вала и вала в сборе — отношение значений дисбалансов в указанных плоскостях рассматриваемых балансируемых сборочных единиц, создаваемых контрольными грузами, к показаниям соответствующих индикаторов дисбаланса балансировочного станка в этих плоскостях. Чем ближе значения коэффициентов $\mu_м$ и $\mu_ш$ к единице, тем выше точность настройки измерительной системы балансировочного станка, балансировки и контроля остаточных дисбалансов, определения на нем значений дисбалансов в плоскостях коррекции коленчатого вала и вала в сборе при ремонте двигателей.

Коэффициенты взаимного влияния для плоскостей маховика $K_{мш}$ и шкива $K_{шм}$ коленчатого вала и вала в сборе — отношение показания индикатора дисбаланса балансировочного станка в плоскости маховика (шкива) балансируемых сборочных единиц к показанию индикатора дисбаланса в плоскости шкива (маховика) при наличии дисбаланса в одной из этих плоскостей, создаваемого соответствующим контрольным грузом. Чем меньше значения коэффициентов $K_{мш}$ и $K_{шм}$, тем выше точность настройки измерительной системы балансировочного станка, балансировки и контроля остаточных дисбалансов, определения на нем значений дисбалансов в плоскостях коррекции коленчатого вала и вала в сборе при ремонте двигателей.

Чувствительности измерительной системы балансировочного станка по значениям дисбалансов и их углов в плоскостях маховика $S_{дм}$ и $S_{\varphi ш}$, а также шкива $S_{дш}$ и $S_{\varphi ш}$ коленчатого вала и вала в сборе — отношение изменения показаний индикаторов значения и угла дисбаланса балансировочного станка в данной плоскости коррекции рассматриваемых балансируемых сборочных единиц к изменению измеряемых значения и угла дисбаланса в этой плоскости, создаваемых контрольными грузами. Чем ближе значения чувствительностей $S_{дм}$, $S_{\varphi м}$, $S_{дш}$ и $S_{\varphi ш}$ к единице, тем выше точность настройки измерительной системы балансировочного станка, балансировки и контроля остаточных дисбалансов, определения на нем значений и углов дисбалансов в плоскостях коррекции коленчатого вала и вала в сборе при ремонте двигателей.

Ниже приведены результаты экспериментальных исследований по определению рассматриваемых показателей точности настройки измерительной системы балансировочного станка, ба-

gz612.fm Page 12 Tuesday, May 29, 2012 10:22 AM

лансировки и контроля остаточных дисбалансов, определения на нем значений дисбалансов и их углов в обеих плоскостях коррекции коленчатого вала, вала в сборе с маховиком и в сборе с маховиком и сцеплением при ремонте двигателей рабочими объемами 2,445 (рядный четырехцилиндровый двигатель — Р-4), 4,25 и 6 л (V-образные восьмицилиндровые двигатели — V-8). При этом использованы методы и положения, приведенные в работах [3—5]. Исследования проводили с применением рандомизированных планов экспериментов. Использование рандомизированных планов позволяет уменьшить влияние на значения этих показателей точности внешних факторов и исключить случайные погрешности их определения.

В табл. 1 и 2 приведены рандомизированные планы экспериментов с целью определения упомянутых показателей точности балансировки коленчатого вала и вала в сборе при ремонте автотракторных двигателей для общего случая. Установлено, что при проведении экспериментов на коленчатом вале и вале в сборе карбюраторных двигателей легковых и грузовых автомобилей значения дисбалансов в плоскостях маховика $Д_{мi}$ и шкива $Д_{шi}$ этих узлов наиболее целесообразно изменять в пределах 50—700 и 100—1000 г · мм соответственно. При этом для автомобильных и тракторных дизелей значения указанных дисбалансов составляют 100—1200 г · мм. Эти дисбалансы в плоскостях маховика и шкива коленчатого вала и вала в сборе создают с помощью специальных контрольных грузов определенной массы, пропорциональной соответствующему дисбалансу в каждой из этих плоскостей. Для проведения экспериментов на коленчатом вале и вале в сборе необходимо в передний конец вала установить специальный диск. На его наружной поверхности расположены 24 резьбовых отверстия с интерва-

Таблица 1

Рандомизированный план экспериментов с целью определения показателей точности балансировки коленчатого вала и вала в сборе для плоскостей маховика и шкива балансируемых сборочных единиц при ремонте автотракторных двигателей

Точка установки контрольного груза в плоскости маховика	Обозначение (значение) дисбаланса в плоскости маховика коленчатого вала и вала в сборе													
1	$Д_{м1}$	$Д_{м9}$	$Д_{м4}$	$Д_{м10}$	$Д_{м6}$	$Д_{м13}$	$Д_{м8}$	$Д_{м11}$	$Д_{м2}$	$Д_{м7}$	$Д_{м3}$	$Д_{м12}$	$Д_{м5}$	$Д_{м14}$
14	$Д_{м9}$	$Д_{м8}$	$Д_{м6}$	$Д_{м4}$	$Д_{м13}$	$Д_{м1}$	$Д_{м10}$	$Д_{м2}$	$Д_{м14}$	$Д_{м12}$	$Д_{м7}$	$Д_{м5}$	$Д_{м11}$	$Д_{м3}$
6	$Д_{м4}$	$Д_{м6}$	$Д_{м13}$	$Д_{м8}$	$Д_{м10}$	$Д_{м9}$	$Д_{м1}$	$Д_{м7}$	$Д_{м12}$	$Д_{м5}$	$Д_{м14}$	$Д_{м3}$	$Д_{м2}$	$Д_{м11}$
19	$Д_{м10}$	$Д_{м1}$	$Д_{м8}$	$Д_{м13}$	$Д_{м9}$	$Д_{м4}$	$Д_{м6}$	$Д_{м3}$	$Д_{м11}$	$Д_{м14}$	$Д_{м5}$	$Д_{м2}$	$Д_{м7}$	$Д_{м12}$
9	$Д_{м6}$	$Д_{м4}$	$Д_{м1}$	$Д_{м9}$	$Д_{м8}$	$Д_{м10}$	$Д_{м13}$	$Д_{м12}$	$Д_{м7}$	$Д_{м11}$	$Д_{м2}$	$Д_{м14}$	$Д_{м3}$	$Д_{м5}$
23	$Д_{м13}$	$Д_{м10}$	$Д_{м9}$	$Д_{м6}$	$Д_{м1}$	$Д_{м8}$	$Д_{м4}$	$Д_{м5}$	$Д_{м3}$	$Д_{м2}$	$Д_{м12}$	$Д_{м11}$	$Д_{м14}$	$Д_{м7}$
2	$Д_{м1}$	$Д_{м9}$	$Д_{м4}$	$Д_{м10}$	$Д_{м6}$	$Д_{м13}$	$Д_{м8}$	$Д_{м11}$	$Д_{м2}$	$Д_{м7}$	$Д_{м3}$	$Д_{м12}$	$Д_{м5}$	$Д_{м14}$
16	$Д_{м9}$	$Д_{м8}$	$Д_{м6}$	$Д_{м4}$	$Д_{м13}$	$Д_{м1}$	$Д_{м10}$	$Д_{м2}$	$Д_{м14}$	$Д_{м12}$	$Д_{м7}$	$Д_{м5}$	$Д_{м11}$	$Д_{м3}$
5	$Д_{м4}$	$Д_{м6}$	$Д_{м13}$	$Д_{м8}$	$Д_{м10}$	$Д_{м9}$	$Д_{м1}$	$Д_{м7}$	$Д_{м12}$	$Д_{м5}$	$Д_{м14}$	$Д_{м3}$	$Д_{м2}$	$Д_{м11}$
18	$Д_{м10}$	$Д_{м1}$	$Д_{м8}$	$Д_{м13}$	$Д_{м9}$	$Д_{м4}$	$Д_{м6}$	$Д_{м3}$	$Д_{м11}$	$Д_{м14}$	$Д_{м5}$	$Д_{м2}$	$Д_{м7}$	$Д_{м12}$
10	$Д_{м6}$	$Д_{м4}$	$Д_{м1}$	$Д_{м9}$	$Д_{м8}$	$Д_{м10}$	$Д_{м13}$	$Д_{м12}$	$Д_{м7}$	$Д_{м11}$	$Д_{м2}$	$Д_{м14}$	$Д_{м3}$	$Д_{м5}$
21	$Д_{м13}$	$Д_{м10}$	$Д_{м9}$	$Д_{м6}$	$Д_{м1}$	$Д_{м8}$	$Д_{м4}$	$Д_{м5}$	$Д_{м3}$	$Д_{м2}$	$Д_{м12}$	$Д_{м11}$	$Д_{м14}$	$Д_{м7}$
3	$Д_{м1}$	$Д_{м9}$	$Д_{м4}$	$Д_{м10}$	$Д_{м6}$	$Д_{м13}$	$Д_{м8}$	$Д_{м11}$	$Д_{м2}$	$Д_{м7}$	$Д_{м3}$	$Д_{м12}$	$Д_{м5}$	$Д_{м14}$
13	$Д_{м9}$	$Д_{м8}$	$Д_{м6}$	$Д_{м4}$	$Д_{м13}$	$Д_{м1}$	$Д_{м10}$	$Д_{м2}$	$Д_{м14}$	$Д_{м12}$	$Д_{м7}$	$Д_{м5}$	$Д_{м11}$	$Д_{м3}$
8	$Д_{м4}$	$Д_{м6}$	$Д_{м13}$	$Д_{м8}$	$Д_{м10}$	$Д_{м9}$	$Д_{м1}$	$Д_{м7}$	$Д_{м12}$	$Д_{м5}$	$Д_{м14}$	$Д_{м3}$	$Д_{м2}$	$Д_{м11}$
17	$Д_{м10}$	$Д_{м1}$	$Д_{м8}$	$Д_{м13}$	$Д_{м9}$	$Д_{м4}$	$Д_{м6}$	$Д_{м3}$	$Д_{м11}$	$Д_{м14}$	$Д_{м5}$	$Д_{м2}$	$Д_{м7}$	$Д_{м12}$
11	$Д_{м6}$	$Д_{м4}$	$Д_{м1}$	$Д_{м9}$	$Д_{м8}$	$Д_{м10}$	$Д_{м13}$	$Д_{м12}$	$Д_{м7}$	$Д_{м11}$	$Д_{м2}$	$Д_{м14}$	$Д_{м3}$	$Д_{м5}$
24	$Д_{м13}$	$Д_{м10}$	$Д_{м9}$	$Д_{м6}$	$Д_{м1}$	$Д_{м8}$	$Д_{м4}$	$Д_{м5}$	$Д_{м3}$	$Д_{м2}$	$Д_{м12}$	$Д_{м11}$	$Д_{м14}$	$Д_{м7}$
4	$Д_{м1}$	$Д_{м9}$	$Д_{м4}$	$Д_{м10}$	$Д_{м6}$	$Д_{м13}$	$Д_{м8}$	$Д_{м11}$	$Д_{м2}$	$Д_{м7}$	$Д_{м3}$	$Д_{м12}$	$Д_{м5}$	$Д_{м14}$
15	$Д_{м9}$	$Д_{м8}$	$Д_{м6}$	$Д_{м4}$	$Д_{м13}$	$Д_{м1}$	$Д_{м10}$	$Д_{м2}$	$Д_{м14}$	$Д_{м12}$	$Д_{м7}$	$Д_{м5}$	$Д_{м11}$	$Д_{м3}$
7	$Д_{м4}$	$Д_{м6}$	$Д_{м13}$	$Д_{м8}$	$Д_{м10}$	$Д_{м9}$	$Д_{м1}$	$Д_{м7}$	$Д_{м12}$	$Д_{м5}$	$Д_{м14}$	$Д_{м3}$	$Д_{м2}$	$Д_{м11}$
20	$Д_{м10}$	$Д_{м1}$	$Д_{м8}$	$Д_{м13}$	$Д_{м9}$	$Д_{м4}$	$Д_{м6}$	$Д_{м3}$	$Д_{м11}$	$Д_{м14}$	$Д_{м5}$	$Д_{м2}$	$Д_{м7}$	$Д_{м12}$
12	$Д_{м6}$	$Д_{м4}$	$Д_{м1}$	$Д_{м9}$	$Д_{м8}$	$Д_{м10}$	$Д_{м13}$	$Д_{м12}$	$Д_{м7}$	$Д_{м11}$	$Д_{м2}$	$Д_{м14}$	$Д_{м3}$	$Д_{м5}$
22	$Д_{м13}$	$Д_{м10}$	$Д_{м9}$	$Д_{м6}$	$Д_{м1}$	$Д_{м8}$	$Д_{м4}$	$Д_{м5}$	$Д_{м3}$	$Д_{м2}$	$Д_{м12}$	$Д_{м11}$	$Д_{м14}$	$Д_{м7}$

gz612.fm Page 13 Tuesday, May 29, 2012 10:22 AM

Таблица 2

Рандомизированный план экспериментов с целью определения показателей точности балансировки коленчатого вала и вала в сборе для плоскостей соответственно шкива и маховика балансируемых сборочных единиц при ремонте автотракторных двигателей

Точка установки контрольного груза в плоскости маховика	Обозначение (значение) дисбаланса в плоскости маховика коленчатого вала и вала в сборе													
3	$Д_{ш1}$	$Д_{ш9}$	$Д_{ш4}$	$Д_{ш10}$	$Д_{ш6}$	$Д_{ш13}$	$Д_{ш8}$	$Д_{ш11}$	$Д_{ш2}$	$Д_{ш7}$	$Д_{ш3}$	$Д_{ш12}$	$Д_{ш5}$	$Д_{ш14}$
13	$Д_{ш9}$	$Д_{ш8}$	$Д_{ш6}$	$Д_{ш4}$	$Д_{ш13}$	$Д_{ш1}$	$Д_{ш10}$	$Д_{ш2}$	$Д_{ш14}$	$Д_{ш12}$	$Д_{ш7}$	$Д_{ш5}$	$Д_{ш11}$	$Д_{ш3}$
8	$Д_{ш4}$	$Д_{ш6}$	$Д_{ш13}$	$Д_{ш8}$	$Д_{ш10}$	$Д_{ш9}$	$Д_{ш1}$	$Д_{ш7}$	$Д_{ш12}$	$Д_{ш5}$	$Д_{ш14}$	$Д_{ш3}$	$Д_{ш2}$	$Д_{ш11}$
17	$Д_{ш10}$	$Д_{ш1}$	$Д_{ш8}$	$Д_{ш13}$	$Д_{ш9}$	$Д_{ш4}$	$Д_{ш6}$	$Д_{ш3}$	$Д_{ш11}$	$Д_{ш14}$	$Д_{ш5}$	$Д_{ш2}$	$Д_{ш7}$	$Д_{ш12}$
11	$Д_{ш6}$	$Д_{ш4}$	$Д_{ш1}$	$Д_{ш9}$	$Д_{ш8}$	$Д_{ш10}$	$Д_{ш13}$	$Д_{ш12}$	$Д_{ш7}$	$Д_{ш11}$	$Д_{ш2}$	$Д_{ш14}$	$Д_{ш3}$	$Д_{ш5}$
24	$Д_{ш13}$	$Д_{ш10}$	$Д_{ш9}$	$Д_{ш6}$	$Д_{ш1}$	$Д_{ш8}$	$Д_{ш4}$	$Д_{ш5}$	$Д_{ш3}$	$Д_{ш2}$	$Д_{ш12}$	$Д_{ш11}$	$Д_{ш14}$	$Д_{ш7}$
1	$Д_{ш1}$	$Д_{ш9}$	$Д_{ш4}$	$Д_{ш10}$	$Д_{ш6}$	$Д_{ш13}$	$Д_{ш8}$	$Д_{ш11}$	$Д_{ш2}$	$Д_{ш7}$	$Д_{ш3}$	$Д_{ш12}$	$Д_{ш5}$	$Д_{ш14}$
14	$Д_{ш9}$	$Д_{ш8}$	$Д_{ш6}$	$Д_{ш4}$	$Д_{ш13}$	$Д_{ш1}$	$Д_{ш10}$	$Д_{ш2}$	$Д_{ш14}$	$Д_{ш12}$	$Д_{ш7}$	$Д_{ш5}$	$Д_{ш11}$	$Д_{ш3}$
6	$Д_{ш4}$	$Д_{ш6}$	$Д_{ш13}$	$Д_{ш8}$	$Д_{ш10}$	$Д_{ш9}$	$Д_{ш1}$	$Д_{ш7}$	$Д_{ш12}$	$Д_{ш5}$	$Д_{ш14}$	$Д_{ш3}$	$Д_{ш2}$	$Д_{ш11}$
19	$Д_{ш10}$	$Д_{ш1}$	$Д_{ш8}$	$Д_{ш13}$	$Д_{ш9}$	$Д_{ш4}$	$Д_{ш6}$	$Д_{ш3}$	$Д_{ш11}$	$Д_{ш14}$	$Д_{ш5}$	$Д_{ш2}$	$Д_{ш7}$	$Д_{ш12}$
9	$Д_{ш6}$	$Д_{ш4}$	$Д_{ш1}$	$Д_{ш9}$	$Д_{ш8}$	$Д_{ш10}$	$Д_{ш13}$	$Д_{ш12}$	$Д_{ш7}$	$Д_{ш11}$	$Д_{ш2}$	$Д_{ш14}$	$Д_{ш3}$	$Д_{ш5}$
23	$Д_{ш13}$	$Д_{ш10}$	$Д_{ш9}$	$Д_{ш6}$	$Д_{ш1}$	$Д_{ш8}$	$Д_{ш4}$	$Д_{ш5}$	$Д_{ш3}$	$Д_{ш2}$	$Д_{ш12}$	$Д_{ш11}$	$Д_{ш14}$	$Д_{ш7}$
4	$Д_{ш1}$	$Д_{ш9}$	$Д_{ш4}$	$Д_{ш10}$	$Д_{ш6}$	$Д_{ш13}$	$Д_{ш8}$	$Д_{ш11}$	$Д_{ш2}$	$Д_{ш7}$	$Д_{ш3}$	$Д_{ш12}$	$Д_{ш5}$	$Д_{ш14}$
15	$Д_{ш9}$	$Д_{ш8}$	$Д_{ш6}$	$Д_{ш4}$	$Д_{ш13}$	$Д_{ш1}$	$Д_{ш10}$	$Д_{ш2}$	$Д_{ш14}$	$Д_{ш12}$	$Д_{ш7}$	$Д_{ш5}$	$Д_{ш11}$	$Д_{ш3}$
7	$Д_{ш4}$	$Д_{ш6}$	$Д_{ш13}$	$Д_{ш8}$	$Д_{ш10}$	$Д_{ш9}$	$Д_{ш1}$	$Д_{ш7}$	$Д_{ш12}$	$Д_{ш5}$	$Д_{ш14}$	$Д_{ш3}$	$Д_{ш2}$	$Д_{ш11}$
20	$Д_{ш10}$	$Д_{ш1}$	$Д_{ш8}$	$Д_{ш13}$	$Д_{ш9}$	$Д_{ш4}$	$Д_{ш6}$	$Д_{ш3}$	$Д_{ш11}$	$Д_{ш14}$	$Д_{ш5}$	$Д_{ш2}$	$Д_{ш7}$	$Д_{ш12}$
12	$Д_{ш6}$	$Д_{ш4}$	$Д_{ш1}$	$Д_{ш9}$	$Д_{ш8}$	$Д_{ш10}$	$Д_{ш13}$	$Д_{ш12}$	$Д_{ш7}$	$Д_{ш11}$	$Д_{ш2}$	$Д_{ш14}$	$Д_{ш3}$	$Д_{ш5}$
22	$Д_{ш13}$	$Д_{ш10}$	$Д_{ш9}$	$Д_{ш6}$	$Д_{ш1}$	$Д_{ш8}$	$Д_{ш4}$	$Д_{ш5}$	$Д_{ш3}$	$Д_{ш2}$	$Д_{ш12}$	$Д_{ш11}$	$Д_{ш14}$	$Д_{ш7}$
2	$Д_{ш1}$	$Д_{ш9}$	$Д_{ш4}$	$Д_{ш10}$	$Д_{ш6}$	$Д_{ш13}$	$Д_{ш8}$	$Д_{ш11}$	$Д_{ш2}$	$Д_{ш7}$	$Д_{ш3}$	$Д_{ш12}$	$Д_{ш5}$	$Д_{ш14}$
16	$Д_{ш9}$	$Д_{ш8}$	$Д_{ш6}$	$Д_{ш4}$	$Д_{ш13}$	$Д_{ш1}$	$Д_{ш10}$	$Д_{ш2}$	$Д_{ш14}$	$Д_{ш12}$	$Д_{ш7}$	$Д_{ш5}$	$Д_{ш11}$	$Д_{ш3}$
5	$Д_{ш4}$	$Д_{ш6}$	$Д_{ш13}$	$Д_{ш8}$	$Д_{ш10}$	$Д_{ш9}$	$Д_{ш1}$	$Д_{ш7}$	$Д_{ш12}$	$Д_{ш5}$	$Д_{ш14}$	$Д_{ш3}$	$Д_{ш2}$	$Д_{ш11}$
18	$Д_{ш10}$	$Д_{ш1}$	$Д_{ш8}$	$Д_{ш13}$	$Д_{ш9}$	$Д_{ш4}$	$Д_{ш6}$	$Д_{ш3}$	$Д_{ш11}$	$Д_{ш14}$	$Д_{ш5}$	$Д_{ш2}$	$Д_{ш7}$	$Д_{ш12}$
10	$Д_{ш6}$	$Д_{ш4}$	$Д_{ш1}$	$Д_{ш9}$	$Д_{ш8}$	$Д_{ш10}$	$Д_{ш13}$	$Д_{ш12}$	$Д_{ш7}$	$Д_{ш11}$	$Д_{ш2}$	$Д_{ш14}$	$Д_{ш3}$	$Д_{ш5}$
21	$Д_{ш13}$	$Д_{ш10}$	$Д_{ш9}$	$Д_{ш6}$	$Д_{ш1}$	$Д_{ш8}$	$Д_{ш4}$	$Д_{ш5}$	$Д_{ш3}$	$Д_{ш2}$	$Д_{ш12}$	$Д_{ш11}$	$Д_{ш14}$	$Д_{ш7}$

лом 15°. Аналогичные резьбовые отверстия имеются на наружном торце маховика. Вворачивая в эти отверстия контрольные грузы определенной массы создают соответствующие дисбалансы в обеих плоскостях коррекции коленчатого вала и вала в сборе. Значения дисбалансов $Д_{шi}$ и $Д_{мi}$ рассматриваемых сборочных единиц следует изменять шагом 50 и 50—100 г · мм соответственно для карбюраторных двигателей легковых и грузовых автомобилей. Этот шаг для автомобильных и тракторных дизелей составляет 100—150 г · мм.

Имея в виду изложенное и приведенные данные, в табл. 3 представлены значения упомянутых дисбалансов для составления рандомизированных планов экспериментов с целью определения рассматриваемых показателей точности балансировки коленчатого вала и вала в сборе при ремонте исследуемых двигателей. Затем, используя данные таблиц 1—3, составлены рандомизированные планы экспериментов для определения упомянутых показателей точности. Они для двигателей рабочими объемами 2,445 и 4,25 л представлены в табл. 4—7, а с V_{st} = 6 л — приведены в работе [5]. В соответствии с этими планами проведены эксперименты с целью определения показателей точности балансировки коленчатого вала и вала в сборе при ремонте указанных двигателей.

Экспериментальные исследования проводили на балансировочном станке КИ-4274, имеющем разработанную электрическую схему преобразователей измерительной системы [6]. Для настройки измерительной системы балансировочного станка на балансировку коленчатого вала и вала в сборе исследуемых двигателей использовали разработанные контрольные роторы [2, 7].

Перед проведением экспериментов коленчатый вал, вал в сборе с маховиком и в сборе с маховиком и сцеплением двигателей рабочими объ-

gz612.fm Page 14 Tuesday, May 29, 2012 10:22 AM

Таблица 3

Значение дисбалансов в плоскостях коррекции коленчатого вала и вала в сборе для составления рандомизированных планов экспериментов с целью определения показателей точности балансировки указанных узлов при ремонте некоторых двигателей

Обозначение дисбаланса в плоскости маховика коленчатого вала и вала в сборе	Значение дисбаланса $Д_{мi}$, г · мм для двигателя рабочим объемом, л			Обозначение дисбаланса в плоскости шкива коленчатого вала и вала в сборе	Значение дисбаланса $Д_{шi}$, г · мм для двигателя рабочим объемом, л		
	2,445	4,25	6		2,445	4,25	6
$Д_{м1}$	50	100	100	$Д_{ш1}$	50	100	103
$Д_{м2}$	100	150	150	$Д_{ш2}$	100	150	156
$Д_{м3}$	150	200	200	$Д_{ш3}$	150	200	211
$Д_{м4}$	200	250	250	$Д_{ш4}$	200	250	264
$Д_{м5}$	250	300	300	$Д_{ш5}$	250	300	316
$Д_{м6}$	300	350	350	$Д_{ш6}$	300	350	383
$Д_{м7}$	350	400	400	$Д_{ш7}$	350	400	432
$Д_{м8}$	400	450	450	$Д_{ш8}$	400	450	500
$Д_{м9}$	450	500	500	$Д_{ш9}$	450	500	564
$Д_{м10}$	500	550	600	$Д_{ш10}$	500	550	612
$Д_{м11}$	550	600	700	$Д_{ш11}$	550	600	693
$Д_{м12}$	600	650	800	$Д_{ш12}$	600	650	800
$Д_{м13}$	650	700	900	$Д_{ш13}$	650	700	900
$Д_{м14}$	700	800	1000	$Д_{ш14}$	700	800	1000

Таблица 4

Рандомизированный план экспериментов с целью определения показателей точности балансировки коленчатого вала и вала в сборе для плоскостей соответственно маховика и шкива балансируемых сборочных единиц при ремонте двигателей рабочим объемом 2,445 л

Точка установки контрольного груза в плоскости маховика	Значение дисбаланса в плоскости маховика коленчатого вала и вала в сборе, г · мм													
1	50	450	200	500	300	650	400	550	100	350	150	600	250	700
14	450	400	300	200	650	50	500	100	700	600	350	250	550	150
6	200	300	650	400	500	450	50	350	600	250	700	150	100	550
19	500	50	400	650	450	200	300	150	550	700	250	100	350	600
9	300	200	50	450	400	500	650	600	350	550	100	700	150	250
23	650	500	450	300	50	400	200	250	150	100	600	500	700	350
2	50	450	200	500	300	650	400	550	100	350	150	600	250	700
16	450	400	300	200	650	50	500	100	700	600	350	250	550	150
5	200	300	650	400	500	450	50	350	600	250	700	150	100	550
18	500	50	400	650	450	200	300	150	550	700	250	100	350	600
10	300	200	50	450	400	500	650	600	350	550	100	700	150	250
21	650	500	450	300	50	400	200	250	150	100	600	500	700	350
3	50	450	200	500	300	650	400	550	100	350	150	600	250	700
13	450	400	300	200	650	50	500	100	700	600	350	250	550	150
8	200	300	650	400	500	450	50	350	600	250	700	150	100	550
17	500	50	400	650	450	200	300	150	550	700	250	100	350	600
11	300	200	50	450	400	500	650	600	350	550	100	700	150	250
24	650	500	450	300	50	400	200	250	150	100	600	500	700	350
4	50	450	200	500	300	650	400	550	100	350	150	600	250	700
15	450	400	300	200	650	50	500	100	700	600	350	250	550	150
7	200	300	650	400	500	450	50	350	600	250	700	150	100	550
20	500	50	400	650	450	200	300	150	550	700	250	100	350	600
12	300	200	50	450	400	500	650	600	350	550	100	700	150	250
22	650	500	450	300	50	400	200	250	150	100	600	500	700	350

gz612.fm Page 15 Tuesday, May 29, 2012 10:22 AM

Таблица 5

Рандомизированный план экспериментов с целью определения показателей точности балансировки коленчатого вала и вала в сборе для плоскостей соответственно шкива и маховика балансируемых сборочных единиц при ремонте двигателей рабочим объемом 2,445 л

Точка установки контрольного груза в плоскости шкива	Значение дисбаланса в плоскости шкива коленчатого вала и вала в сборе, г · мм													
3	50	450	200	500	300	650	400	550	100	350	150	600	250	700
13	450	400	300	200	650	50	500	100	700	600	350	250	550	150
8	200	300	650	400	500	450	50	350	600	250	700	150	100	550
17	500	50	400	650	450	200	300	150	550	700	250	100	350	600
11	300	200	50	450	400	500	650	600	350	550	100	700	150	250
24	650	500	450	300	50	400	200	250	150	100	600	500	700	350
1	50	450	200	500	300	650	400	550	100	350	150	600	250	700
14	450	400	300	200	650	50	500	100	700	600	350	250	550	150
6	200	300	650	400	500	450	50	350	600	250	700	150	100	550
19	500	50	400	650	450	200	300	150	550	700	250	100	350	600
9	300	200	50	450	400	500	650	600	350	550	100	700	150	250
23	650	500	450	300	50	400	200	250	150	100	600	500	700	350
4	50	450	200	500	300	650	400	550	100	350	150	600	250	700
15	450	400	300	200	650	50	500	100	700	600	350	250	550	150
7	200	300	650	400	500	450	50	350	600	250	700	150	100	550
20	500	50	400	650	450	200	300	150	550	700	250	100	350	600
12	300	200	50	450	400	500	650	600	350	550	100	700	150	250
22	650	500	450	300	50	400	200	250	150	100	600	500	700	350
2	50	450	200	500	300	650	400	550	100	350	150	600	250	700
16	450	400	300	200	650	50	500	100	700	600	350	250	550	150
5	200	300	650	400	500	450	50	350	600	250	700	150	100	550
18	500	50	400	650	450	200	300	150	550	700	250	100	350	600
10	300	200	50	450	400	500	650	600	350	550	100	700	150	250
21	650	500	450	300	50	400	200	250	150	100	600	500	700	350

емами 2,445 и 4,25 л, имеющие в передней плоскости специальный диск, балансировали с остаточным дисбалансом в обеих плоскостях коррекции не более 5 г · мм. Маховик и шкив коленчатого вала двигателей с $V_{st} = 6$ л при изготовлении имеют направленные дисбалансы 330 ± 50 г · мм. Поэтому перед проведением экспериментов к носку коленчатого вала этого двигателя присоединяли диск с указанным дисбалансом. После этого коленчатый вал и вал в сборе балансировали с остаточным дисбалансом в плоскостях маховика и шкива не более 5 г · мм. Коленчатый вал и вал в сборе двигателей Р-4 балансируют без применения балансировочных грузов, а двигателей V-8 — с использованием этих грузов, устанавливаемых на шатунные шейки вала [2]. В этой связи на всех этапах экспериментальных исследований коленчатый вал и вал в сборе двигателей рабочим объемом 2,445 л не имели на шатунных шейках балансировочных грузов, а двигатели с $V_{st} = 4{,}25$ и 6 л — имели. Массу балансировочных грузов определяют так

$$m_г = m_п + m_{пк} + m_{ск} + m_{шп} + \\ + 2(m_{шк} + m_{вк} + к_р m_р) + к_м m_м + \Delta m_у, \qquad (1)$$

где $m_п$, $m_{пк}$, $m_{ск}$, $m_{вк}$, $m_{шп}$ и $m_{шк}$ — номинальная масса поршня, комплекта поршневых колец, стопорных колец, шатунных вкладышей, верхней и нижней головок шатуна, предусмотренная при первоначальном проектировании двигателей; $к_р$ и $к_м$ — постоянные безразмерные конструктивные коэффициенты [8]; $m_р$ — номинальная масса пробки грязесборника в шатунных шейках коленчатого вала, предусмотренная в процессе первоначального проектирования двигателей; $m_м$ — масса смазочного масла в полости шатунных шеек коленчатого вала работающего двигателя; $\Delta m_у$ — суммарная неуравновешенная масса (СНМ) деталей

gz612.fm Page 16 Tuesday, May 29, 2012 10:22 AM

Таблица 6

Рандомизированный план экспериментов с целью определения показателей точности балансировки коленчатого вала и вала в сборе для плоскостей соответственно маховика и шкива балансируемых сборочных единиц при ремонте двигателей рабочим объемом 4,25 л

Точка установки контрольного груза в плоскости маховика	Значение дисбаланса в плоскости маховика коленчатого вала и вала в сборе, г · мм													
1	100	500	250	550	350	700	450	600	150	400	200	650	300	800
14	500	450	350	250	700	100	550	150	800	650	400	300	600	200
6	250	350	700	450	550	500	100	400	650	300	800	200	150	600
19	550	100	450	700	500	250	350	200	600	800	300	150	400	650
9	350	250	100	500	450	550	700	650	400	600	150	800	200	300
23	700	550	500	350	100	450	250	300	200	150	650	600	800	400
2	100	500	250	550	350	700	450	600	150	400	200	650	300	800
16	500	450	350	250	700	100	550	150	800	650	400	300	600	200
5	250	350	700	450	550	500	100	400	650	300	800	200	150	600
18	550	100	450	700	500	250	350	200	600	800	300	150	400	650
10	350	250	100	500	450	550	700	650	400	600	150	800	200	300
21	700	550	500	350	100	450	250	300	200	150	650	600	800	400
3	100	500	250	550	350	700	450	600	150	400	200	650	300	800
13	500	450	350	250	700	100	550	150	800	650	400	300	600	200
8	250	350	700	450	550	500	100	400	650	300	800	200	150	600
17	550	100	450	700	500	250	350	200	600	800	300	150	400	650
11	350	250	100	500	450	550	700	650	400	600	150	800	200	300
24	700	550	500	350	100	450	250	300	200	150	650	600	800	400
4	100	500	250	550	350	700	450	600	150	400	200	650	300	800
15	500	450	350	250	700	100	550	150	800	650	400	300	600	200
7	250	350	700	450	550	500	100	400	650	300	800	200	150	600
20	550	100	450	700	500	250	350	200	600	800	300	150	400	650
12	350	250	100	500	450	550	700	650	400	600	150	800	200	300
22	700	550	500	350	100	450	250	300	200	150	650	600	800	400

КШМ, появляющаяся на оси каждой шатунной шейки коленчатого вала двигателей V-8 при установке в них конструктивно и технологически усовершенствованных, а также ремонтных деталей КШМ.

Значение СНМ $\Delta m_у$ составляет

$$\Delta m_у = \Delta m_п + \Delta m_{шп} + \Delta m_{шк} + \\ + \Delta m_{прi} + \Delta m_{крi} + \Delta m_{шрi}, \quad (2)$$

где $\Delta m_п$, $\Delta m_{шп}$ и $\Delta m_{шк}$ — разность масс поршня, верхней и нижней головок шатуна после их конструктивного и технологического усовершенствования и первоначальной; $\Delta m_{прi}$ и $\Delta m_{крi}$ — разность масс поршня и комплекта поршневых колец i-того ремонтного и номинального размеров; $\Delta m_{шрi}$ — неуравновешенная масса, появляющаяся на оси каждой шатунной шейки коленчатого вала при замене шатунных вкладышей номинального размера на i-тый ремонтный [9].

Используя данные экспериментальных исследований и приведенные в работе [3] формулы рассчитаны значения коэффициентов масштаба и взаимного влияния, чувствительностей балансировочного станка по значению и углу дисбаланса в обеих плоскостях коррекции коленчатого вала и вала в сборе при ремонте рассматриваемых двигателей (табл. 8). Анализ полученных данных показывает, что значения упомянутых коэффициентов и чувствительностей для всех балансируемых сборочных единиц исследуемых двигателей находятся в допустимых пределах (см. табл. 8). Значения коэффициентов μ_i и K_i, близкие к единице и нулю, соответственно, относятся к большим величинам дисбалансов в плоскостях маховика и шкива балансируемых узлов рассматриваемых двигате-

gz612.fm Page 17 Tuesday, May 29, 2012 10:22 AM

Таблица 7

Рандомизированный план экспериментов с целью определения показателей точности балансировки коленчатого вала и вала в сборе для плоскостей соответственно шкива и маховика балансируемых сборочных единиц при ремонте двигателей рабочим объемом 4,25 л

Точка установки контрольного груза в плоскости шкива	Значение дисбаланса в плоскости шкива коленчатого вала и вала в сборе, г · мм													
3	100	500	250	550	350	700	450	600	150	400	200	650	300	800
13	500	450	350	250	700	100	550	150	800	650	400	300	600	200
8	250	350	700	450	550	500	100	400	650	300	800	200	150	600
17	550	100	450	700	500	250	350	200	600	800	300	150	400	650
11	350	250	100	500	450	550	700	650	400	600	150	800	200	300
24	700	550	500	350	100	450	250	300	200	150	650	600	800	400
1	100	500	250	550	350	700	450	600	150	400	200	650	300	800
14	500	450	350	250	700	100	550	150	800	650	400	300	600	200
6	250	350	700	450	550	500	100	400	650	300	800	200	150	600
19	550	100	450	700	500	250	350	200	600	800	300	150	400	650
9	350	250	100	500	450	550	700	650	400	600	150	800	200	300
23	700	550	500	350	100	450	250	300	200	150	650	600	800	400
4	100	500	250	550	350	700	450	600	150	400	200	650	300	800
15	500	450	350	250	700	100	550	150	800	650	400	300	600	200
7	250	350	700	450	550	500	100	400	650	300	800	200	150	600
20	550	100	450	700	500	250	350	200	600	800	300	150	400	650
12	350	250	100	500	450	550	700	650	400	600	150	800	200	300
22	700	550	500	350	100	450	250	300	200	150	650	600	800	400
2	100	500	250	550	350	700	450	600	150	400	200	650	300	800
16	500	450	350	250	700	100	550	150	800	650	400	300	600	200
5	250	350	700	450	550	500	100	400	650	300	800	200	150	600
18	550	100	450	700	500	250	350	200	600	800	300	150	400	650
10	350	250	100	500	450	550	700	650	400	600	150	800	200	300
21	700	550	500	350	100	450	250	300	200	150	650	600	800	400

Таблица 8

Показатели точности балансировки коленчатого вала и вала в сборе при ремонте двигателей

Обозначение коэффициента	Значение для								
	коленчатого вала			коленчатого вала в сборе с					
				маховиком			маховиком и сцеплением		
	1	2	3	1	2	3	1	2	3
$\mu_м$	0,99—1,01	0,98—1,01	0,98—1,01	0,98—1,01	0,99—1,01	0,97—1,00	0,99—1,01	0,98—1,01	0,97—1,00
$\mu_ш$	0,98—1,01	0,97—1,00	1,03—1,06	0,99—1,02	0,99—1,03	0,91—0,95	1,00—1,03	1,02—1,04	0,94—0,98
$K_{мш}$	0,01—0,03	0,01—0,03	0,01—0,04	0,01—0,04	0,02—0,05	0,03—0,06	0,01—0,03	0,01—0,03	0,02—0,05
$K_{шм}$	0,02—0,04	0,03—0,05	0,02—0,04	0,01—0,03	0,02—0,04	0,02—0,05	0,01—0,03	0,02—0,04	0,01—0,03
$S_{дм}$	0,98—1,02	0,97—1,03	0,95—1,04	0,98—1,02	0,98—1,03	0,96—1,05	0,98—1,03	0,97—1,04	0,96—1,05
$S_{дш}$	0,97—1,02	0,96—1,02	0,99—1,05	0,98—1,03	0,97—1,03	1,01—1,05	0,98—1,01	0,98—1,02	0,95—1,04
$S_{фм}$	0,98—1,02	0,97—1,03	0,95—1,05	0,98—1,01	0,98—1,02	0,96—1,05	0,98—1,02	0,97—1,02	0,95—1,04
$S_{фш}$	0,99—1,01	0,98—1,01	0,96—1,04	0,98—1,02	0,98—1,03	0,95—1,04	0,99—1,01	0,99—1,02	0,97—1,05

gz612.fm Page 18 Tuesday, May 29, 2012 10:22 AM

лей, создаваемых контрольными грузами. Другие значения этих коэффициентов относятся к меньшим величинам упомянутых дисбалансов.

Основываясь на изложенном и анализе полученных данных (см. табл. 8) можно сделать важный практический вывод: точность балансировки коленчатого вала и вала в сборе при ремонте исследуемых двигателей повышается с ростом их исходных дисбалансов в плоскостях коррекции.

Выявлено, что для двигателей рабочим объемом 2,445 л значения коэффициентов μ_i и чувствительностей S_i ближе к единице, а коэффициентов K_i — к нулю, чем у двигателей с V_{st} = 4,25 и 6 л (см. табл. 8). Аналогичное имеет место при сравнении значений упомянутых коэффициентов и чувствительностей для двигателей рабочими объемами 4,25 и 6 л (см. табл. 8). Поэтому точность балансировки коленчатого вала и вала в сборе при ремонте двигателей с V_{st} = 2,445 л выше, чем двигателей рабочими объемами 4,25 и 6 л. При этом указанная точность для балансируемых сборочных единиц двигателей с V_{st} = 4,25 л выше, чем двигателей рабочим объемом 6 л.

Полученные данные объясняются так. Выше было отмечено, что коленчатый вал и вал в сборе двигателей с V_{st} = 2,445 л балансируют без применения балансировочных грузов, а двигателей рабочими объемами 4,25 и 6 л — с использованием этих грузов. При капитальном ремонте двигателей коренные и шатунные шейки их коленчатых валов в основном перешлифовывают под соответствующие ремонтные размеры. На некоторых крупных специализированных ремонтных предприятиях указанные шейки коленчатого вала, исчерпавшие предусмотренные ТУ ремонтные размеры, восстанавливают наращиванием на их рабочие поверхности металла определенной толщины с использованием одного из существующих в настоящее время методов. После этого коренные и шатунные шейки коленчатого вала обрабатывают до номинального диаметра с сохранением допуска на этот размер, предусмотренного ТУ на изготовление вала на предприятиях-изготовителях. Установлено, что коренные и шатунные шейки коленчатого вала двигателей с V_{st} = 4,25 и 6 л, восстановленные обоими указанными выше методами, имеют отклонения от номинального значения размеров, формы и взаимного расположения, шероховатости рабочей поверхности, непараллельности осей этих шеек, в 1,23—1,41 раза превышающие допустимые по ТУ их величины.

В результате, отклонения от номинального значения радиуса кривошипа в 1,16—1,32 раза больше допустимых по ТУ. Кроме того, вследствие наличия упомянутых погрешностей при установке балансировочных грузов на шатунные шейки коленчатого вала двигателей рабочими объемами 4,25 и 6 л оси этих грузов и шеек не совпадают и между ними появляется эксцентриситет. Отклонения от номинального значения радиуса кривошипа Δr_i на каждой шатунной шейке коленчатого вала, вращающегося на балансировочном станке, вызывает центробежную силу инерции P_{ri}, вычисляемую по формуле

$$P_{ri} = m_{\text{г}}\omega^2\Delta r_i, \qquad (3)$$

где ω — угловая скорость коленчатого вала.

Центробежные силы инерции P_{ri}, действующие на каждую шатунную шейку коленчатого вала двигателей V-8 во время его вращения на балансировочном станке, уравновешивают друг друга. Поэтому сумма P_r этих сил, действующая на коленчатый вал двигателей V-8, вращающегося на балансировочном станке, равна нулю. Тогда имеем

$$P_r = \sum_{i=1}^{i=n_{\text{ш}}} P_{ri} = 0, \qquad (4)$$

где $n_{\text{ш}}$ — число шатунных шеек коленчатого вала.

Для исследуемых двигателей $n_{\text{ш}} = 4$.

Наличие P_{ri} и Δr_i приводит к возникновению неуравновешенного момента центробежных сил инерции, действующего на коленчатый вал двигателей V-8 во время его вращения на балансировочном станке, определяемого по соотношению

$$\Delta M_r = 3{,}162 l_2 m_{\text{г}}\omega^2\Delta r, \qquad (5)$$

где l_2 — расстояние между серединами двух соседних шатунных шеек коленчатого вала по оси его вращения; Δr — математическое ожидание откло-

gz612.fm Page 19 Tuesday, May 29, 2012 10:22 AM

нения от номинального значения радиуса кривошипа коленчатого вала.

Значение Δr составляет

$$\Delta r = n_{ш}^{-1} \sum_{i=1}^{i=n_{ш}} \Delta r_i. \quad (6)$$

Эксцентриситет e_i между осями i-той шатунной шейки и установленного на ней балансировочного груза является причиной появления центробежной силы инерции на каждой шатунной шейке коленчатого вала, вращающегося на балансировочном станке, вычисляемой так

$$P_{ei} = m_г \omega^2 e_i. \quad (7)$$

Действующие на каждую шатунную шейку коленчатого вала двигателей V-8, вращающегося на балансировочном станке, центробежные силы инерции P_{ei} взаимно уравновешиваются. Тогда сумма P_e рассматриваемых сил, действующая на коленчатый вал двигателей V-8 при его вращении на балансировочном станке, равна нулю. В этом случае справедливо соотношение

$$P_e = \sum_{i=1}^{i=n_{ш}} P_{ei} = 0. \quad (8)$$

Вследствие наличия P_{ei} и e_i возникает неуравновешенный момент центробежных сил инерции ΔM_e, действующий на коленчатый вал двигателей V-8 во время его вращения на балансировочном станке. Его значение составляет

$$\Delta M_e = 3{,}162 l_2 m_г \omega^2 e_c, \quad (9)$$

где e_c — математическое ожидание эксцентриситета между осями i-той шатунной шейки и установленного на ней балансировочного груза.

Значение e_c определяют по формуле

$$e_c = n_{ш}^{-1} \sum_{i=1}^{i=n_{ш}} e_i. \quad (10)$$

Неуравновешенные моменты ΔM_r и ΔM_e действуют в плоскости, опережающей плоскость первого кривошипа коленчатого вала на 18°26′, вращаются вместе с валом и при неизменных его угловой скорости и параметрах Δr и e_c имеют постоянное значение. Поэтому эти моменты складываются алгебраически и создают суммарный неуравновешенный момент центробежных сил инерции ΔM_{re}, действующий на вращающийся на балансировочном станке коленчатый вал двигателей V-8 Его значение рассчитывают по зависимости

$$\Delta M_{re} = \Delta M_r + \Delta M_e. \quad (11)$$

С учетом формул (5) и (9) из уравнения (11) имеем

$$\Delta M_{re} = 3{,}162 l_2 m_г \omega^2 (\Delta r + e_c). \quad (12)$$

Момент ΔM_{re} действует на коленчатый вал и вал в сборе отремонтированных двигателей V-8 при их вращении на балансировочном станке. Рассматриваемый суммарный неуравновешенный момент, так же как и моменты ΔM_r и ΔM_e, действует в плоскости, опережающей плоскость первого кривошипа коленчатого вала на 18°26′, вращается вместе с валом и при неизменных его угловой скорости и параметрах Δr и e_c имеет постоянное значение.

Момент ΔM_{re} вызывает колебания коленчатого вала и вала в сборе на подвижных опорах балансировочного станка с частотой $n_б/60$ (здесь $n_б$ — частота вращения коленчатого вала и вала в сборе на балансировочном станке). Вынужденные колебания указанных сборочных единиц характеризуются их амплитудой A_{re}. При вращении коленчатого вала и вала в сборе на балансировочном станке их дисбалансы в плоскостях коррекции также вызывают вынужденные колебания этих узлов на подвижных опорах станка с частотой $n_б/60$. Эти колебания коленчатого вала и вала в сборе характеризуются амплитудой $A_д$. В этой связи вынужденные колебания коленчатого вала и вала в сборе, вызываемые их дисбалансами в плоскостях коррекции и суммарным неуравновешенным моментом ΔM_{re}, складываются алгебраически. Амплитуды этих колебаний также складываются алгебраически. Поэтому амплитуда $A_{rд}$ суммарных вынужденных колебаний упомянутых

gz612.fm Page 20 Tuesday, May 29, 2012 10:22 AM

сборочных единиц на подвижных опорах балансировочного станка составляет

$$A_{r\text{д}} = A_{re} + A_{\text{д}}. \quad (13)$$

Значения дисбалансов в плоскостях маховика и шкива коленчатого вала и вала в сборе пропорциональны амплитуде их вынужденных колебаний на подвижных опорах балансировочного станка и определяют по показаниям соответствующих индикаторов станка. Это справедливо только в том случае, когда вынужденные колебания указанных сборочных единиц вызывают дисбалансы в плоскостях коррекции и имеют место равенства

$$A_{re} = 0; \quad A_{r\text{д}} = A_{\text{д}}. \quad (14)$$

В реальных условиях современного ремонтного производства при капитальном ремонте двигателей V-8, в том числе рабочими объемами 4,25 и 6 л, всегда имеют место параметры Δr_i, Δr, e_i и e_c и, как следствие, неуравновешенные моменты центробежных сил инерции ΔM_{re}, ΔM_r и ΔM_e. Вследствие этого соотношения (14) не выполняются и всегда имеет место уравнение (13). Вот почему по показаниям индикаторов балансировочного станка нельзя определить действительные значения дисбалансов в плоскостях коррекции коленчатого вала и вала в сборе при ремонте рассматриваемых двигателей. Следовательно, значения этих дисбалансов, определенные по показаниям соответствующих индикаторов балансировочного станка, всегда имеют погрешность.

Она пропорциональна амплитуде A_{re} вынужденных колебаний указанных узлов на подвижных опорах балансировочного станка, вызываемых суммарным неуравновешенном моментом центробежных сил инерции ΔM_{re}. Эта погрешность равна нулю только при отсутствии упомянутого момента. Поэтому наличие суммарного неуравновешенного момента центробежных сил инерции ΔM_{re} влияет на точность настройки измерительной системы балансировочного станка, балансировки и контроля остаточных дисбалансов, определения на нем значений дисбалансов в плоскостях коррекции коленчатого вала и вала в сборе при ремонте исследуемых двигателей. Причем, чем больше значение указанного момента, тем ниже рассматриваемая точность.

Во время вращения на балансировочном станке коленчатого вала и вала в сборе двигателей Р-4, в том числе рабочим объемом 2,445 л, момент ΔM_{re} отсутствует. Однако он воздействует на вращающиеся на балансировочном станке коленчатый вал и вал в сборе двигателей V-8, в том числе с V_{st} = 4,25 и 6 л.

Приведенными теоретическими положениями и анализом и объясняется более высокая точность выполнения перечисленных выше операций при балансировке коленчатого вала и вала в сборе двигателей рабочим объемом 2,445 л по сравнению с двигателями с V_{st} = 4,25 и 6 л. Следует подчеркнуть, что этот вывод справедлив при сравнении упомянутых показателей точности балансировки указанных сборочных единиц всех конструкций и моделей двигателей Р-4 и V-8.

Более высокая точность балансировки коленчатого вала и вала в сборе при ремонте двигателей с V_{st} = 4,25 л по сравнению с двигателями рабочим объемом 6 л объясняется и наличием на маховике и шкиве коленчатого вала последних направленных дисбалансов 330 ± 50 г · мм [5]. Рассматриваемую точность снижают и погрешность создания на маховике и шкиве коленчатого вала двигателей с V_{st} = 6 л направленных дисбалансов по их значению и углу, а также широкий допуск на них, равный 100 г · мм [5]. Указанные детали двигателей рабочим объемом 4,25 л направленных дисбалансов не имеют.

Масса первоначальных, конструктивно и технологически усовершенствованных деталей КШМ номинального и ремонтных размеров для двигателей с V_{st} = 6 л, больше, чем двигателей рабочим объемом 4,25 л [2]. В связи с этим, как видно из формул (1) и (2), масса балансировочных грузов $m_{\text{г}}$, используемых при балансировке коленчатого вала и вала в сборе в процессе капитального ремонта двигателей с V_{st} = 6 л, для всех сочетаний обычных, конструктивно и технологически усо-

gz612.fm Page 21 Tuesday, May 29, 2012 10:22 AM

вершенствованных деталей КШМ номинального и ремонтных размеров больше, чем двигателей рабочим объемом 4,25 л. Поэтому при всех других неизменных факторах и условиях (формула 12) значения суммарного неуравновешенного момента центробежных сил инерции ΔM_{re}, действующего на вращающиеся на балансировочном станке коленчатый вал и вал в сборе двигателей с $V_{st} = 6$ л, больше, чем двигателей рабочим объемом 4,25 л. Это, как следует из приведенных выше теоретических положений и анализа, также является причиной более низкой точности балансировки указанных узлов при ремонте двигателей с $V_{st} = 6$ л, чем двигателей рабочим объемом 4,25 л.

Таким образом, разработана методика, позволяющая с использованием данных экспериментальных исследований с достаточной для практических целей точностью и достоверностью определять значения коэффициентов масштаба и взаимного влияния плоскостей маховика и шкива, чувствительностей индикаторов значения и угла дисбаланса балансировочного станка для указанных плоскостей коленчатого вала, вала в сборе с маховиком и в сборе с маховиком и сцеплением при ремонте автотракторных двигателей. Эти коэффициенты и чувствительности являются показателями точности балансировки перечисленных узлов.

Приведены рандомизированные планы экспериментов с целью определения рассматриваемых показателей точности балансировки указанных узлов и их значения при ремонте двигателей рабочими объемами 2,445; 4,25 и 6 л. Экспериментальными исследованиями установлено, что при использовании разработанных электрической схемы преобразователей измерительной системы балансировочного станка КИ-4274 и контрольных роторов значения упомянутых показателей точности находятся в допустимых пределах. Это позволяет с высокой точностью балансировать коленчатый вал и вал в сборе, обеспечить выпуск двигателей из ремонта с допустимыми дисбалансами в плоскостях коррекции. В результате повышаются долговечность и ВБР, снижаются вибрации и шум капитально отремонтированных двигателей.

БИБЛИОГРАФИЕСКИЙ СПИСОК

1. **Назаров, А. Д.** Повышение точности измерения дисбалансов и балансировки коленчатого вала и вала в сборе при ремонте двигателей // Грузовик &, 2007, № 9. С. 13—19.
2. **Назаров, А. Д.** Дисбалансы автотракторных двигателей: определение и нормирование. — М.: Машиностроение, 1992. — 272 с.
3. **Назаров, А. Д.** Определение точности балансировки коленчатого вала при ремонте двигателей // Ремонт, восстановление, модернизация, 2010, № 7. С. 21—25.
4. **ГОСТ 22061—93.** Машины и технологическое оборудование. Система классов точности балансировки. Основные положения. — М.: Издательство стандартов, 1996. — 135 с.
5. **Назаров, А. Д.** Коэффициенты масштаба и взаимного влияния плоскостей коррекции коленчатого вала при ремонте двигателя // Грузовик &, 2008, № 12. С. 26—30.
6. **Назаров, А. Д., Бабаев, Б. А.** Для повышения точности // Автомобильная промышленность, 1993, № 3. С. 18—22.
7. **Назаров, А. Д., Бабаев, Б. А., Яйлымов, Х. Я.** Расчет массогеометрических параметров коленчатых валов и контрольных роторов для настройки балансировочных станков // Материалы Международной научно-технической конференции "Развитие и эффективность автомобильно-дорожного комплекса в Центрально-Азиатском регионе" (1—3 ноября 2000 г., г. Ташкент). — Ташкент: ТАДИ, 2000. С. 84—86.
8. **Назаров, А. Д.** Действительные и теоретические значения массогеометрических параметров противовесов коленчатого вала и причины трудностей его балансировки // Грузовик &, 2009, № 3. С. 35—41.
9. **Назаров, А. Д.** Общая методика расчета уравновешенности двигателей V-8 и массогеометрических параметров противовесов их коленчатого вала // Грузовик &, 2010, № 11. С. 8—15.

gz612.fm Page 22 Tuesday, May 29, 2012 10:22 AM

УДК 629.113.004

В. А. Егоров, канд. техн. наук, доц., **Д. В. Галяткин**, асп., **Г. Ш. Муравкина**, канд. техн. наук, проф., МАДИ
E-mail: main@tea.madi.ru

НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ РЕАЛИЗАЦИИ МЕТОДИКИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ГРАНИЦ РАЗДЕЛЕНИЯ ТИПОВ РЕМОНТНОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ НА ДЕТАЛИ КУЗОВА АВТОМОБИЛЯ

Описаны подходы к построению методики формирования нормативов для экспертного определения вида ремонта поврежденной детали кузова автомобиля и планируемой стоимости работ.

Ключевые слова: *виды ремонта, нормативная трудоемкость, кузовной участок, эксперт, виды повреждений, модель, методика.*

(Рис. 1—8 на 3-й и 4-й полосах обложки)

С увеличением автомобильного парка растет и число дорожно-транспортных происшествий (ДТП), приводящих к повреждениям автотранспортных средств. Ущерб от аварий на дорогах достигает огромных значений. Вместе с тем, вследствие увеличившейся плотности движения, повышения надежности автомобилей и ответственности водителей число тяжелых повреждений, приводящих к полной замене кузова автомобиля, уменьшилось.

Однако число незначительных аварий, в которых автомобили получают мелкие и средние повреждения, увеличилось.

Поэтому нет оснований полагать, что в ближайшие годы будет сокращаться число обращений к страховщикам за возмещением ущерба или за получением направлений на восстановительный ремонт кузова автомобиля на СТОА. Следовательно, можно ожидать рост конфликтных ситуаций по принятию решения замены или ремонта кузовных деталей автомобиля.

В настоящее время в Российской Федерации отсутствуют единые стандарты технической экспертизы, с помощью которых можно было бы с малой погрешностью проводить оценку повреждений деталей кузовов автомобиля, которые необходимо ремонтировать или заменять.

Ремонт или замена поврежденных деталей для отечественных автомобилей производится согласно нормативной документации "Виды ремонта в зависимости от степени повреждения, деформации и коррозионного разрушения" разработанной в 70-х годах.

Вид ремонта при оценке повреждения принимается на основании площади повреждения кузовной детали и сложности работ по устранению этого вида повреждения и используемого оборудования.

Установлены следующие виды ремонта лицевых поверхностей кузовных деталей: ремонт № 0, 1, 2, 3, 4; замена; частичная замена; крупноблочный ремонт.

Наиболее часто используются, как показывает статистика:

Ремонт № 1 — выправление повреждений с площадью поверхности до 20 % в легкодоступных местах.

Ремонт № 2 — выправление повреждений со сваркой или ремонт № 1 на площади поверхности, деформированной до 50 %.

gz612.fm Page 23 Tuesday, May 29, 2012 10:22 AM

Ремонт № 3 — выправление повреждений со вскрытием и сваркой, частичным восстановлением до 30 % площади поверхности. Частичное восстановление деталей осуществляют путем устранения повреждений вытяжкой и правкой с усадкой металла, вырезкой участков, не подлежащих ремонту, изготовления ремонтных вставок из выбракованных деталей кузова или листового металла с приданием ему формы восстанавливаемой детали.

Замена — замена поврежденной детали кузова деталью из запчастей.

Трудоемкость по ремонту или замене поврежденной детали кузова берется в зависимости от вида ремонта по сборнику нормативной трудоемкости конкретной модели автомобиля на указанный вид ремонта или по технологическим процессам, составляемым заводами-изготовителями на восстановление поврежденного автомобиля.

В результате экспериментальных исследований было обследовано 1348 единиц поврежденных наружных кузовных деталей легковых автомобилей отечественного и иностранного производства (рис. 1).

В результате ДТП автомобиль получает различные виды повреждений. По фактическим наблюдениям и обработке протоколов осмотров помимо площади повреждений часто при принятии решения о виде ремонта учитываются такие виды повреждений: вмятина, излом, трещина, образование складок, образование острых складок, разрыв материала, нарушение геометрии детали, нарушение лакокрасочного покрытия, деформация ребер жесткости, растяжение материала, пробоина. Одной из основных характеристик сложности работ является также доступность зоны повреждения для ремонта и используемое при этом оборудование.

Кроме основных видов повреждений кузова и кузовных деталей, перечисленных выше, возможны их сочетания.

В отношении расчета стоимости восстановительного ремонта поврежденных деталей кузова автомобиля иностранного производства возникают многочисленные вопросы по определению трудоемкости ремонта. Значительная часть вопросов связана с определением вида ремонта, т. е. восстановление детали или ее замена. В современной практике специалисты при обслуживании и ремонте автомобилей иностранного производства не используют нормативную документацию по определению видов ремонта поврежденного автомобиля. С учетом собственного опыта, интуиции принимают решение о замене детали или ее восстановлении.

Для расчета стоимости восстановительного ремонта для автомобилей иностранного производства эксперты, страховые компании, мастера кузовных участков СТОА используют программы "AutoExpert", "Audatex" и др., реализованные на ПЭВМ, в которые интегрированы нормативные и справочные материалы. Эти программы основаны на калькуляции стоимости ремонта от полученных повреждений в результате ДТП. Система "Audatex"позволяет рассчитывать затраты на ремонт после аварий на основе базе данных, содержащей способы ремонта, цены на работы и запасные части более чем 11000 файлов с данными, имеющими информацию о 26000 моделях автомобилей от 60 производителей. Программа рассчитывает только замену поврежденных кузовных деталей. Нормативных трудоемкостей по восстановлению поврежденных кузовных деталей не имеется и задаются экспертами самостоятельно.

Как показал анализ статистики, собранной на СТОА (рис. 2, 3), среднее значение разницы трудоемкостей, заданных экспертом и мастером кузовного цеха по одному и тому же случаю, равна 2,96 ч, т. е. независимый эксперт почти всегда существенно (практически в 2 раза!) "ошибается" в меньшую сторону относительно трудоемкости, определяемой мастером кузовного участка.

В то же время мастер кузовного участка СТОА оценивает трудоемкость по ремонту кузова и кузовных деталей в среднем несколько больше (< 0,5 ч) относительно реально затраченной трудоемкости ремонта, определенной по окончании работ.

Однако при принятии решения о виде проводимого ремонта с "грубой" дискретностью (№ 1, № 2 и т. д.) расхождения между экспертом и мастером встречаются существенно реже.

В связи с этим была определена необходимость разработки методики определения границ принятия решения о виде ремонтного воздействия на детали кузова автомобиля в современных условиях. На основании анализа экспериментальных данных,

gz612.fm Page 24 Tuesday, May 29, 2012 10:22 AM

полученных ранее, была построена модель по определению границ принятия решения о виде ремонта поврежденной детали кузова автомобиля.

Суть механизма работы этой модели иллюстрируется на рис. 4—8. Все приведенные поверхности даны в зависимости от одних и тех же факторов, на одних и тех же осях:

1) суммарная площадь повреждения (вмятины), которая откладывается по оси, идущей в "глубину" картинки;

2) комплексный обобщающий коэффициент, аккумулирующий дополнительную трудоемкость, вызванную прочими сопутствующими дефектами с учетом их весомости (ось, идущая направо).

Сначала задаемся базовыми функциями (определяемыми по собранной статистике), иллюстративные варианты которых приведены на рис. 4:

а — вариант функции, иллюстрирующей изменение затрат на проведение ремонта;

б — пример вида плотности распределения вероятностей сочетания дефектов (восстанавливаемой, ремонтируемой детали).

После этого задаемся допустимым количеством видов ремонтов, границами между соседними видами ремонтов и проводим расчет среднего значения затрат по ремонту каждого вида.

На рис. 8 показано сочетание поверхностей затрат из рис. 4, *а*, произведения обеих функций, представленных на рис. 4 (*fc* — поле распределения вероятностей с весами стоимости), варианта границ, разделяющих зоны сочетаний дефектов, при которых будет проводится тот или иной вид ремонта, и условные позиции средних затрат по ремонту в этих границах, поверхность (почти горизонтальная), показывающая уровень затрат на замену соответствующей детали кузова в отдельности, например: крыло переднее левое, передняя левая дверь, задняя правая дверь и т. п. Затем проводим оценку потерь, возникающих из-за излишне подробного дробления поля принятия решения в связи с "краевыми эффектами" на границах. Сущность этой составляющей суммарной функции потерь состоит в том, что при принятии (субъективного) решения экспертом об отнесении конкретного рассматриваемого случая, требующего восстановления кузовной детали, к тому или иному виду ремонта, достоверность этого решения уменьшается при положении характеристической точки, описывающей этот случай, вблизи границы, разделяющей два вида ремонта. Это может происходить как от недостатка квалификации эксперта, так и при намеренной "подгонке" под желаемый результат. На рис. 5, *а*, 5, *б* показаны условные варианты поведения функции достоверности для двух разных границ в принятых выше осях.

В случае, когда рассматриваем взаимное (особенно близко расположенное) положение двух (и более) границ, возникает нечто вроде "туннельного" эффекта, когда снижение достоверности происходит не только вблизи границ, а распространяется и вглубь областей, определяющих сочетание дефектов, задающих тот или иной тип ремонта. Это показано на рис. 5, *в*—5, *д*, на которых видно возникновение эффекта снижения достоверности при двух границах (трех видах ремонта) (см. рис. 5, *в*, *г*) и дальнейшее снижение функции достоверности при трех и более границах (см. рис. 5, *д*).

Комплексная оценка снижения достоверности принятого решения определяется также тем, в каких зонах поля распределения возможных сочетаний дефектов проходит граница, разделяющая виды ремонтов. Так, при одной границе, проходящей в разных местах (рис. 6, *а*, *б*) снижение достоверности будет разным. Для случая (см. рис. 6, *а*), когда граница находится в зоне маловероятных сочетаний дефектов (к тому же, возможно, с небольшой стоимостью устранения), снижения достоверности решения практически не будет, в то время как для случая (см. рис. 6, *б*) граница разрезает области с высокой плотностью распределения вероятности событий, что приведет к определенному снижению достоверности решения (показано провалом в соответствующей функции на рис. 6, *б*, а также горизонтальной подрисуночной шкалой, метки на которой оценочно показывают уровень оставшейся интегральной достоверности (результата экспертизы) по всему полю сочетания дефектов) (см. рис. 2, 3).

Учитывая, что непрерывная ось принятия решения может быть принята как объединение большого числа отрезков, задающих отдельные виды ремонта № *x* (действительно, площадь повреждения оценивается в лучшем случае с точ-

gz612.fm Page 25 Tuesday, May 29, 2012 10:22 AM

ностью 5 % - следовательно, имеем не более двадцати позиций), получаем эффект плавного размывания решения и "туннельного эффекта", смещающего экспертную оценку необходимых трудовых затрат на ремонт далеко в сторону от объективной оценки, существенно увеличивая ошибку.

В случае одной границы (два вида ремонта) такого яркого эффекта не наблюдалось бы, однако при этом в суммарной функции потерь значительно увеличилась бы составляющая, связанная с "загрублением" принятия решения в связи с укрупнением зон принятия решения, соответствующих каждому виду ремонта (при уменьшении числа видов ремонтов) в связи с региональными, сезонными факторами, с мощностями станций, являющихся потребителями разрабатываемой методики наряду с независимыми экспертами.

Действительно, при создании системы оценки необходимого ремонта не по непрерывной шкале, а путем определения конечного числа видов ремонтов, для каждого такого вида ремонта должна быть определена его стоимость, представляющая средние затраты на ремонт по всему полю возможных сочетаний дефектов, принадлежащих данному виду ремонта, с учетом вероятности возникновения того или иного сочетания. Однако, как уже было сказано выше, как реальная стоимость ремонта, так и закон распределения вероятностей сочетания дефектов зависят от сезона, местности и т. д.

Кроме того, для небольших предприятий при малом потоке заявок на ремонт существует вероятность того, что за значимый (с точки зрения кредитных периодов, периодов налоговой отчетности и т. д.) промежуток времени реальные затраты станции на проведение ремонта могут существенно превысить плату, которую получит станция от страховой компании или от владельцев ремонтируемых автомобилей.

Оценочный вид опорной функции, задающей потери ($c1$), вызываемые этими эффектами, показан на рис. 7 для некоторой одной зоны. Вертикальная линия задает позицию ($x1$) средневзвешенного центра, соответствующего принятой стоимости того вида ремонта, который задается показанными границами. В данном примере функция (c1) задается как положительная разница между затратами, соответствующими координатам текущей точки поверхности a1 и затратами в точке ($x1$). Очевидно, что чем больше размеры области, тем больше будет математическое ожидание потерь. На рис. 7 также для соответствия показана функция плотности распределения вероятностей сочетания отказов с весом стоимости fc соответствующего ремонта.

На рис.8 показано сочетание упомянутых выше опорных поверхностей (и сопутствующих элементов), задающих (в качестве примера) границы принятия решения о виде ремонтного воздействия на деталь кузова автомобиля при трех видах ремонта и возможности замены детали. Здесь приняты обозначения: ri — границы между зонами принятия решения по разным типам ремонта, $z1$ — уровень затрат на замену детали, $s1$ — граница между зонами принятия решения о ремонте и о замене детали, fc — функция плотности распределения вероятностей сочетания отказов с весом стоимости соответствующего ремонта, fz — функция затрат на ремонт в зависимости от сочетания дефектов кузовной детали.

На первом этапе проводится оптимизация по числу видов ремонта и по их границам. Формирование границ между типами ремонтов осуществляется по специальным критериям, в частности, они должны состоять из отрезков прямых линий, вдоль которых значение либо одного, либо второго из задающих параметров является константой. Затем реализуемые в каждом диапазоне затраты сравниваются с затратами по замене (учитывается возможность проведения полной или частичной замены детали), после чего для каждого из рассматриваемых классов деталей кузова определяется карта принятия решения по проведению работ по восстановлению поврежденных деталей кузова автомобиля.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Кузова** легковых автомобилей. Техническое обслуживание и ремонт [Текст] / А. Ф. Синельников, С. К. Лосавио, С. А. Скрипников, Р. А. Синельников. — М.: Академкнига, 2004. — 495 с.
2. **Методическое** руководство по определению стоимости автомототранспортных средств с учетом естественного износа и технического состояния на момент предъявления РД37. 009. 015-98 с изменениями № 1, 2, 3, 4. М.: 2005. [Текст] / Ю. И. Головин, А. Е. Губанов, А. А. Иванов, А. П. Иванов, А. Ф. Коршунов, С. К. Лосавио, Л. С. Самоходкин.

gz612.fm Page 26 Tuesday, May 29, 2012 10:22 AM

УДК 629.113

А. В. Василевский, адъюнкт, Рязанское высшее воздушно-десантное командное училище имени В. Ф. Маргелова (военный институт)
E-mail: sas4219@yandex.ru

МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ВЯЗКОСТИ ДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА С УЧЕТОМ ИЗМЕНЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ

Рассмотрено использование ультразвука для улучшения прохождения топлива в системах питания дизельных двигателей при низких температурах.

Ключевые слова: *вязкость, дизельное топливо, ультразвук.*

Физико-химические свойства и чистота дизельного топлива оказывают решающее влияние на безотказность и долговечность прецизионных пар насоса высокого давления и форсунки дизеля.

При высоких температурах (от 80 °С и выше) из-за низкой термоокислительной стабильности топлива образуются продукты старения топлива в виде смол, асфальтенов и др. При отрицательных температурах фильтры системы питания топливом дизеля забиваются кристаллами льда и парафином [1].

В условиях низких температур поры фильтрующих элементов активно забиваются загустевшими парафинами и при дальнейшем снижении температуры вязкость парафиновой фракции и топлива в целом увеличивается, вплоть до полной остановки двигателя.

Для определения численного значения и контроля вязкости с целью надежной эксплуатации дизеля необходимы достоверные вязкостно-температурные зависимости дизельного топлива.

Вязкости жидкостей чувствительны к изменениям температуры. При температурах вблизи или несколько ниже нормальной точки кипения характер изменения вязкости хорошо передается зависимостью [2]:

$$\mu_L = Ae^{\frac{B}{T}}, \qquad (1)$$

где A и B — положительны; A — величина того же порядка, что и вязкость газа, а B приближенно определяется как теплота плавления, деленная на газовую постоянную. За годы, прошедшие после появления уравнения (1), предлагались буквально сотни других уравнений для нахождения зависимости вязкость—температура. Наиболее часто встречающиеся уравнения могут быть разделены на два типа: первый — уравнения, в которых вводится зависимость вязкости от объема и которые имеют следующий вид [2]:

$$\mu_L V^x = Ae^{\frac{B}{V^y T}}, \qquad (2)$$

где V — мольный объем, а значения x и y находятся в диапазоне от 0 до 1. Второй тип — это те модификации уравнения (1), которые вводят другую константу для уменьшения расхождения между получаемыми результатами и экспериментальными. Типичным примером такой зависимости является уравнение [2]:

$$\lg \mu_L = \left(\frac{C}{T^2}\right) + \left(\frac{B}{T}\right) + A, \qquad (3)$$

где C примерно равно нулю (за исключением полярных или ассоциированных жидкостей).

Уравнение (3), по-видимому, тоже является удовлетворительной эмпирической зависимостью для определения вязкости смесей.

Широкая проверка этих уравнений и других уравнений показала, что из числа зависимостей,

gz612.fm Page 27 Tuesday, May 29, 2012 10:22 AM

содержащих две константы, уравнение (1) имеет достаточную точность и, по сравнению с другими, оно более удобно в применении.

Стандартом на дизельное топливо вязкость нормируется в достаточно широких пределах, что обусловлено различием углеводородного состава перерабатываемых нефтей. Попытки ограничить вязкость топлива в узких пределах приведут к сокращению ресурсов его производства, так как потребуется снизить температуру конца кипения топлива [3].

Для снижения вязкости дизельного топлива в условиях низких температур и как следствие увеличения прокачиваемости экспериментально обосновано применение ультразвукового воздействия на застывшие парафины, что позволяет за счет эффекта ультразвуковой кавитации разорвать парафиновую решетку в застывшем топливе.

Для поддержания работоспособности топливной системы дизеля в условиях низких температур целесообразен способ ультразвуковой подготовки топлива, который позволяет обеспечить запуск двигателя, дальнейшую бесперебойную подачу дизельного топлива и выполнение возложенных на автомобильную технику задач в суровых климатических условиях.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Вихерт, М. М.** Топливная аппаратура автомобильных дизелей: конструкция и параметры [Текст] / М. М. Вихерт, М. В. Мазинг. — М.: Машиностроение, 1978. — 176 с.
2. **Свойства** жидкостей и газов: пер. с англ. / под ред. проф. В. Б. Когана. — Л.: Изд. "Химия",1971. — 704 с.
3. **Анисимов, И. Г.** Топлива, смазочные материалы, технические жидкости. Ассортимент и применение: Справочник [Текст] / И. Г. Анисимов, К. М. Бадыштова, С. А. Бнатов и др.; под ред. В. М. Школьникова. — 2-е изд. перераб. и доп. — М.: Издательский центр "Техинформ", 1999. — 596 с.

Грузовик

ВНИМАНИЮ ЧИТАТЕЛЕЙ!

ООО “ИЗДАТЕЛЬСТВО МАШИНОСТРОЕНИЕ”
принимает подписку на журнал на 2012 г.

Индексы: 37349 – “Роспечать”, 39799 – “Пресса России”, 25782 – “Почта России”

При подписке через издательство Вы
- получите журналы с первого номера;
- сэкономите на стоимости почтовой доставки;
- узнаете о новых книгах и журналах Издательства.

Постоянным подписчикам предоставляется скидка на подписку и публикацию рекламных объявлений.

Присылайте заказ и обращайтесь за дополнительной информацией
в отдел продаж, маркетинга и рекламы. 107076, Москва, Стромынский пер., д.4.
Тел.: (499) 269-66-00, 269-52-98; факс (499) 269-48-97.
E-mail: realiz@mashin.ru; www.mashin.ru

gz612.fm Page 28 Tuesday, May 29, 2012 10:22 AM

УДК 629.113.004.67

А. С. Денисов, д-р техн. наук, профессор, СГТУ имени Гагарина Ю. А., заведующий кафедрой, г. Саратов, e-mail: denisov0307@yandex.ru,
Б. Ф. Тугушев, канд. техн. наук, СГТУ имени Гагарина Ю. А., доц., г. Саратов, e-mail: tugushev@mail.ru,
Е. Ю. Горшенина, канд. техн. наук, СГТУ имени Гагарина Ю. А., доцент, г. Саратов, e-mail: ekaterina_84_07@mail.ru,
Е. А. Литвинов, СГТУ имени Гагарина Ю. А., студент, г. Саратов

РАЗВИТИЕ УСТАЛОСТНЫХ РАЗРУШЕНИЙ С УЧЕТОМ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА АВТОТРАКТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Проведен анализ усталостной прочности, усталостных разрушений и остаточного ресурса коленчатого вала двигателя КамАЗ-740. Обоснованы теоретические зависимости и сделаны соответствующие выводы о путях повышения ресурса.

Ключевые слова: *коленчатый вал, усталостное разрушение, стержневая система, фотоупругость, метод конечных элементов.*

Износ и усталость являются лимитирующими факторами, определяющими служебную долговечность коленчатых валов (КВ) и их выносливость. На усталостную прочность КВ оказывает влияние множество факторов технологического, организационного и эксплуатационного характера.

Поскольку при изготовлении КВ [1] использовались различные виды термо- и механической обработки наблюдается существенная вариация свойств и усталостных характеристик КВ.

При работе КВ 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 которых вызывает появление упругих колебаний КВ (изгибных и крутильных). Особенно высокие нагрузки несут шатунные шейки и щеки КВ. Характер разрушений элементов КВ показывает на преимущественное действие изгибающих моментов и меньшее действие крутящего момента. Усталостные разрушения (трещины) начинаются в области концентраторов напряжений (галтели, отверстия для смазки, грязеуловители). Нарастание степени усталостных разрушений в элементах КВ в процессе эксплуатации носит преимущественно стохастический характер.

Наиболее часто усталостное разрушение вала происходит по щеке в зоне перекрытия шатунных и коренных шеек (рис. 1), которое для двигателей КамАЗ-740 составляет 27,5 мм при номинальном размере шеек.

Для нормальных напряжений σ_u от изгибающей нагрузки справедливо:

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{и}}}{W}, \qquad (1)$$

где M_u — изгибающий момент (в процессе эксплуатации практически не меняется); W — момент сопротивления сечения на изгиб.

При перешлифовывании коренных и шатунных шеек на последний ремонтный размер перекрытие сокращается на 2 мм (7,2 %). Расчеты показывают, что уровень напряжений изгиба повышается при этом в среднем на 8 %.

gz612.fm Page 29 Tuesday, May 29, 2012 10:22 AM

Рис. 1. Форма усталостного разрушения коленчатого вала по щеке

Существенно снижается несущее сечение в процессе эксплуатации вследствие распространения усталостных трещин от очагов (в данном случае галтелей), что показано на рис. 1. Для анализа силового взаимодействия шатунной и коренной шеек в зоне их перекрытия рассмотрим плоскую модель, представленную на рис. 2, *а*. Здесь Z — равнодействующая сила, передаваемая от шатунов; Z_A, Z_B — реакции опор. Для простоты рассмотрим только правую часть модели, где $l_щ$ — толщина щеки; $l_{кш}$ — длина коренной шейки; p — величина перекрытия шеек.

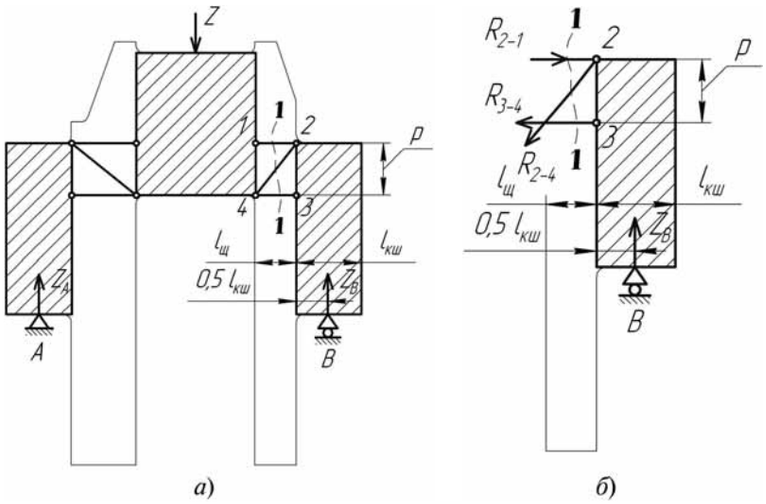


Рис. 2. Плоская модель кривошипа коленчатого вала (*а*) и схема для определения усилий (*б*)

В зоне перекрытия сплошной металл заменен неизменяемой стержневой системой, состоящей из стержней *2—1*, *2—4* и *3—4*. Сами стержни имеют шарнирные соединения в соответствующих узлах и могут испытывать только осевые нагрузки в виде растягивающих или сжимающих усилий. Если рассечь стержневую систему линией *1—1* и рассмотреть правую часть (рис. 2, *б*), можно легко определить усилия в самих стержнях.

Для разработки модели, пригодной к анализу процесса разрушения, представим схему перекрытия шеек в виде рис. 3, *а*.

Исходя из нее, для величины перекрытия шеек *p,* имеем:

$$p = R_к + R_ш - r, \qquad (2)$$

где $R_к$ — радиус коренной шейки; $R_ш$ — радиус шатунной шейки; r — радиус кривошипа. Для КВ двигателя КамАЗ-740 при радиусе кривошипа 60 мм, номинальном диаметре коренной шейки 95 мм и шатунной — 80 мм величина p соответствует 27,5 мм.

Таким образом, мы можем так же с некоторыми допущениями представить опасное сечение в виде плоской модели, к которой приложено растягивающее усилие (рис. 3, *б*).

Модель представляет собой равнобедренную трапецию, верхнее и нижнее основания которой равны длинам опорных дуг $l_к$ и $l_ш$, а высота равна величине l (для КВ двигателя КамАЗ-740 вычисленные значения представлены на рис. 3, *б*). Верхнее основание имеет распределенную связь по оси Y и лишено перемещений по оси X. Нижнее основание нагружено распределенной (условно считаем, что равномерно распределенной) нагрузкой q, направленной вдоль оси Y, также нижнее основание лишено перемещений вдоль оси X. Отсутствие перемещений по оси X моделирует влияние на опасное сечение оставшейся части щеки, включая противовес, которые не испытывают рассматриваемых нагрузок. Проведенный эксперимент на прозрачной модели в поляризованном свете (рис. 4) показал сходство линий распределения напряжений с линиями развития трещин в перекрытии шеек

gz612.fm Page 30 Tuesday, May 29, 2012 10:22 AM

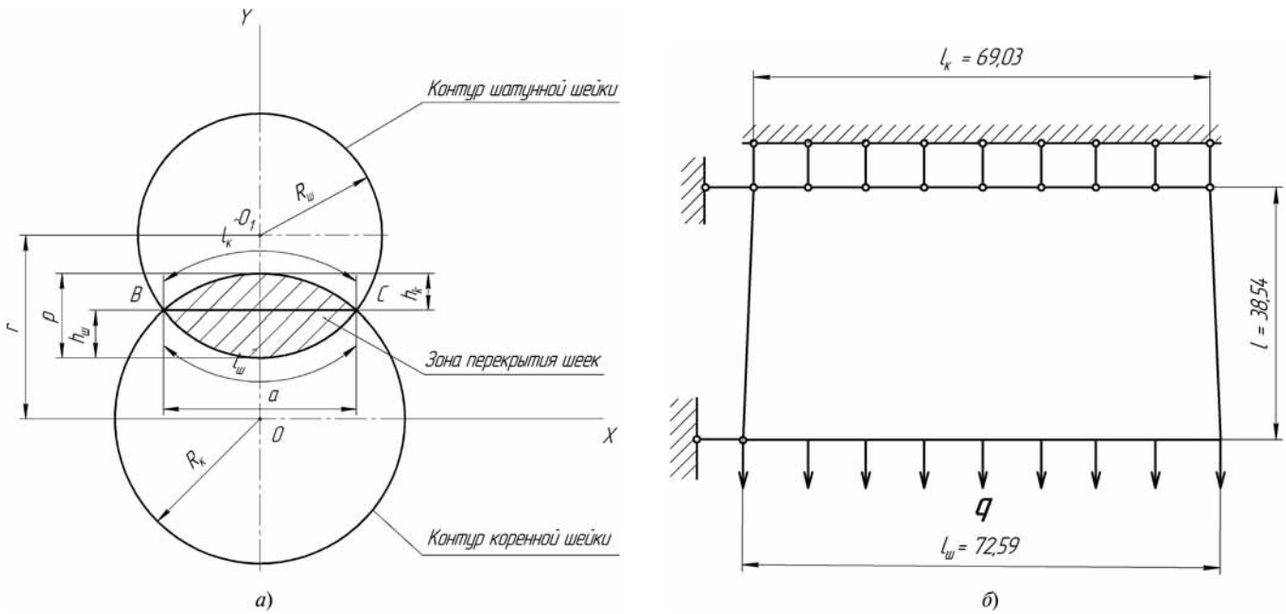


Рис. 3. Схема перекрытия шеек коленчатого вала (*а*), плоская модель опасного сечения и схема ее нагружения (*б*)

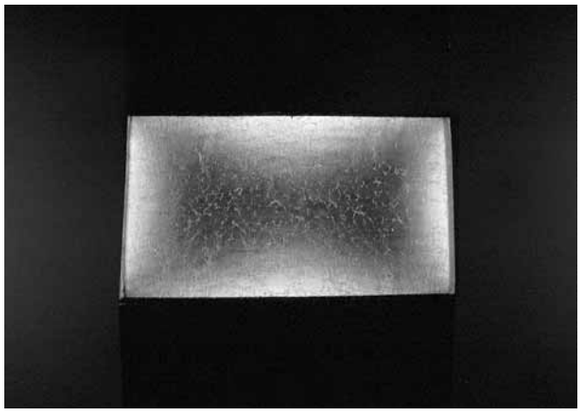


Рис. 4. Распределение напряжений в прозрачной модели, видимое в поляризованном свете

на реальной детали (см. рис. 1). При совершенствовании коленчатого вала и обосновании способов его восстановления необходимо учитывать особенности усталостных разрушений. Это в первую очередь относится к недопущению холодной правки валов, что снижает усталостную прочность на 30 % и более [2, 3]. Аналогичное действие оказывает сетка микротрещин в зоне разъема штампа (на 20—40 %) [2, 3]. Накатка галтелей роликом повышает усталостную прочность на 15 % [2, 3].

Все эти факторы следует учитывать и при разработке технологий восстановления вала.

Главным критерием любого моделирования в рассматриваемой области является соответствие характера разрушения реального объекта с характером прогнозируемого разрушения модели [4]. Объектом исследования служил коленчатый вал двигателя КамАЗ-740, восстановленный с использованием наплавочной технологии, выполненной под слоем флюса АН-348А проволокой 1,6Нп-30ХГСА ГОСТ 10543—98. Вал был наплавлен и прошлифован, после чего проводились эксплуатационные испытания до момента его разрушения. Разрушение произошло в двух местах: поперек четвертой кривошипной шейки со стороны заднего торца детали и в зоне прилегающей щеки со стороны переднего фланца вала (рис. 5).

Классическая схема нагружения для расчета коленчатого вала представлена на рис. 6 [5]. При проектировании коленчатого вала его размеры намечают на основании ориентировочных эмпирических соотношений, согласуя их с компоновочными размерами двигателя. Расчетными нагрузками при этом являются радиальная Z и тангенциальная T (действующая на плече, равном радиусу кривошипа r) составляющие суммарных сил. Точный расчет коленчатого вала на прочность, вследствие сложности его формы, практически невозможен [5]. Представим расчет ко-

gz612.fm Page 31 Tuesday, May 29, 2012 10:22 AM

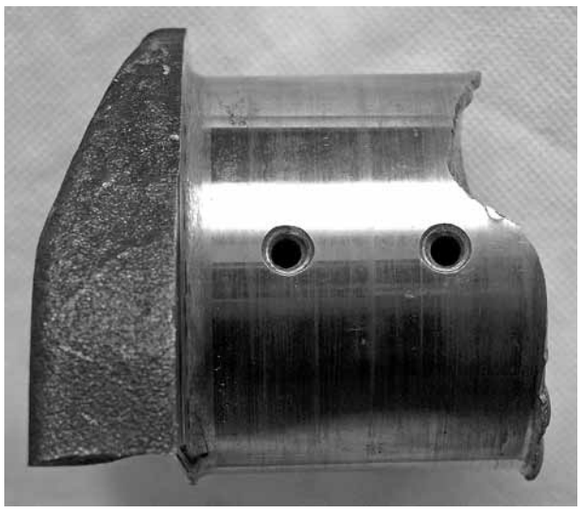


Рис. 5. Характер разрушения шейки коленчатого вала в результате эксплуатационных испытаний

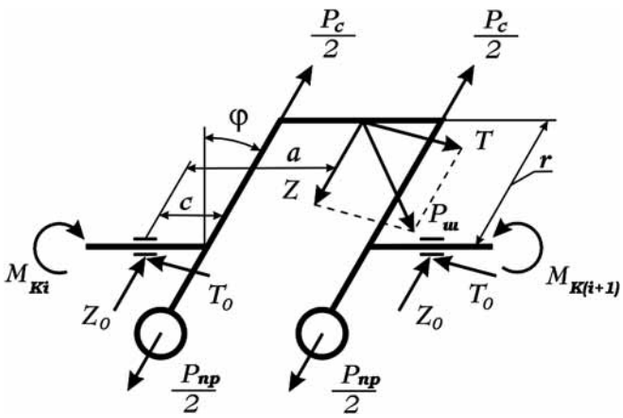


Рис. 6. Классическая расчетная схема коленчатого вала [5]

ленчатого вала как плоской двухопорной рамы, один конец которой опирается на подвижный шарнир, а другой — на неподвижный. Осевые нагрузки при этом отсутствуют.

Анализ причин поломок коленчатых валов показывает, что в большинстве случаев они являются следствием усталости материала детали и наиболее опасными при этом участками коленчатого вала являются те, где может возникнуть значительная концентрация напряжений (края отверстий для смазки, сопряжения щек с шейками). Практика показывает, что в предельном состоянии коленчатый вал, как правило, бывает разрушен в результате действия нормальных напряжений, вызванных изгибающими нагрузками в плоскости кривошипа. Крайне редко коленчатые валы имеют характерный вид разрушения от кручения. Теоретически процесс распределения внутренних напряжений в коленчатом вале можно описать, применяя сеточные или вариационные методы расчета. Метод конечных элементов относится к разряду вариационных.

Модель возможной картины разрушения основывалась на использовании метода конечных

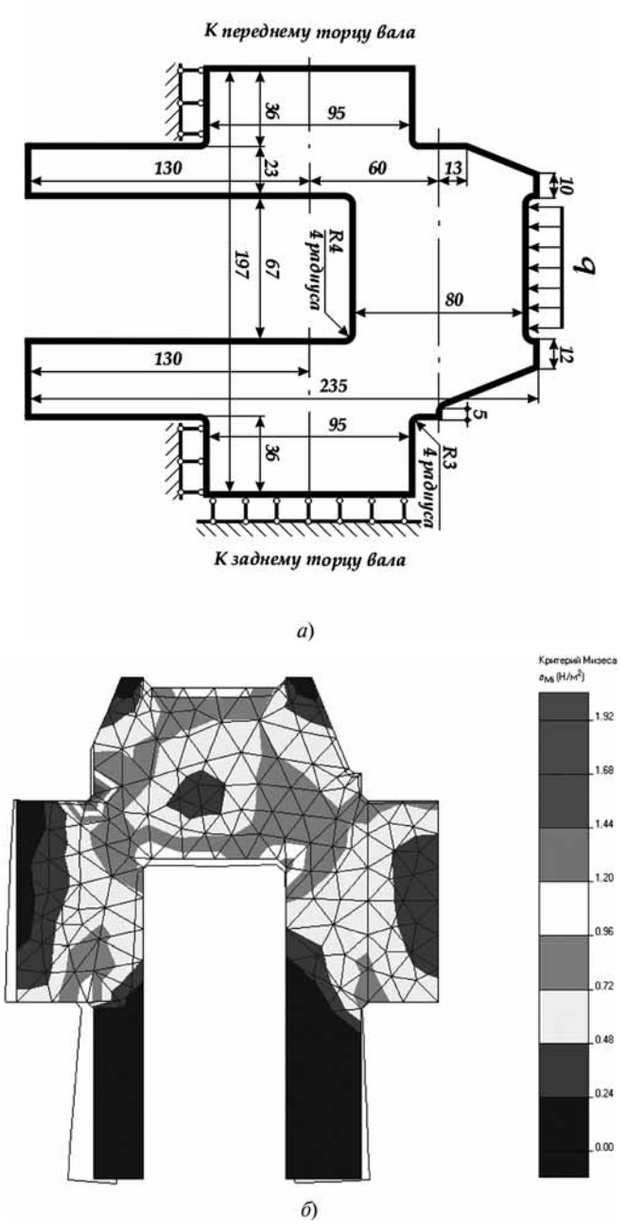


Рис. 7. Схема нагружения модели четвертого кривошипа коленчатого вала двигателя КамАЗ-740 (*а*) и результаты расчета (*б*)

gz612.fm Page 32 Tuesday, May 29, 2012 10:22 AM

элементов с рядом допущений (рис. 7, *а*, *б*). Аппроксимация проводилась треугольными элементами. Схема предусматривала 194 узла, что было вполне достаточно для визуализации результатов. Расчет осуществлялся в среде программы Elcut 4.2, оценка напряженного состояния проводилась по критерию фон Мизеса. Результаты расчета представлены на рис. 7, *б*. Теперь можно сравнить данные рис. 5 и рис. 7, *б*. На обоих рисунках справа (со стороны заднего торца вала) видна характерная *S* — образная область, проходящая поперек кривошипной шейки. Расположение на рис. 7, *б* области напряженного состояния слева от кривошипной шейки (со стороны переднего торца вала) также близка к картине профиля излома, изображенного на рис. 5. Идентификация этих областей необходима для проведения исследований усталостных трещин при дефектоскопии коленчатого вала при его ремонте.

Для оценки усталостной прочности КВ различного состояния были использованы результаты стендовых усталостных испытаний, выполненных совместно НТЦ ОАО "КамАЗ" и ВНИИТУВИД "Ремдеталь" [6—9]. Испытания проводили на универсальной испытательной машине резонансного типа Л11-20, обеспечивающей установку КВ без разрезания на отсеки. Испытания проведены так, чтобы образцы (кривошипы с одной шатунной и с двумя смежными коренными шейками) одного фиксированного размера шеек максимально отражали вариацию сопротивления усталости всей партии опытных КВ, снятых с конвейера. Это относится как к основным (при переменном изгибе), так и к контрольным (при переменном кручении) испытаниям.

Объектами исследований служили КВ дизелей КамАЗ-740: новые серийного исполнения, ремонтных размеров и изделия с дефектами на шейках в виде трещин, задиров и схватывания.

Труднее всего обеспечить изгибную прочность КВ, следовательно основным методом оценки старения их в условиях эксплуатации должны быть усталостные испытания КВ при переменном чистом изгибе с симметричным циклом нагружения. Влияние кручения на усталостную прочность КВ возможно оценить относительно различных дефектов на шейках (трещины, задиры). Существует множество математических моделей кривых многоцикловой усталости [6—9], не вдаваясь в физический смысл, примем как аппроксимирующую зависимость числа циклов до разрушения *N* от амплитуды нагружающего момента M_a (изгиба или кручения) в виде экспоненты с двумя параметрами:

$$N = N_o e^{-bM_a}, \qquad (3)$$

где N_o — число циклов нагружения при $M_a = 0$ (это условный параметр, так как усталостных разрушений при этом нет); *b* — параметр, характеризующий крутизну кривой усталости. В качестве базового условия испытаний был принят $N_б = 10^7$ циклов [6—9]. Исходя из этого оценивали значение предельного момента выносливости (предела выносливости) M_{-1}^{∞} при $N_б$.

Результаты усталостных испытаний валов и образцов на изгиб приведены на рис. 8, 9 и в табл. 1.

В табл. 1 приведены параметры экспоненциальной зависимости и значения предельного момента выносливости при $N_б = 10^7$, а также приведены значения M_{-1}^{∞} по математической модели [6—9].

Из табл. 1 видно, что погрешность аппроксимации результатов эксперимента (судя по параметру r^2) незначительна. На рис. 8 видно, что кривые для сталей российского, японского и германского произ-

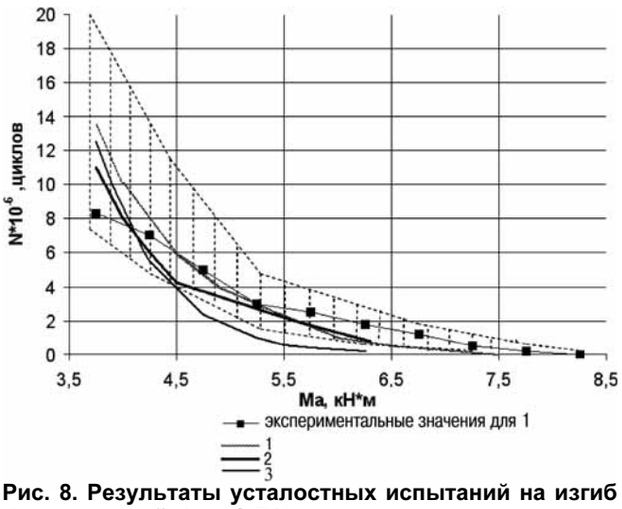


Рис. 8. Результаты усталостных испытаний на изгиб КВ двигателей КамАЗ-740 из стали:

1 — российского производства; *2* — японского производства; *3* — германского производства. Заштрихованная область соответствует доверительной вероятности *p* = 0,9

gz612.fm Page 33 Tuesday, May 29, 2012 10:22 AM

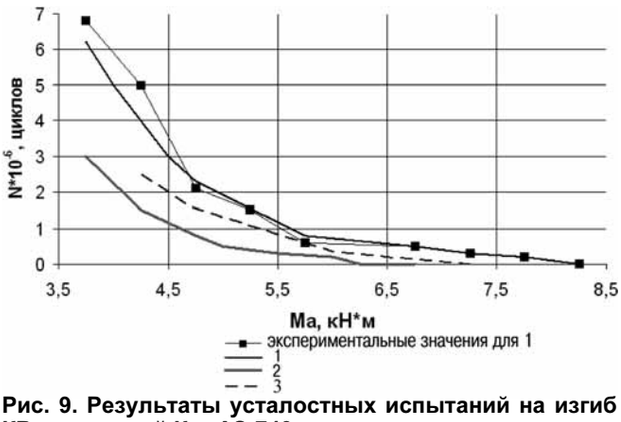


Рис. 9. Результаты усталостных испытаний на изгиб КВ двигателей КамАЗ-740:

1 — нормально изношенных; *2* — аварийно изношенных; *3* — новых, прошлифованных под 4-й ремонтный размер

водства практически входят в эту область. Различие в предельном моменте выносливости по этим сталям также незначительны (4...4,5 %).

Незначительно отличается M_{-1}^{∞} для новых КВ, прошлифованных под 4-й ремонтный размер — это обусловлено незначительным изменением момента сопротивления сечения щеки [8]. Существенно отличаются параметры кривых усталости для нормально изношенных и особенно аварийно изношенных КВ (рис. 9, табл. 1). Снижение усталостной прочности КВ обусловлено: накоплением усталостных повреждений (в виде трещин) в процессе эксплуатации; снижением твердости шеек при задирах; нарушением режимов шлифования, геометрии шеек (радиусов галтелей).

Анализ твердости шеек КВ ремонтного фонда (28 штук) показал ряд особенностей. На нормально изношенных шейках средняя твердость изменяется с 56,5 до 54 единиц HRC (4...5 %) при допуске 47...63 единиц HRC [10], то есть незначительно. Все шейки без задиров имеют твердость в пределах поля допуска, в среднем 57 единиц HRC. На шейках с задирами средняя твердость составляет 45 единиц HRC, причем ниже предельной находятся 64 % шеек. Поэтому после перешлифовывания таких шеек требуется их упрочнение. При перешлифовывании шеек под ремонтный размер нарушаются допуски на радиус галтелей. Если на новых КВ радиус галтелей шатунных шеек (ШШ) находился в пределах 3,5...4 мм (в среднем 3,98 мм) при допустимом 4 ± 0,15 мм, а радиус галтелей коренных — в пределах 2,5...3 мм (в среднем 2,94 мм) при допустимом 3 ± 0,15 мм, то на перешлифованных КВ соответственно на шатунных шейках от 2 до 4,5 мм (в среднем 3,8 мм, за пределами поля допуска 15 % галтелей), а по коренным от 2 до 3,5 мм (в среднем 2,66 мм, за пределами поля допуска 22 %). Кроме того, есть случаи выполнения некруговых галтелей (5 %). Все это повышает концентрацию напряжений и снижает усталостную прочность КВ.

Аналогичные результаты показали и усталостные испытания на симметричное кручение, которые отражены на рис. 10 и в табл. 2. На рис. 10 заштрихована доверительная область при доверительной вероятности $p = 0{,}9$. Из рис. 10 видно, что все три кривые входят в 90-процентную доверительную область. Следовательно, различие в параметрах незначительно. У нормально изношенных КВ предельный момент выносливости на

Таблица 1

Параметры экспоненциальной зависимости числа циклов до разрушения от амплитуды изгибающего момента

Характеристика валов	Число испытаний	Параметр				
		$No \cdot 10^{-6}$	b	r^2	M_{-1}^{∞}, кН · м	M_{-1}^{∞} [10—12], кН · м
Новые из металла:						
российского производства	89	692,56	1,0303	0,939	4,05	4,53
японского производства	19	393,59	0,9401	0,798	3,90	4,28
германского производства	36	6442	1,6644	0,874	3,88	3,54
Нормально изношенные	105	233,27	0,9692	0,982	3,25	3,43
Аварийно изношенные	33	432,25	1,3345	0,906	2,82	3,97
Новые, 4-го ремонтного размера	8	12 147	1,7445	0,975	4,06	4,27

gz612.fm Page 34 Tuesday, May 29, 2012 10:22 AM

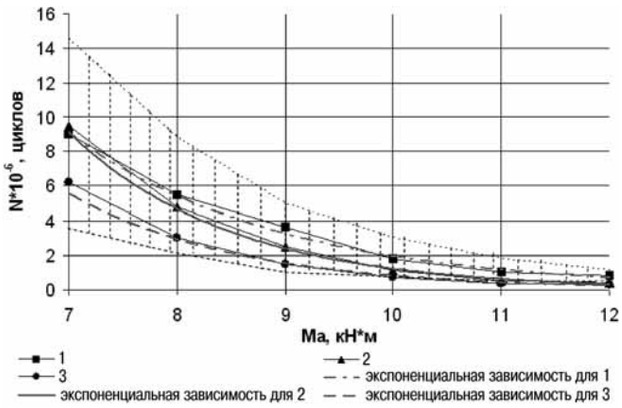


Рис. 10. Результаты усталостных испытаний КВ двигателей КамАЗ-740 на симметричное кручение:

1 — новых; *2* — нормально изношенных; *3* — аварийно изношенных

кручение в среднем на 3 % ниже, чем у новых, а у аварийно изношенных — на 10 %.

Следовательно, основное влияние на остаточный ресурс оказывает усталостная прочность КВ при изгибе. Таким образом, в результате усталостных повреждений КВ в процессе эксплуатации уменьшаются их усталостная прочность и остаточный ресурс (особенно при аварийных повреждениях шеек на 44 %). Также на усталостную прочность существенно влияет качество шлифования шеек при ремонте (радиус галтелей). Характеристики кривых усталости имеют вариацию, обусловленную различием в поставках стали, и в технологических режимах. Эти факторы необходимо учитывать при определении общей долговечности вала.

В целях выяснения причин разброса усталостной прочности КВ проведены металлографические исследования образцов. Замеры твердости и глубины закаленного слоя производились на образцах, вырезанных в продольном направлении. Анализ химического состава, неметаллических включений, твердости основного металла выявил соответствие КВ требованиям чертежа по нижней границе твердости, заданной чертежом. По чертежу $HRC_э$ 53...63, фактически $HRC_э$ 53...55. Коленчатые валы с различным пределом усталости имеют различную глубину закаленного слоя галтели по *R4* под углом 45° к поверхности (*R4* 45°), как показано на образце фрагмента шатунной шейки (рис. 5). В пределах одной шейки также отмечается различие по глубине закаленного слоя по *R4* 45°. Фокус развития трещины также берет свое начало по радиусу *R4* 45°. Глубина закаленного слоя галтели *h* по *R4* 45°, соответствующая валам с пределом выносливости, равна: $2M_{из} = 9$ кН · м, $h = 2{,}4$ мм; $2M_{из} = 7$ кН · м, $h = 0{,}9$ мм. При этом глубина закаленного слоя соответствует требованиям чертежа завода-изготовителя, $h = 0{,}8...3{,}0$ мм.

Таким образом, выявлена зависимость предела выносливости коленчатого вала на изгиб от глубины закаленного слоя по галтели, даже в случае изготовления вала из качественного металла. В пределах глубины закаленного слоя галтели, заложенного в чертеж, не обеспечивается стабильность качества коленчатого вала. В связи с этим минимальная глубина закаленного слоя галтели под углом 45° к поверхности шеек должна быть не менее 2 мм.

На усталость КВ при кручении значительное влияние оказывает полировка маслоподводящих каналов. Предел выносливости при применении полировки повышается на 14 %. При электрохимичекой полировке предел выносливости коленчатых валов на 12,5 % выше, чем при ручной полировке.

Собранные статистические данные по количеству усталостных трещин и их средней длине на КВ двигателей КамАЗ-740 и ЯМЗ-238 в зависимости от на-

Таблица 2

Параметры экспоненциальной зависимости числа циклов до разрушения от амплитуды крутящего момента

Характеристика валов	Число валов	Параметры			
		$N_0 \cdot 10^{-6}$	b	r^2	M_{-1}^{∞}, кН · м
Новые	32	381,14	0,5155	0,984	6,90
Нормально изношенные	13	1129,9	0,6889	0,998	6,70
Аварийно изношенные	15	917,34	7,13	0,967	6,29

gz612.fm Page 35 Tuesday, May 29, 2012 10:22 AM

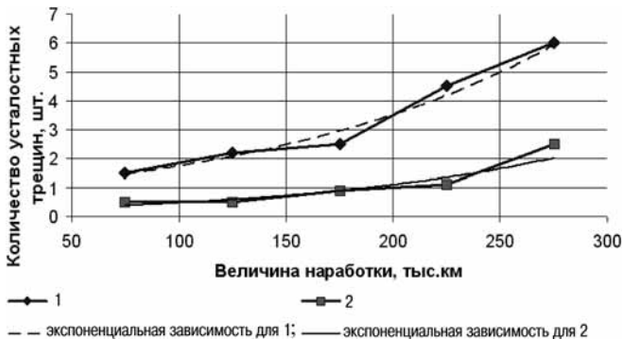


Рис. 11. Статистические данные по количеству усталостных трещин в зависимости от наработки:

1 — для КВ двигателя КамАЗ-740; *2* — для КВ двигателя ЯМЗ-238

Рис. 12. Статистические данные по средней длине усталостных трещин в зависимости от наработки:

1 — для КВ двигателя КамАЗ-740; *2* — для КВ двигателя ЯМЗ-238

работки (всего проанализировано около 450 валов) подтверждают экспоненциальный характер усталостного разрушения КВ (рис. 11, 12, табл. 3). В процессе анализа технического состояния двигателей КамАЗ-740 и ЯМЗ-238, поступивших в капитальный и текущий ремонт, определяли также количество поломанных КВ. Количество поломанных валов увеличивается с ростом наработки также по экспоненциальной зависимости (рис. 13, табл. 3). Судя по коэффициенту r^2 экспоненциальная зависимость имеет близость к экспериментальными данными. Приведенные данные свидетельствуют также о значительном влиянии материала КВ и условий работы на интенсивность усталостного разрушения. Коленчатый вал двигателей ЯМЗ-238 изготовлен из марганцевой стали 50Г (или 50Г-СШ), имеющей хорошие усталостные характеристики, а вал двигателей КамАЗ-740 изготовлен из штамповой стали 42ХМФА, которая имеет склонность к трещинообразованию при хорошей износостойкости.

Таблица 3

Параметры зависимости показателей усталостного разрушения коленчатого вала от наработки двигателей

Показатели технического состояния	Параметры		
	y_0	b	r^2
Количество трещин, шт.:			
КамАЗ-740	0,793	0,0075	0,984
ЯМЗ-238	0,076	0,0125	0,966
Средняя длина усталостной трещины, мм:			
КамАЗ-740	0,805	0,0090	0,993
ЯМЗ-238	0,428	0,0089	0,958
Средняя доля поломанных коленчатых валов, %:			
КамАЗ-740	0,264	0,00128	0,962
ЯМЗ-238	0,088	0,0118	0,987

Кроме того, номинальная частота вращения КВ двигателей ЯМЗ-238 составляет 2100 мин$^{-1}$, а КамАЗ-740 — 2600 мин$^{-1}$, что существенно повышает уровень амплитуды циклических нагрузок у последних. Давление в системе смазки двигателей ЯМЗ-238 в среднем в 1,6 раза выше, чем у двигателей КамАЗ-740, что также повышает вероятность контакта шеек и вкладышей.

Все эти факторы обусловливают большую интенсивность усталостных разрушений КВ двигателей КамАЗ-740, чем ЯМЗ-238 от 2 до 4 раз. В ре-

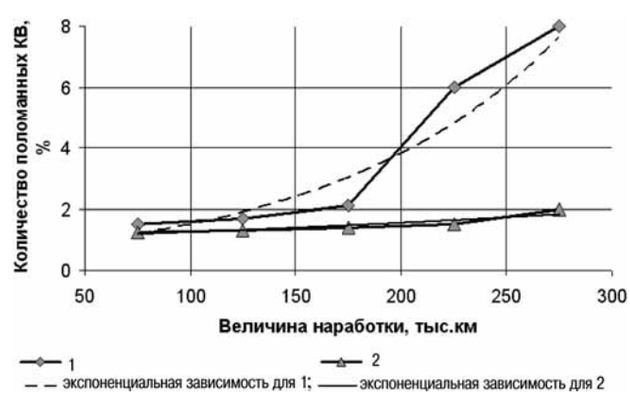


Рис. 13. Статистические данные по количеству поломанных КВ:

1 — для двигателей КамАЗ-740; *2* — для двигателей ЯМЗ-238

зультате, к наработке КВ двигателя КамАЗ-740 около 200 тыс. км средняя длина трещин достигает предельных значений 4 мм (см. рис. 12), при которых обычно вал ремонтируют. Перешлифовывание их под очередной ремонтный размер лишь в половине случаев устраняет эти трещины. К этой же наработке количество поломанных КВ достигает 4 % (рис. 13).

Даже при восстановлении этих КВ наплавкой при дефектовке отбраковывается более половины ремфонда с наработкой более 200 тыс. км. Усталостная прочность восстановленных наплавкой КВ двигателей КамАЗ-740 еще ниже, чем не восстановленных, так как в элементах вала уже накоплены значительные усталостные повреждения, которые не всегда возможно обнаружить при дефектовке.

Выводы. Основными направлениями повышения качества коленчатого вала, работающего в условиях повторнопеременных динамических нагрузок и гидроабразивного износа, являются: выбор химического состава металла и способа его получения; вид и качество химико-термической обработки; снижение концентраций напряжений за счет улучшения механической обработки и конструкции элементов (галтели, масляные каналы); совершенствование методов усталостных испытаний; обеспечение ремонтопригодности в течение всего эксплуатационно-ремонтного цикла. Основные разрушения КВ происходят под действием изгибающих нагрузок, вызывающих нормальные напряжения, что подтверждается картиной распространения трещин. При моделировании необходимо учитывать наличие растягивающих напряжений в зоне перекрытия шеек. Результаты расчета по методу конечных элементов подтверждаются характером разрушения детали. При дефектовке следует особое внимание обращать на поперечные трещины в области галтелей длиной более 4 мм.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Денисов, А. С.** Анализ результатов экспериментального исследования напряженно-деформированного состояния коленчатого вала в процессе эксплуатации [Текст] / А. С. Денисов, А. Т. Кулаков, Б. Ф. Тугушев, Е. Ю. Горшенина, А. А. Видинеев // Ремонт, восстановление, модернизация. — 2011, № 1. — С. 28—34.
2. **Повышение** надежности дизелей ЯМЗ и автомобилей КрАЗ / Под ред. Н. С. Ханина. — М.: Машиностроение, 1974. — 288 с.
3. **Долецкий, В. А.** Увеличение ресурса машин технологическими методами [Текст] / В. А. Долецкий и др. // Двигатели. Надежность двигателей. — М.: Машиностроение, 1978. — 216 с.
4. **Техническая** эксплуатация автомобилей / Под ред. Е. С. Кузнецова. — М.: Транспорт, 1983. — 488 с.
5. **Автомобильные** и тракторные двигатели. Часть II. Конструкция и расчет двигателей / К. Г. Попык, К. И. Сидорин, А. В. Костров; под ред. И. М. Ленина. — М.: Высшая школа, 1976. — 280 с.
6. **Бурумкулов, Ф. Х.** Методика прогнозирования остаточного ресурса по усталости восстановленных коленчатых валов по результатам стендовых испытаний [Текст] / Ф. Х. Бурумкулов, Л. М. Лельчук, В. А. Денисов // Труды ГОСНИТИ. 1989. Т. 89. — С. 51—59.
7. **Бурумкулов, Ф. Х**. Математическая модель усталостной долговечности коленчатых валов с учетом вероятности отказа [Текст] / Ф. Х. Бурумкулов, Л. М. Лельчук, В. А. Денисов // Труды ГОСНИТИ. 1989. Т. 86. — С. 24—30.
8. **Оценка** сопротивления усталости и триботехнической работоспособности ремфонда коленчатых валов двигателей КамАЗ-740, имеющих трещины, задиры и прогибы с выдачей рекомендаций о возможности использования этих валов // Отчет НТЦ "КамАЗ" и ВНПО "Ремдеталь" / Под руков. Ф. Х. Бурумкулова. М., 1990. — 150 с.
9. **Степанов, А. Г.** Технологии и средства повышения долговечности коленчатых валов двигателей внутреннего сгорания оптимальным использованием ремонтного припуска: дис. докт. техн. наук: 05.20.03 / Степанов Александр Григорьевич. — М., 2003. — 608 с.
10. **Азаматов, Р. А.** Восстановление деталей автомобиля КамАЗ [Текст] / Р. А. Азаматов, В. Г. Дажин, А. Т. Кулаков, А. И. Модин. — Набережные Челны: КамАЗ, 1994. — 215 с.
11. **Никишин, В. Н.** Обеспечение качества коленчатого вала автомобильного дизеля [Текст] / В. Н. Никишин, А. Т. Кулаков, А. С. Денисов, А. А. Видинеев // Вестник Сарат. гос. техн. ун-та. — 2006, № 4. — С. 69—76.
12. **Исследование** ремонтопригодности коленчатых валов двигателей КамАЗ // Технический отчет НТЦ КамАЗ. Набережные Челны. 2004. — 56 с.

gz612.fm Page 37 Tuesday, May 29, 2012 10:22 AM

УДК 629.3302-592

Т. Г. Крыжановская, канд. техн. наук, доц., **А. А. Алимов**, инж., МГТУ "МАМИ"
E-mail: ipk2@mail.ru

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ АВТОМОБИЛЯ МЕТОДОМ НЕЙРОСЕТЕВОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Рассмотрена проблема безопасности движения автомобиля при определенных условиях (т. е. излагается контроль тормозного пути).

Ключевые слова: *движение автомобиля, диагностика тормозов, нейросетевое моделирование.*

Современный автомобиль — сложная система, совокупность совместно действующих элементов — агрегатов и механизмов, обеспечивающих выполнение ее функций.

В процессе эксплуатации автомобиль взаимодействует с окружающей средой, а его элементы взаимодействуют между собой. Это взаимодействие вызывает нагружение деталей, их взаимные перемещения, трение, нагрев, химические преобразования и изменение в процессе работы физических величин и конструктивных (или структурных) параметров: размеров, взаимного расположения деталей, зазоров, электрических и других величин. Техническое состояние автомобиля или агрегата [1] определяется совокупностью изменяющихся свойств, характеризуемых текущими значениями конструктивных параметров: y_1, y_2, y_3, ..., y_n. Например, для тормозов — размеры тормозных накладок, барабанов и зазоры между ними.

Возможность непосредственного измерения конструктивных параметров без частичной или полной разборки большинства агрегатов и механизмов ограничена. Для этих целей при определении технического состояния пользуются косвенными величинами или так называемыми диагностическими параметрами, которые связаны с конструктивными параметрами и дают о них ту или иную информацию. Например, о техническом состоянии двигателя можно судить по изменению его мощности, расходу масла, компрессии в цилиндрах, содержанию продуктов износа в масле и т. д.

Различают параметры выходных рабочих процессов, определяющие основные функциональные свойства автомобиля или агрегата (мощность двигателя, тормозной путь автомобиля); параметры сопутствующих процессов (нагрев, вибрация, содержание продуктов износа в масле); геометрические (конструктивные) параметры, определяющие связи между деталями в агрегате или механизме и между отдельными агрегатами и механизмами (зазор, ход, вид посадки и другие).

В процессе работы автомобиля параметры его технического состояния изменяются от начальных или номинальных значений $y_н$ до предельных $y_п$, что обусловливает соответствующее изменение и диагностических параметров от $S_н$ до $S_п$. Например, при работе тормозов в результате изнашивания тормозных накладок и барабанов происходит увеличение зазора у между накладками и тормозными барабанами, что вызывает рост тормозного пути $S_т$ (рис. 1). Предельному значению тормозного пути $S_{тн}$, который регламентирован технической документацией (в данном случае — правилами дорожного движения), соответствует предельное значение зазора $y_п$ в тормозном механизме, а ему — в свою очередь и пробег $l_р$, при котором зазор $y_п$ и тормозной путь достигают предельного значения $S_{тн}$. Продолжительность работы изделия, измеряемая в часах или километрах пробега, называется наработкой. Наработка до

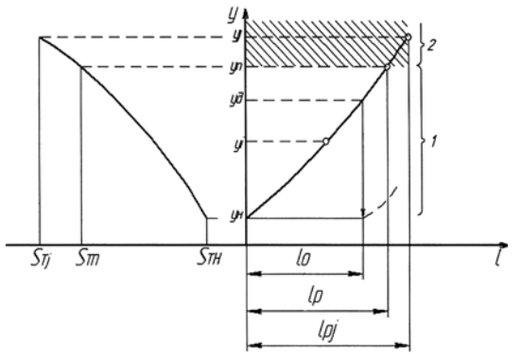


Рис. 1. Схема изменения параметров технического состояния и проведения предупредительных воздействий

gz612.fm Page 38 Tuesday, May 29, 2012 10:22 AM

предельного состояния, оговоренного технической документацией называется ресурсом. Таким образом, в рассматриваемом примере $l_р$ — это ресурс, а в интервале пробега $0 \leqslant l_i \leqslant l_р$ (зона работоспособности) изделие технически работоспособно и может выполнять свои функции [2].

На рис. 1 приняты следующие обозначения: $S_{тн}$ и $S_{тп}$ — начальное и предельное значения тормозного пути; $y_п$ и $y_д$ — предельное и допустимое значения параметров технического состояния; $y_н$ — номинальное значение параметра технического состояния; $l_р$ — наработка до предельного значения параметра технического состояния; $l_о$ — оптимальное значение периодичности; *1* — зона работоспособности; *2* — зона отказа.

Если продолжать эксплуатировать автомобиль за пределами $l_р$ (например, до $l_{рj}$), то наступит отказ, т. е. событие, заключающееся в нарушении работоспособности. Состояние работоспособности, характеризуемое значением параметра технического состояния y_i, соответствует условию $y_н \leqslant y_i \leqslant y_п$, а отказ соответствует $y_i > y_п$. Все другие отклонения технического состояния автомобиля и его агрегатов от установленных норм являются неисправностями.

Работоспособностью называют состояние изделия, при котором оно способно выполнять заданные функции с параметрами, значения которых установлены технической документацией. В том случае, когда изделие, хотя и может выполнять свои основные функции, но не отвечает всем требованиям технической документации (например, автомобиль с помятым крылом), — изделие работоспособное, но неисправное.

Решается проблема безопасности движения автомобиля при определенных условиях.

Рис. 2. Классификация средств технического диагностирования автомобилей

Техническое диагностирование — процесс определения технического состояния объекта диагностирования без его разборки. Средства технического диагностирования (СТД) представляют технические устройства, предназначенные для измерения количественных значений диагностических параметров. По взаимодействию с объектом диагностирования СТД можно разделить на три вида (рис. 2).

Внешние СТД, т. е. не входящие в конструкцию автомобиля, в зависимости от их устройства и технического назначения могут быть стационарными или персональными. Стационарные стенды устанавливают на фундаменты, как правило, в специальных помещениях, оборудованных отсосом отработавших газов, вентиляцией, шумоизоляцией (тормозной стенд, стенд для проверки углов установки колес и т. д.). Переносные приборы используют как в комплексе со стационарными стендами, так и отдельно.

Рассмотрим диагностирование тормозной системы автомобиля на диагностической линии EVROSISTEM методом нейросетевого моделирования.

Известно, что тормозные качества автомобилей — один из главных показателей технического состояния и пригодности их к эксплуатации. Хорошие тормозные качества автомобилей гарантируют своевременную остановку автомобиля без заноса, надежное удержание его на стоянке, а также создают у водителя уверенность при движении по дорогам с интенсивным движением.

В процессе эксплуатации автомобиля регулируемые параметры тормозов изменяются быстрее, чем параметры в других агрегатах. Поэтому необходима систематическая проверка состояния тормозной системы как в целом, так и отдельных ее элементов.

При отсутствии диагностического оборудования тормозные качества автомобиля проверяют определением тормозного пути при торможении колес на юз и равномерность торможения — по следу на дороге, что нецелесообразно.

Но этим способом, который требует участка дороги с определенным коэффициентом сцепления шин достаточной протяженности, чтобы разогнать автомобиль до скорости 40 км/ч, все же не удается определить действительное состояние всех элементов тормозной системы автомобиля. Кроме того, после каждой регулировки требуется повторная проверка тормозов с выездом на этот участок дороги. Этот способ недостаточно объективен, так как торможение на юз не самое оптимальное и зависит от качества дороги, состояния шин, силы нажатия

gz612.fm Page 39 Tuesday, May 29, 2012 10:22 AM

на педаль привода. Данный метод не дает количественной оценки тормозных качеств автомобиля.

В настоящее время широко развито стендовое диагностирование тормозных систем автомобилей. С помощью стендов можно определить объективными методами количественные параметры почти всех элементов тормозных систем автомобилей. Стенды позволяют измерять тормозной путь, замедление, тормозное усилие на каждом колесе, время срабатывания тормоза каждого колеса, разность величин основных параметров по отдельным колесам, усилие свободного вращения колес, наличие блокировки, неравномерность износа тормозных барабанов. На стендах можно выполнять отдельные регулировки тормозной системы, доводя их до нормы. Кроме того, показатели, измеряемые на стендах, не зависят от качества дороги, состояния погоды, субъективных данных водителя.

Диагностические линии EVROSISTEM построены по модульному принципу. Они легко расширяются и в качестве стандартной конфигурации

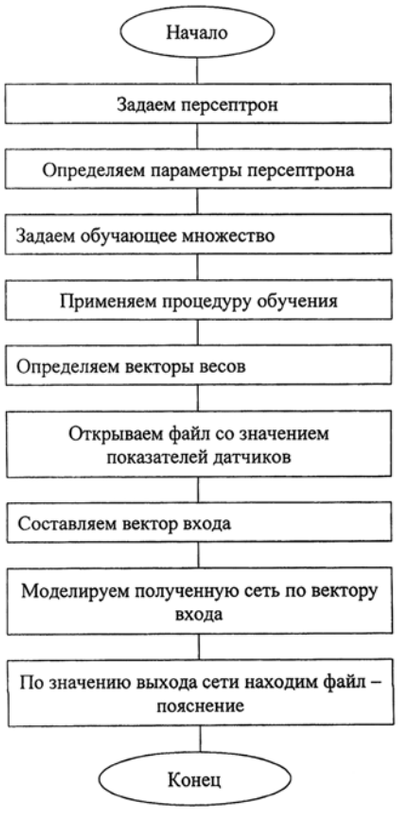


Рис. 3. Блок-схема алгоритма нейродиагностирования тормозной системы автомобиля

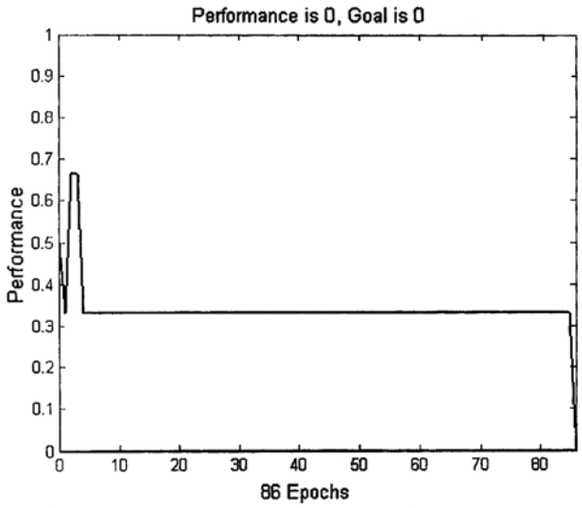


Рис. 4. Характеристика процедуры обучения

содержат: тестер бокового увода (схождения), стенды проверки амортизаторов/подвески, роликовые тормозные стенды. Результаты измерения сохраняются в базах данных автоматически.

Программное обеспечение EVROSISTEM разработано в среде Windows.

Блок-схема алгоритма нейродиагностирования (решается задача классификации образов) приведена на рис. 3. Нейронная сеть для решения задачи классификации называется персептроном. Заслуга модели персептрона в том, что веса и смещение могут быть настроены таким образом, чтобы решить задачу классификации входных векторов, что позволит в свою очередь решить задачу классификации с высоким быстродействием и гарантией правильного результата [3].

Характеристика персептрона: является однослойным и состоит из восьми нейронов; входной вектор имеет два элемента значений. Характеристика процедуры обучения показана на рис. 4, на котором видно, что цикл обучения закончен на 86 шаге.

Таким образом, полученные результаты позволяют оценить качество тормозной системы и принять решение о возможности эксплуатации автомобиля в условиях гарантированной безопасности движения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Ананьин, А. Д.** Диагностика и техническое обслуживание машин. [Текст] / А. Д. Ананьин, В. М. Михлин, И. И. Габитов и др. — 2008.
2. **Медведев, В. С.** Нейронные сети [Текст] / В. С. Медведев, В. Г. Потемкин. М.: ДИАЛОГ — МИФИ, 2002. — 496 с.

gz612.fm Page 40 Tuesday, May 29, 2012 10:22 AM

УДК 681.51

М. И. Ефимов, канд. техн. наук, доц., МГТУ "МАМИ"
E-mail: efimovmi@mail.ru

СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ АВТОМАТИЗИРОВАННЫМ УЧАСТКОМ ДЛЯ ОБРАБОТКИ И КОНТРОЛЯ ДЕТАЛЕЙ ТИПА ФЛАНЕЦ

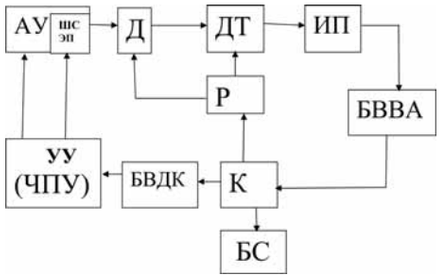
Дан анализ качества обработки и контроля деталей типа фланец, и предложена система управления автоматизированным участком для обработки и контроля деталей типа фланец.

Ключевые слова: *автоматизация, контроль, система управления, фланец.*

Информацию о качестве обрабатываемой детали, снимаемую с датчика, необходимо переслать в микропроцессорную систему для анализа контролируемого параметра детали. Система работает в режиме автоостанова, т. е. осуществляет остановку технологического процесса изготовления детали при выходе контролируемого параметра из поля допуска. Предлагаемая система управления автоматизированным участком для обработки и контроля деталей типа фланец представлена на рисунке.

Система управления автоматизированным участком для обработки и контроля деталей типа фланец (см. рисунок) состоит из:

АУ — автоматизированный участок для обработки и контроля деталей типа фланец; ШС — шлифовальный станок; ЭП — электропривод шлифовального станка; Д — обрабатываемая деталь; ДТ — датчик и преобразователь неэлектрических величин в электрические (ИП) представляют собой измерительное устройство (ИУ) для контроля торца детали типа фланец на шлифовальном станке; БВВА — блок ввода аналоговых сигналов, поступающих с датчика ДТ и ИП; К — контроллер промышленного применения СМ 1820М (КП) или (КПМ); МП — манипулятор; БС — блок сигнализации о наличии брака и его количестве; БВДК — блок вывода дискретных сигналов; УУ (ЧПУ) — устройство управления автоматизированным участком для обработки и контроля деталей типа фланец.



Структурная схема системы управления автоматизированным участком для обработки и контроля деталей типа фланец

Контроллер предназначен для работы в условиях промышленного производства, может работать в локальных промышленных сетях (ЛПС) по интерфейсам RS-232/-422/-485, Ethernet. При необходимости ЛПС может быть резервируемой. В качестве системной шины используется шина ISA. Контроллеры являются проектно-компонуемыми изделиями. Состав контроллера определяется картой заказа, составленной на основе конфигуратора.

Технические возможности и характеристики контроллеров СМ 1820М КП/КПМ

Процессор	80386EX 25/23 МГц
Объем ОЗУ, Мбайт	⩾1
Объем flash-ЗУ, Мбайт	⩾1
Основной внешний интерфейс:	
физический интерфейс	⩽32(на одной ветви) и ⩽ 4 ветвей
протокол передачи типа	MODBUS
Дискретный ввод/вывод и ввод числоимпульсных сигналов	Есть
Аналоговый ввод с группой гальванически развязанных унифицированных сигналов постоянного тока и напряжения, постоянного тока низкого и среднего уровня, с выхода термопар и термопреобразователей сопротивления	Есть

gz612.fm Page 41 Tuesday, May 29, 2012 10:22 AM

Ввод широкого спектра аналоговых сигналов с локальной гальванической развязкой и обработкой сигналов в каждом канале модуля . . . . Есть
Аналоговый ввод унифицированных сигналов с индивидуальной гальванической развязкой . . Есть
Система питания контроллеров . . . . . 1/2 фидера 220 В, 50 Гц, 220 В или 24 В постоянного тока

Корпус контроллера пылевлагозащищенный со степенью защиты IP-55 в виде навесного шкафа, отсутствие вентиляторов, расширенный температурный диапазон — 40 + 70 °С и электромагнитная совместимость позволяют успешно эксплуатировать эти устройства в промышленных условиях. Контроллер СМ 1820М КП состоит из монтажного каркаса на 4, 6, 8 или 12 мест, в который устанавливаются модули различного назначения, включая блок питания, и кросса для размещения кроссовых модулей ввода/вывода. Контроллеры выпускаются в двух модификациях: КП — с кроссовыми модулями и КПМ — безкроссовые (входные/выходные цепи подключаются непосредственно к разъемам, установленным на модулях).

Таблица

Основные характеристики вычислительного блока в СМ 1820М (КПМ)

Параметр	Значение
Процессор, МГц	166
Емкость оперативной памяти, Мбайт	48—128
Емкость памяти Flash, Мбайт	4
Последовательный порт	RS — 232
Параллельный порт	SPR/EPP/ECP
Часы РВ	Есть
Таймер	Есть
Сторожевой таймер	Есть
Выход в сеть Fast Ethernet	10BASE-T/100BASE-TX

Контроллер в данной системе управления используется автономно, но также может использоваться и в составе от нескольких десятков до нескольких тысяч датчиков исполнительных механизмов. Стоимость одного канала дискретного ввода/вывода и одного канала аналогового ввода/вывода зависит от конкретного исполнения, конфигурации и требуемого числа каналов. Контроллер имеет стандартное процессорное ядро, резервированный выход на интерфейс RS — 485 и средства ввода/вывода аналоговых и дискретных сигналов. Число и тип последних определяется конкретным заказчиком. Контроллер может при необходимости встраиваться в любые конструктивы или непосредственно в объект управления. Средства коммуникации, возможности контроллера практически ничем не отличаются от больших контроллеров СМ 1820М КП.

Электропривод станка передает вращение детали через шпиндель. Обработка детали ведется при высоких скоростях вращения шпинделя. По окончании обработки детали контроллер вырабатывает сигнал снижения частоты вращения шпинделя. Головка доводки выводится из рабочей зоны, а вместо нее при помощи манипулятора Р в рабочую зону вводится датчик, контролирующий шероховатость после операции доводки. В системе применен тензодатчик. Сигнал с тензодатчика передается в ИП. Из ИП в блок ввода аналоговых сигналов БВВА,в котором аналоговый сигнал преобразуется в двоичный код. Преобразованный сигнал поступает в контроллер, где он сравнивается с эталонными данными на деталь типа фланец, хранящимися в блоке эталонных параметров детали, и происходит выработка управляющего сигнала. Управляющий сигнал из контроллера поступает через блок вывода дискретных сигналов БВДК на устройство управления УУ (ЧПУ), которое формирует команды в числовом коде для управления электроприводом ЭП шлифовального станка ШС и автоматизированным участком АУ для обработки и контроля деталей типа фланец.

Если деталь по результатам контроля соответствует технической документации, то манипулятора Р отправляет деталь в тару готовой продукции, а если не соответствует — то в контейнер брака или на доработку.

В случае браковки детали трижды подряд, контроллером выдается: 1) информация в блок сигнализации о наличии, количестве брака; 2) команда на останов электропривода шлифовального станка для установления и устранения причин брака. Если брак не устраняется после остановки шлифовального станка, то останавливается весь автоматизированный участок АУ для обработки и контроля деталей типа фланец до окончательного выявления и установления причин брака. После устранения причин брака система управления приводится в исходное рабочее состояние и технологический процесс изготовления деталей типа фланец продолжается.

Преимущества: данная система позволяет осуществлять автоматизированный контроль во время и после конечной обрабатывающей операции детали не снимая ее со станка, что позволяет сократить брак и увеличить такт выпуска деталей типа фланец.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

Системные концепции в экономике, науке, технике и экологии [Текст] / Материалы Международной конференции и Российской научной школы. Часть 1. — М.: МГТУ "МАМИ", 2008. — 216 с.

gz612.fm Page 42 Tuesday, May 29, 2012 10:22 AM

ИСПЫТАНИЯ

УДК 629.113.65.001.4

П. Н. Герасимов, канд. техн. наук, **В. В. Котов**, **А. Ю. Гученков**, **А. А. Губанов**, **А. Л. Соловов**, **Г. В. Лощаков**, канд. техн. наук, **А. В. Денисов**, д-р техн. наук,
Фонд "Центр сертификации"
E-mail: 4644441@mail.ru, 4666176@mail.ru

СЕРТИФИКАЦИЯ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ СПЕЦИАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ

В статье представлены результаты сертификационных испытаний и добровольной сертификации легкового электромобиля специального назначения

Ключевые слова: *сертификация, сертификат, автомобиль, электромобиль.*

Легкий электротранспорт (развозные и прогулочные легкие электромобили, в том числе индивидуального использования) суммарная максимальная мощность, развиваемая тяговым приводом которого не превышает 10 кВт, является одним из наиболее привлекательных, с точки зрения внедрения, т. к. существует вполне определенная ниша его использования, прежде всего в пределах специально выделенных выставочных, парковых зон, ярмарок, в сельской местности от жилой зоны до объектов сельской инфраструктуры и т. п., а затраты на создание и внедрение относительно невелики.

К настоящему времени в развитых странах Западной Европы и Северной Америки уже сложился рынок легких нетрадиционных транспортных средств. Они пользуются возрастающей популярностью, объемы их производства устойчиво и существенно возрастают.

Однако следует обратить внимание на недостаточную проработку электротранспортного средства для индивидуальных поездок не только в специально выделенных зонах, но и в черте города: автомобиль часто чрезмерно дорог и чересчур универсален. Специалистам представляется, что такой миниэлектромобиль мог бы создаваться при смягченных требованиях (например, его максимальная скорость вряд ли должна превышать 25—50 км/ч, при передвижении в рамках закрытых зон — 20 км/ч, грузоподъемность и вместимость не более 100 кг и 3 человек соответственно, пробег на одной зарядке — 50—100 км), что позволит упростить и удешевить конструкцию, сделать его доступным для среднего городского жителя.

По основным электромобильным транспортным средствам, их базовым компонентам, а также по развитию инфраструктуры и маркетинга для их применения существует огромное отставание российских разработчиков, изготовителей и пользователей, хотя еще в относительно недавнем прошлом в России проводилось внедрение первых опытно-промышленных, достаточно представительных партий электромобилей. Основные причины кризисного положения в отечественном электромобилестроении кроются в нерешенности не только технических, но и экономических и концептуальных проблем.

Среди технических трудностей следует отметить: необходимость подзарядки и тренировки аккумуляторных батарей от внешней сети постоянного тока; невысокие удельные характеристики, ограничивающие дальность пробега и снижающие грузоподъемность из-за аккумуляторных батарей с большой массой; неудобства эксплуатации, связанные с обслуживанием аккумуляторных батарей (специальное оборудование и специально обученный персонал); относительно боль-

gz612.fm Page 43 Tuesday, May 29, 2012 10:22 AM

шое время длительности заряда; небольшое число циклов использования аккумуляторных батарей.

Проанализировав целый ряд концепций разработки и недостатков создания электромобилей, ООО "Камышинский машзавод" совместно с НПП "Герда" отработали свою концепцию создания легкого электромобиля, в основу которой положен системный подход, реализующий требования рациональности и конкурентоспособности с учетом назначения и использования в различных инфраструктурах.

Среди основных требований этой концепции следует отметить, что данное транспортное средство не должно регистрироваться в органах ГИБДД; требовать ежегодного технического осмотра; не требует обязательного страхования ОСАГО; не должно облагаться транспортным налогом.

Небольшой электромобиль практически работает без вредных выбросов в атмосферу; обладает низким уровнем шума. Конструктивно его минимальный запас хода должен быть не менее 30 км; дорожный просвет около 220 мм; он должен обладать независимой подвеской всех колес; высокой проходимостью; простотой управления и исполнен под желания заказчика. В конструкции электромобиля имеется система рекуперации электроэнергии при движении накатом и торможении.

В рамках реализации этой концепции разработано целое семейство электромобилей "ГЕРДАКАР электро", предназначенное для перевозки пассажиров, небольших грузов по дорогам с твердым покрытием, а также в сельской местности с наличием укатанных грунтовых и снежных дорог с малым плечом использования.

Базовая комплектация имеет следующие основные данные: грузоподъемность 450—550 кг; снаряженная масса — 565 кг; скорость не более 25—30 км/ч; тормозной путь при скорости 20 км/ч не более 6,5 м; радиус поворота (минимальный) 4,65 м; минимальный запас хода 30 км; двигатель электрический с параллельным возбуждением; номинальная мощность 3,7 кВт; аккумуляторы 4 шт. 12 В, 110 А · ч или 200 А · ч; время заряда аккумуляторов — 8 ч; долговечность аккумуляторов — 100 циклов; уровень шума при скорости 20 км/ч — 53—55 dB; дорожный просвет не менее 220 мм; длина — 3850 мм; ширина — 1240 мм; высота — 1900 мм; база — 2630 мм; трансмиссия — одноступенчатый редуктор; колея передних/задних колес — 975/985 мм.

Модификации выполнены в следующих вариантах.

Стандартная ГЕРДАКАР электро 3.7-0.7 (рисунок): два посадочных места, водитель и одни пассажир; плоская грузовая платформа 700 × 1100 мм; грузоподъемность 450 кг, погрузочная высота 800 мм; двигатель электрический 3,7 кВт (5,1 л. с.).

Стандартная пассажирская ГЕРДАКАР электро 3.7-4: два ряда сидений; 1-й ряд — водитель и пассажир; 2-й ряд — два пассажира; двигатель электрический 3,7 кВт (5,1 л. с.).

Стандартная грузовая с укороченным кузовом ГЕРДАКАР электро 3.7-0.7Б: два посадочных места, водитель и один пассажир; кузов бортовой 700 × 1100 × 400 мм; грузоподъемность 420 кг, погрузочная высота 800 мм; двигатель электрический 3,7 кВт (5,1 л. с.).

Стандартная грузовая ГЕРДАКАР электро 3.7-0.7Б6: два посадочных места, водитель и один пассажир; кузов бортовой 1100 × 1100 × 400 мм; грузоподъемность 400 кг, погрузочная высота 800 мм; двигатель электрический 3,7 кВт (95,1 л. с.).

Стандартная грузовая с самосвальным кузовом ГЕРДАКАР электро 3.7-1.1С: два посадочных места, водитель и один пассажир; кузов самосвальный 1100 × 1100 × 400 мм; грузоподъемность

Общий вид стандартной пассажирской комплектации ГАРДАКАР электро 3.7-4

400 кг, погрузочная высота 800 мм; двигатель электрический 3,7 кВт (5,1 л. с.).

Удлиненная с платформой ГЕРДАКАР электро У-3.7-1.6: два посадочных места, водитель и один пассажир; плоская грузовая платформа 1600 × × 1100 мм; грузоподъемность 550 кг, погрузочная высота 800 мм; двигатель электрический 3,7 кВт (5,1 л. с.).

Удлиненная пассажирская ГЕРДАКАР электро У-4.2-6: три ряда сидений (6 человек); 1-й ряд — водитель и пассажир; 2-й ряд — два пассажира; 3-й ряд — два пассажира; двигатель электрический 4,2 кВт (5,7 л. с.).

Удлиненная грузопассажирская ГЕРДАКАР электро У-4.2-4-1.1Б: два ряда сидений (4 человека); 1-й ряд — водитель и пассажир, 2-й ряд — два пассажира; грузоподъемность 500 кг, погрузочная высота 800 мм; двигатель электрический 4,2 кВт (5,7 л. с.).

Удлиненная грузовая ГЕРДАКАР электро У-3.7-1.6Б: два посадочных места, водитель и один пассажир; кузов бортовой 1600 × 1100 × 400 мм; грузоподъемность 500 кг, погрузочная высота 800 мм; двигатель электрический 3,7 кВт (5,1 л. с.).

Удлиненная грузовая с высокими бортами ГЕРДАКАР электро У-4.2-1.6ВБ: два посадочных места, водитель и один пассажир; кузов бортовой 1600 × 1100 × 600мм; грузоподъемность 500 кг, погрузочная высота 800 мм; двигатель электрический 4,2 кВт (5,7 л. с.).

Удлиненная грузовая с решетчатым кузовом с ячейкой 25 мм ГЕРДАКАР электро У-3.7-1.6Р: два посадочных места, водитель и один пассажир; кузов бортовой 1600 × 1100 × 800 мм; грузоподъемность 500 кг, погрузочная высота 800 мм; двигатель электрический 3,7 кВт (5,1 л. с.).

Для проверки потребительских свойств, характеризующих качество, в рамках добровольной сертификации [1] выполнены сертификационные испытания аккредитованной Росстандартом испытательной лабораторией ООО "Эксперимент" (аттестат аккредитации № РОСС RU 0001.21МТ 53) на соответствие требований ГОСТ 12.1.003—83 (внешний шум), ГОСТ Р 51709 (п. 4.1.1, 4.1.5 — тормозные свойства), (п. 4.2 — требования к рулевому управлению), (п. 4.3 — требования в отношении установки устройств освещения и световой сигнализации).

ГОСТ Р 12.2.003—83 (п. 1.2 (1—4.7), 1.3 (4), 1.6, 2.1.1—2.1.11, 2.1.13, 2.1.14, 2.1.16—2.1.19, 2.2, 2.3.1—2.3.3, 2.3.6, 2.3.8 (1), 2.3.10 — общие требования безопасности, в отношении запаса хода и всех вышеперечисленных свойств на соответствие технических условий ГЮРА. 459352. 001. ТУ [2—5].

На основании позитивных результатов испытаний базового транспортного средства лабораторией ООО "Эксперимент" подготовлено заключение, которое вместе с актом проверки условий производства ООО "Камышинский машзавод" явилось основанием для выдачи органом сертификации Фонда "Центр сертификации", аккредитованным Росстандартом (аттестат аккредитации № РОСС RU.0001.11МТ) в рамках добровольной сертификации сертификата соответствия (№ РОСС RU. МТ27.НОО131) и разрешения на применение знака соответствия системы сертификации ГОСТ Р при добровольной сертификации продукции с регистрационным номером, соответствующим номеру сертификата соответствия.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Federal** Russian Law from 27.12.2002 № 184ФЗ "On Technical Regulations" p. 21. Voluntary conformity confirmation. **Федеральный** закон от 27.12.2002 № 184-ФЗ "О техническом регулировании" ст. 21. Добровольное подтверждение соответствия.
2. **Technical** conditions for electric vehicle GERDACAR electro and its modifications ГЮ ФА.45932.001 (series production). **Технические** условия на электромобиль ГЕРДАКАР электро- и его модификации ГЮ ФА 459352.001 (серийный выпуск).
3. **GOST R 1.9—2004.** "Standartization in the Russian Federation. Mark of conformity to national standards of the Russian Federation. Representation. Application order". **ГОСТ Р 1.9—2004.** "Стандартизация в Российской Федерации. Знак соответствия национальным стандартам Российской Федерации. Изображение. Порядок применения".
4. **GOST R 12.1.003—83.** Occupational safety standards system. Noise. General safety requirements. **ГОСТ 12.1.003—83.** Система безопасности труда. Шум. Общие требования безопасности.
5. **GOST R 51709—2001.** Motor vehicles and their trailers. Safety requirements for technical conditions and methods of inspection. **ГОСТ Р 51709—2001.** Автотранспортные средства. Требования безопасности к техническому состоянию и методы проверки.

ИНФОРМАЦИЯ

VOLVO ПОДВЕЛА ИТОГИ РАБОТЫ В 2011 ГОДУ

В конце февраля состоялась итоговая пресс-конференция Volvo, в рамках которой были оглашены результаты деятельности подразделений компании в ушедшем году. С докладами перед представителями СМИ выступили генеральный директор Volvo Trucks в России Питер Андерссон, и.о. генерального директора Volvo Construction Equipment в России Андрей Комов, генеральный директор Volvo Penta в России Всеволод Гаврилов и генеральный директор ООО "ВФС Восток" Юнас Рюбринг.

Volvo Trucks

В 2011 г. Volvo Trucks Россия продолжила свое динамичное развитие на российском рынке. Так, продажи новых грузовых автомобилей Volvo достигли отметки в 5283 ед. (1994 ед. в 2010 г., + 165 %). Продажи по моделям распределились следующим образом: Volvo FH — 2525 ед., Volvo FM — 2615 ед., Volvo FE — 58 ед., Volvo FL — 85 ед. Количество импортированных подержанных грузовых автомобилей Volvo в Россию в прошлом году составило 2392 ед. (1516 ед. в 2010 г., + 58 %).

На заводе Volvo в Калуге в 2011 г. было произведено всего 3748 ед. грузовой техники Volvo (1236 ед. в 2010 г., + 203 %). Производство по моделям: Volvo FH — 1236 ед., Volvo FM — 2500 ед., Volvo FE — 10 ед., Volvo FL — 2 ед. Таким образом, в структуре продаж новых Volvo в 2010, как и в прошлом году, превалировали грузовые автомобили, произведенные на заводе Volvo в Калуге (3748 ед. против 1535 ед., созданных на заводах Volvo в Генте и Гетеборге. В 2010 г. — 1236 ед. из Калуге против 758 ед. Volvo из Гента и Гетеборга).

По словам Питера Андерссона, в 2011 г. особое внимание в компании было уделено реализации услуг послепродажного обслуживания Volvo для конечных клиентов. Так, рост спроса на сервисные контракты (СК) Volvo — продукт на рынке, не имеющий прямых аналогов — составил внушительные 120 % (956 ед. против 433 ед. в 2010 г.).

Существенную динамику показали продажи транспортно-информационной системы Dynafleet от Volvo Trucks, позволяющей клиентам в режиме реального времени контролировать работу собственного автопарка. В 2011 г. было продано 1567 пакетов услуги (445 — в 2010 г., + 252 %), а в целом количество автомобилей с установленной системой Dynafleet на российском рынке достигло 2261 ед. (694 ед. в 2010 г., + 225 %).

Наконец, в учебном центре Volvo в 2011 г. повысили свое мастерство по различным модулям Программы обучения водителей Volvo 2261 человек (1127 чел. в 2010 г., + 144 %). В частности, курсы водителей в рамках обязательной в Европе 35-часовой программы обучения прошли 282 чел. (77 чел. в 2010 г., + 265 %).

В ушедшем году активно развивалась география фирменных СТО и офисов продаж Volvo. На конец 2011 г. Volvo Trucks в России располагала 50 фирменными СТО, включая 4 собственных Вольво Трак Центра (44 СТО и 3 Вольво Трак Центра в 2010 г.), и 51 офисом продаж Volvo (44 в 2010 г.). В августе 2011 г. в подмосковном г. Домодедово был открыт "Вольво Трак Центр Москва-Юг", который стал четвертым по счету в России и самым современным сервисным центром Volvo в Европе. Инвестиции в строительство превысили 450 млн руб., сроки возведения объекта на территории в 3,2 га составили 8 мес. Новый Трак Центр оснащен ремзоной площадью 1630 м^2 с 20 постами и самым современным диагностическим и ремонтным оборудованием.

В заключение своего выступления Питер Андерссон отметил, что в планах Volvo Trucks на 2012 г. значатся: открытие Вольво Трак Центра в г. Екатеринбурге в контексте дальнейшего развития лидерских позиций в области географии присутствия на российском рынке; реализация кампании Trade-Up по обмену подержанных автомобилей любых марок, в том числе крупных партий, на новые Volvo; вывод на рынок новых продуктов и услуг, а также дальнейшее совершенствование и

gz612.fm Page 46 Tuesday, May 29, 2012 10:22 AM

адаптация производственных процессов на заводе Volvo в г. Калуге для нужд отечественных клиентов. Глобальная цель Volvo Trucks остается неизменной на годы вперед — быть лучшим деловым партнером и поставщиком № 1 комплексного транспортного решения для своих клиентов.

Volvo Construction Equipment

2011 г. стал для Volvo Construction Equipment в России плодотворным и богатым на события. Самой значимой новостью 2011 г. является решение компании инвестировать 350 млн шведских крон (52 млн долл. США) в строительство завода по производству экскаваторов в г. Калуге, который расположится на участке земли в 15 га, приобретенном в 2007 г. На заводе, производственная площадь которого составит 20 660 м^2, планируется выпускать экскаваторы Volvo с эксплуатационной массой от 20 до 50 т. Эти инвестиции подчеркивают важность российского рынка для компании Volvo.

Продажи машин в России по результатам 2011 г. составили 1331 ед., что на 83 % больше, чем в 2010 г. (728 ед.). По сравнению с 2010 г. гусеничных экскаваторов в 2011 г. было продано на 81 % больше, сочлененных самосвалов — на 46 %. Рост продаж экскаваторов-погрузчиков составил рекордные 275 %. Продажи грейдеров возросли на 46 %, асфальтоукладчиков — на 90 %, компактных машин — на 100 %.

Запасных частей было реализовано на 72 % больше, чем в прошлом году.

На рынок были выпущены новые и обновленные модели техники: сочлененные самосвалы серии F, колесные погрузчики серии G, экскаваторы-погрузчики серии B, гусеничные асфальтоукладчики ABG7820B и ABG8820B, колесные погрузчики L180G High Lift, а также погрузчики с бортовым поворотом MC115C и MC135C.

Стоит добавить, что погрузчик L250G из серии G был удостоен престижной премии Red Dot в области инноваций и дизайна. Это является признанием упорной работы и творческого потенциала специалистов Volvo.

Фирменная телематическая система Care Track, впервые представленная на российском рынке летом 2009 г., продолжает свое активное развитие: коэффициент активации CareTrack в России в 2011 г. составил 84 %. На сегодняшний день в России зарегистрировано в системе около 2000 машин.

Оборудование CareTrack и бесплатное 3-летнее сервисное сопровождение включены в стандартную комплектацию машин общего назначения, продаваемых на российском рынке.

Центром технической поддержки компании Volvo CE было предоставлено обучение для 385 чел. технического персонала, что составило 11 520 чел.-ч. В 2010 г. эти цифры составили 211 человек и 5850 чел.-ч соответственно. Компания Volvo совместно со своим дилером в России ООО "Ферронордик Машины" успешно выступила на выставке "Строительная техника и технологии", эффектно продемонстрировав новинки техники в демо-шоу, посвященному годовщине первого полета человека в космос.

В 2012 г. компания Volvo Construction Equipment отметит юбилей: 180 лет со дня основания. Год от года Volvo совершенствует свою продукцию и остается верной своим основополагающим принципам: качеству, безопасности и защите окружающей среды.

Одним из ярких доказательств этого является уникальный сочлененный самосвал Volvo, изобретенный в 1955 г. и выпущенный серийно в 1966 г., а также автомобили серии F, увидевшая свет в 2011 г.

Volvo Penta

Итоги 2011 г. продемонстрировали упрочение позиций Volvo Penta на российском рынке. Общий объем продаж двигателей Volvo Penta в России через ЗАО "Вольво Восток" в прошлом году в единицах увеличился на 75 % по сравнению с предыдущим годом и составил 396 штук: продажи судовых двигателей для прогулочных катеров и яхт остались на уровне 2010 г., число поставленных судовых двигателей коммерческого применения выросло на 101 %, а прирост продаж промышленных двигателей составил 140 %. При этом, отметил Всеволод Гаврилов, весь рынок импорта судовых двигателей в Россию в 2011 г. увеличился по сравнению с предыдущим годом лишь на 53 %.

Рост продаж двигателей Volvo Penta в судовом сегменте в значительной степени связан с увеличением закупок катеров российского производства для выполнения государственных заказов: пограничные войска, подразделения МЧС и иные службы уже приняли на вооружение в ушедшем году и продолжат получать в 2012 г. новые катера с двигателями Volvo Penta.

В общем объеме импорта судовых двигателей в диапазоне от 10 до 800 л. с. (исключая импорт двигателей китайского производства) доля рынка Volvo Penta по сравнению с предыдущим годом значительно выросла и составила 40 %.

По словам Всеволода Гаврилова, доля Volvo Penta в общем импорте в Россию дизельных двигателей промышленного назначения в мощностном диапазоне от 300 до 1000 кВт, включая "постоянных клиентов", составила 17 %, что, принимая во внимание максимальную мощность двигателей нашего производства 560 кВт, является отличным результатом.

Продажи запасных частей Volvo Penta в 2011 г. увеличились на 10 % по сравнению с предыдущим годом. Такого роста удалось достичь в результате минимального срока поставки запчастей: от 1 до 5 дней (в зависимости от удаленности заказчика) с регионального склада в г. Москве и от 10 до 17 дней со склада в Бельгии, и высокому сервисному индексу склада: 85 из 100 заказанных запчастей отгружаются в тот же день. При этом самые востребованные запасные части (топ-500) имеют сервисный индекс 95 %.

Важным преимуществом для заказчиков в России, отметил Всеволод Гаврилов, является единый прайс-лист в рублях на запасные части вне зависимости от региона расположения дилера.

В 2011 г. подразделение Volvo Penta в России продолжила развитие и совершенствование уровня компетентности дилерской сети. В настоящий момент на территории нашей страны работают 35 сервисных дилеров Volvo Penta и один дилер в Беларуси, которые регулярно проходят повышение квалификации в центре повышения квалификации Volvo Penta в г. Москве.

Планы подразделения Volvo Penta в России на 2012 г. включают увеличение объема продаж двигателей и запасных частей, а также продолжение реорганизации и совершенствования дилерской сети. Всеволод Гаврилов также сообщил о намерении компании уделять максимум внимания работе с удаленными заказчиками: для этих целей разработана и внедряется специальная программа доставки запасных частей в удаленные регионы, где нет уполномоченных дилеров, а также онлайн поддержка клиентов в таких регионах. Усилия, прилагаемые Volvo Penta, позволят компании стать предпочтительным партнером для заказчиков в любой точке России.

ООО "ВФС Восток"

В 2011 г. как Volvo Financial Services в мире, так и ООО "ВФС Восток" в России развивались динамично и показывали рост портфеля сделок и количества персонала. Так, в ушедшем году финансирование новых розничных сделок с клиентами Volvo Group по всему миру достигло 4,9 млрд евро при росте портфеля сделок до 186279 ед. Штат персонала Volvo Financial Services составил 1348 сотрудников.

В России ООО "Вольво Финанс Сервис Восток" профинансировало в 2011 г. новых сделок на 130 млн евро (против 60 млн евро в 2010 г.). Количество сотрудников выросло до 88 человек (против 75 человек в 2010 г.). При портфеле сделок, достигшем 4900 единиц, количество клиентов в России составило почти 800 компаний. По состоянию на конец 2011 г. ООО "ВФС Восток" располагало в России 8 офисами продаж.

В планах компании на 2012 г. значится рост портфеля заказов, увеличение числа офисов, привлечение нового персонала, дальнейшая разработка интегрированных решений, расширение кампаний, направленных на рост продаж, а также инвестиции в сферу IT — высоких технологий.

А. С. Савченко, по материалам фирмы Volvo

ABSCTRACTS OF ARTICLES

2 *Bazhenov S. P., Korolev S. A.* Inertial characteristics of continuously variable automatic transmission truck
The paper describes a method of calculating the parameters of the inertial stepless automatic truck transmission. The basic characteristics of the transfer derived. Presented the comparative dynamic characteristics of a car with speed manual transmission and the inertial automatic transmission.
Keywords: inertial stepless automatic transmission, truck, characteristics an automatic transmission

5 *Lebedev S. A., Antipenko V. Antipenko S. V., Isaev D. I.* Technical and economic estimation of efficiency of application of the modular combined current sources
Economic efficiency of application of modular sources of a current in systems of start-up, prolongation of terms of operation of storage batteries, increase of battle readiness of military technology is proved.
Keywords: service life, the storage battery, service life, profitability

10 *Nazarov A. D.* Experimental determination of accuracy indicators of crankshaft and assembled crankshaft balancing during engine repairs
Methods are shown, which allows to use experimental data to determine parameters of coefficients of scale and mutual influence in planes of flywheel and of pulley, sensitivities of indicator of unbalanced values and angle of balancing machine for above mentioned planes of crankshaft and assembled crankshaft during engine repairs. These coefficients and sensitivities are indicators of balancing accuracy for above listed units. Given are random plans of experiments to determine such indicators of balancing accuracy of these units and their values during repairs of engines with displacements of 2.445; 4.25 and 6 liters. In case of using developed electrical schematics of switches of measuring system of balancing machine KI-4274 and control rotors, the values of accuracy indicators are within allowable margins. This allows to balance crankshaft and assembled crankshaft with high degree of accuracy, to provide repairs of engines with allowable unbalances. As a result, the longevity and possibility of no failure performance increase, vibration and noise decrease.
Keywords: crankshaft, balancing, indicators of balancing accuracy, random plans, experiments

22 *Egorov V. A., Galiatkin D. V., Muravkina G. S.* Some construction features of delimitation technique for types of car's body details repair
Approaches to construction of a technique of formation of specifications for expert definition of a kind of repair of the damaged car body details and the planned cost of works are described
Keywords: kinds of repair, normative labour input, car body, expert, kinds of damages, model, a technique, method

26 *Vasilevsky A. V.* Diesel fuel taking into account temperature change
In work use of ultrasound for improvement of passage of fuel in power supply systems of diese! engines is discussed at low temperatures.
Keywords: viscosity, diesel fuel, ultrasound

28 *Denisov A. S., Tugushev B. F., Gorshenina E. Y., Litvinov E. A.* Development of fatigue failure by stress-strain state of automobile and tractor engines crankshaft
This is a research of KAMAZ-740 crankshaft fatigue durability, fatigue failure and resource. Certain theoretical formulas and recommendations about ways of increase of a resource are done here in the article.
Keywords: Crankshaft, fatigue failure, beam system, photo elasticity, finite element method

37 *Kryzhanovskaja T. G., Alimov A. A.* Diagnosing of brake system of the car using neural network modeling
In this article authors solve the problem of traffic safety of the car under certain conditions, that is control of a brake way in the conditions is considered.
Keywords: movement of car, diagnostics of brakes, neural network modeling

40 *Efimov M. I.* Control system of the automated site for processing and control of details of type a flange
The analysis of quality of processing and control is given. Details of type a flange. Also the control system is offered. The automated site for processing and control details of type a flange
Keywords: automation, control, the control system, the flange

42 *Gerasimov P., Kotov V., Guchenkov A., Gubanov A., Solovov A., Loschakov G., Denisov A.* Certification of special purpose passenger vehicle
There are results of certification tests and voluntary certification of special purpose passenger electric vehicle in the article.
Keywords: certification, certificate, vehicle, electric vehicle

45 *Savchenko A. S.* Volvo has summed up the work in 2011 year

Ведущий редактор Г. Ф. Зонтова. Художественный редактор *Т. Н. Галицына.*
Технический редактор *Е. М. Патрушева*. Корректор *Т. В. Пчелкина*
Сдано в набор 09.04.2012. Подписано в печать 28.05.2012. Формат 60 × 88 1/8. Усл. печ. л. 5.88. Уч.-изд. л. 6,51.
Отпечатано в ООО «Белый ветер», 115407, г. Москва, Нагатинская наб., д. 54, пом. 4