

*Журнал выходит при информационной поддержке
АМО ЗИЛ, ОАО "КАМАЗ", ОАО "МАЗ", ОАО "МЗКТ", АЗ "Урал"*

Учредитель

ООО "Издательство Машиностроение"

Зам. главного редактора

И. А. Хороманская

Редакционный совет

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

Корпункты:

**в Республике Беларусь
(г. Минск), Я. Е. Карповский**

Тел.: (10-375-17), 246-10-33, 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

Подписной индекс:

по каталогу "Роспечать" 72145,

по объединенному каталогу

"Пресса России" 41302,

по каталогу "Почта России" 60262

© ООО "Издательство Машиностроение",
"Грузовик", 2010

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.



Грузовик

с приложением

*Ежемесячный научно-технический
и производственный журнал*

Конструкция

- 2** Герасун В. М., Конюшков А. Л. Упрощенный метод определения динамических нагрузок в металлоконструкции стрелы гидрофицированных манипуляторов

Исследование. Расчет

- 5** Фасхиев Х. А., Салахов И. И., Волошко В. В. Методика кинематического расчета, универсального дифференциального механизма автоматических коробок передач

Технология

- 14** Синельников А. Ф. Маршрутная технология ремонта коленчатых валов автомобильных двигателей (Продолжение)

Экология

- 37** Марков В. А., Девягин С. Н., Маркова В. В. Работа транспортного дизеля на смеси дизельного топлива и метилового эфира подсолнечного масла

Новости

- 48** Abstracts of articles

• 2010

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

УДК 621.01

В. М. Герасун,
д-р техн. наук,
А. Л. Конюшков,
канд. техн. наук,
Волгоградская
ГСХА
E-mail:
rafr@mail.ru

Упрощенный метод определения динамических нагрузок в металлоконструкции стрелы гидрофицированных манипуляторов

На основании экспериментальных исследований, проведенных с тремя моделями навесных погрузочных манипуляторов, получены данные, позволившие уточнить зависимость для определения динамического коэффициента при подъеме груза для наиболее нагруженной корневой части стрелы. Данная зависимость позволяет на стадии проектирования, используя конструктивную схему и режим работы будущего манипулятора, получить оптимальные конструктивные параметры стрелы.

Ключевые слова: манипулятор, конструкция стрелы, динамический коэффициент, проектирование манипулятора.

Получение оптимальных параметров металлоконструкции стрелы погрузочного манипулятора основано на решении математических моделей, имеющих различную степень сложности, что существенно влияет на точность решения, а следовательно, на размеры конструкции. Однако на ранних стадиях разработки данного изделия весьма сложно оценить весь спектр динамических нагрузок, что приводит к излишней металлоемкости либо к недостаточной прочности.

Рациональным путем решения задачи проектирования можно считать применение итерационного метода, когда с достаточной степенью точности определяются параметры конструкции при помощи динамических коэффициентов, а затем они уточняются на базе математических моделей. Многочисленными исследованиями [1–4] установлены зависимости определения динамических коэффициентов с учетом конструктивных схем и режимов работы грузоподъем-

ных машин. В основном эти зависимости были получены при переходе от реальных объектов к упрощенным моделям, когда многомассовые системы с большим числом степеней свободы заменяются двух-трехмассовыми.

Для погрузочных манипуляторов, агрегатируемых с тракторами сельскохозяйственного назначения, оправданы следующие допущения:

— стрела манипулятора соединена жесткой связью с грейфером и совершают с ним колебания одной частоты;

— нагрузка, действующая на металлоконструкцию, возрастает при подъеме груза линейно;

— приведенная масса поворотного устройства манипулятора соединена жесткой связью с приведенной массой металлоконструкции стрелы;

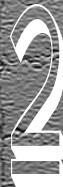
— распределенная масса металлоконструкции заменяется несколькими сосредоточенными массами.

Общими величинами, входящими в зависимости, определяющие динамический коэффициент, являются: инерционные массы, статические силы, динамический и статический прогибы металлоконструкции, скорости подъема и опускания груза.

Удачный выбор допущений в описании машины позволяет получить расхождение между расчетным и экспериментальным значением динамического коэффициента, не превышающее 7,5 % [1].

Таким образом, представляется целесообразным провести анализ и уточнение зависимости для определения динамического коэффициента с учетом характерных условий работы погрузочных манипуляторов сельскохозяйственного назначения в наиболее нагруженных режимах.

Проведенный анализ зависимостей по определению динамического коэффициента различных крановых механизмов показал, что одним из подходящих является вы-



ражение, полученное для стреловых кранов, в котором коэффициент зависит от скорости подъема груза:

$$K_{d1} = 1 + \xi \frac{V}{y_{ct}} \sqrt{\frac{m_{\pi} + m_{\Gamma}}{c_{\pi}}}. \quad (1)$$

где V — скорость отрыва груза от основания; y_{ct} — статический прогиб металлоконструкции; m_{π} — приведенная масса металлоконструкции; m_{Γ} — масса груза; c_{π} — приведенная жесткость конструкции; ξ — коэффициент, характеризующий особенности работы конкретной машины.

Величины, входящие в выражение (1), в основном определяются параметрами погружного манипулятора, которые можно получить или задать на ранней стадии проектирования. Основная сложность определения динамического коэффициента состоит в оценке коэффициента ξ , который назван "коэффициентом соответствия".

Коэффициент ξ в зависимости от конструктивных особенностей грузоподъемной машины может учитывать: упругость основания; пусковые характеристики механизма подъема груза; отношение скорости подъема груза при отрыве от основания к名义альной скорости подъема. Учет всех этих факторов представляется весьма сложной теоретической задачей, что подтверждается рекомендуемыми значениями коэффициента ξ , которые могут меняться от 1 до 2.

Коэффициент соответствия для навесных погружных манипуляторов учитывает податливость гидравлической системы, переходные процессы в гидрораспределителях, податливость выносных опор и колес машины.

Зависимость (1) можно преобразовать с учетом входящих в нее величин. Прогиб шарнирно-сочлененной стрелы под действием статической нагрузки определяется зависимостью:

$$y_{ct} = F_g / c_{\pi}, \quad (2)$$

где F_g — величина статической нагрузки.

Величину статической нагрузки запишем в виде

$$F_g = (m_{\pi} + m_{\Gamma})g, \quad (3)$$

где $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Основной динамической характеристикой металлоконструкции является частота свободных колебаний

$$\nu = \sqrt{\frac{c_{\pi}}{m_{\pi} + m_{\Gamma}}}. \quad (4)$$

Подставляя выражения (2)–(4) в формулу (1) получим уравнение для определения динамического коэффициента:

$$K_{d1} = 1 + \xi \frac{\nu V_{\pi}}{g}, \quad (5)$$

где V_{π} — скорость подъема груза.

Для гидрофицированных погружных манипуляторов скорость отрыва груза принимается равной скорости подъема [1].

Таким образом, основной задачей уточнения значения коэффициента ξ является экспериментально-теоретический метод его оценки для изучаемого класса погружных манипуляторов.

Для оценки адекватности зависимости (5) по определению динамического коэффициента реальному процессу подъема груза были проведены тензометрические исследования двухзвенных шарнирно-сочлененных металлоконструкций стрел различных в конструктивном исполнении у трех типов погружных манипуляторов, агрегируемых на навесной системе машин. Технические данные погружных манипуляторов приведены в табл. 1.

В результате экспериментальных исследований были определены действующие напряжения, по которым рассчитывались динамические коэффициенты. В области вертикального перемещения стрелы с наибольшей крюковой нагрузкой и максимальным вылетом коэффициент динамичности изменяется по длине стрелы в диапазоне 1,26–1,38 у манипулятора ПГК-Ф-0,4А, 1,14–1,22 у манипулятора МПУ-Ф-0,5, 1,22–1,33 у манипулятора МПБ-Ф-0,5, что свидетельствует о малом разбросе значений динамического коэффициента по длине металлоконструкции стрелы. Наибольшая нагрузка характерна для корневой части металлоконструкции стрелы, где динамический коэффициент равен 1,26 для манипулятора ПГК-Ф-0,4А, 1,25 для манипулятора МПБ-Ф-0,5, 1,22

КОНСТРУКЦИЯ

Таблица 1

Технические данные погрузочных манипуляторов

Показатели	Манипулятор		
	ПГК-Ф-0,4А	МПБ-Ф-0,5	МПУ-Ф-0,5
Грузоподъемность, не более, кН Энергосредство	4,8 T-30TC; 40AM	6,0 МТЗ-82; ЮМЗ-6 кл	5,0 МТЗ-82; ЮМЗ-6 кл
Наибольший вылет стрелы, м	4,5	4,3	4,3
Высота погрузки, м	3,80	4,85	5,00
Рабочий сектор, °	180	180	180
Рабочее давление, МПа	16	16	16
Масса погрузочного манипулятора с грейфером, кг	850	900	800

Таблица 2

Результаты определения значений коэффициента соответствия

Показатель	Погрузочный манипулятор		
	ПГК-Ф-0,4А	МПБ-Ф-0,5	МПУ-Ф-0,5
Скорость подъема груза V_p , м/с	1,1	1,0	1,1
Вес груза F_g , кН	4,7	5,5	4,5
Частота колебаний стрелы с грузом v , Гц	1,00	0,95	0,80
Частота колебаний стрелы без груза v_1 , Гц	1,40	1,30	1,30
Динамический коэффициент при подъеме стрелы с грузом K_d :			
экспериментальный	1,26	1,25	1,22
расчетный	1,27	1,24	1,22
Коэффициент соответствия ξ	2,32	2,56	2,45
Относительное отклонение между динамическими коэффициентами, %	0,8	-0,8	0,0

для манипулятора МПУ-Ф-0,5. Эти значения динамического коэффициента использовались для идентификации коэффициента соответствия в формуле (5).

По осцилограммам тензометрических исследований процесса нагружения металлоконструкций получены значения частот колебаний стрел погрузочных манипуляторов. Для разных в конструктивном исполнении стрел частота колебаний при наибольшей крюковой нагрузке находится в диапазоне 0,8–1,0 Гц и с уменьшением веса поднимаемого груза частота свободных колебаний металлоконструкции увеличивается до 1,3–1,4 Гц (при порожнем грейфере).

В табл. 2 приведены данные по определению коэффициента соответствия для трех типов погрузочных манипуляторов.

Расчеты позволили определить среднее значение коэффициента соответствия, равное 2,44. При этом отклонение расчетных значений динамического коэффициента от экспериментальных не превысило 0,8 %, что свидетельствует о хорошем соответствии теоретических и эксперимен-

тальных данных рассмотренного переходного динамического процесса подъема груза для наиболее нагруженной корневой части стрелы.

С уменьшением веса поднимаемого груза диапазон изменения динамического коэффициента по длине металлоконструкции стрелы имеет большую величину рассеяния, что объясняется конструктивными особенностями стрел погрузочных манипуляторов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Гохберг, М. М. Металлические конструкции кранов [Текст] / М. М. Гохберг. — М.: Машгиз, 1959. — 182 с.
2. Грузоподъемные кranы: В 2-х кн. Кн. 2. Соср. пер. с нем. [Текст] / М. М. Рупова, В. Н. Федосеева; под. ред. М. П. Александрова. — М.: Машиностроение, 1981. — 287 с.
3. Комаров, М. С. Динамика грузоподъемных машин [Текст] / М. С. Комаров. — М.—Киев: Машгиз, 1962. — 265 с.
4. Справочник по кранам: В 2-х т. Т. 1. Характеристики материалов и нагрузок. Основы расчетов кранов, их приводов и металлических конструкций: под ред. М. М. Гохберга [Текст] / В. И. Брауде, М. М. Гохберг, Е. И. Звягин и др.; — Л.: Машиностроение: Ленингр. отделение, 1988. — 536 с.

Введение. Большинство современных планетарных коробок передач автоматических трансмиссий построено по одной из двух планетарных систем: Симпсона и Равиньо (со сцепленными сателлитами) [2].

Эти планетарные системы позволяют реализовать четыре передачи при одновременном включении двух управляющих элементов, что определяет данные системы как трехступенчатые с полным использованием управляющих элементов: две понижающие передачи; прямая передача; задний ход, при использовании пяти управляющих элементах, в том числе две фрикционные блокирующие муфты, два фрикционных тормоза и муфта свободного хода. Предварительный анализ планетарных систем при числе передач, равном четырем, отдает предпочтение применению автоматических коробок передач (АКП) с тремя степенями свободы, несмотря на то, что число элементов управления таких коробок передач то же, что и у АКП с двумя степенями свободы. В АКП с тремя степенями свободы для получения четырех передач достаточно двух дифференциальных механизмов, а в АКП с двумя степенями свободы — трех дифференциальных механизмов. Однако при числе передач, равном четырем, АКП с тремя степенями свободы является более сложным объектом по сравнению с АКП с двумя степенями свободы ввиду конструктивной сложности двух фрикционов (в АКП с двумя степенями свободы применяют один фрикцион) и существенного усложнения системы управления [4].

Учитывая изложенное выше, при числе передач, равном четырем, всегда более перспективно применение АКП с двумя степенями свободы. Одним из недостатков таких систем считается большая ме-

Методика кинематического расчета универсального дифференциального механизма автоматических коробок передач

УДК 629.113
Х. А. Фасхиев,
д-р техн. наук,
И. И. Салахов,
В. В. Волошко,
инж.-ры,
Камская гос.
инж.-эконом.
академия
(ИНЭКА)
E-mail:
faskhiev@mail.ru

Представлены структурная и кинематическая схемы, конструкция модуля новых автоматических коробок передач на основе разработанного авторами универсального многопоточного дифференциального механизма и методика его расчета.

Ключевые слова: автоматическая коробка передач, планетарная система, планетарные ряды, дифференциальные механизмы, универсальный многопоточный дифференциальный механизм.

таллоемкость за счет наличия дополнительных дифференциальных механизмов, а явным преимуществом — возможность получения передачочных чисел, равных расчетным, и более простая система управления. Использование широко известного принципа построения многоскоростных механических КП за счет добавления к основной коробке делителя и демультипликатора возможно и при построении структуры многоскоростных АКП, если в качестве основной коробки (модуля) использовать планетарную систему двухступенчатого АКП с четырьмя-пятью передачами, обладающую минимально возможным числом основных звеньев для уменьшения металлоемкости и габаритных размеров.

Универсальный многопоточный дифференциальный механизм (УМДМ). В ИНЭКА была разработана планетарная система (ПС), в кинематиче-

исследование



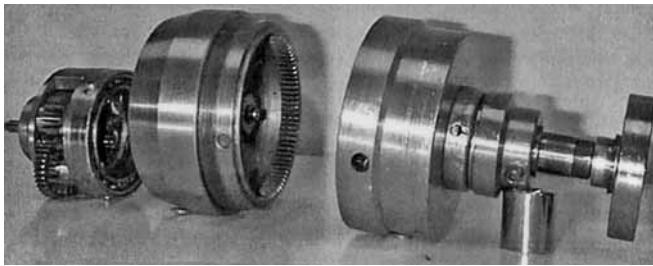


Рис. 1. Конструкция ПС УМДМ

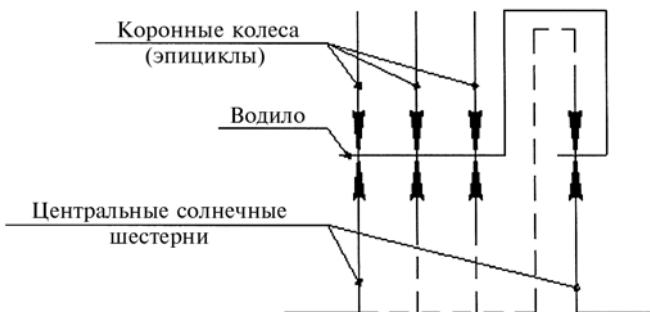


Рис. 2. Структурная схема ПС УМДМ

ской схеме которой можно объединить большее количество дифференциальных механизмов при наименьшем числе основных звеньев.

ПС включает все четыре типа наиболее используемых в технике дифференциальных механизмов [3]. Благодаря тому, что в кинематической схеме объединены эти дифференциальные механизмы в один универсальный механизм и используются звенья, являющиеся общими для всех четырех типов, общее количество звеньев становится минимальным. Это обуславливает компактную конструкцию с короткими кинематическими цепями и расширенными кинематическими и силовыми возможностями, которые обусловливают использование данного механизма в качестве модуля в проектируемых АКП.

Разработанная ПС (рис. 1 и 2), представляет собой универсальный многопоточный дифференциальный механизм, водило которого с тремя парами сцепленных сателлитов является общим для первого, второго и третьего планетарных рядов (ПР), образуемых двумя независимыми солнечными центральными шестернями и тремя коронными зубчатыми колесами (эпикликами).

Число W степеней свободы ПС УМДМ [1] определяется на основе структурной формулы

$$n_o - k_m - W = 0,$$

откуда

$$W = n_o - k_m, \quad (1)$$

где $n_o = 6$ — число основных звеньев; $k_m = 4$ — число планетарных дифференциальных механизмов; $W = 6 - 4 = 2$.

Таким образом, планетарная система обладает двумя степенями свободы ($W = 2$), имеет шесть основных звеньев ($n_o = 6$), четыре из которых являются тормозными звеньями ($t = 4$), два звена являются ведущим и ведомым. Число передач ($z = 5$) равняется числу элементов управления.

Все звенья УМДМ равнозначны в смысле распределения функций (каждое звено может быть входным, выходным или тормозным). Таким образом, полное число возможных схемных решений УМДМ найдется как число сочетаний из 6 по 2 (вход и выход) или из 6 по 4 (тормозные звенья) [4]:

$$\begin{aligned} G &= C_{n_o}^2 = C_{n_o}^4 = \frac{n_o(n_o - 1)}{2!} = \\ &= \frac{n_o(n_o - 1)(n_o - 2)(n_o - 3)}{4!} = \frac{6(6 - 1)}{1 \cdot 2} = \\ &= \frac{6(6 - 1)(6 - 2)(6 - 3)}{1 \cdot 2 \cdot 3 \cdot 4} = 15. \end{aligned}$$

Возможные кинематические схемы дифференциальных механизмов, используемых при создании ПС УМДМ, изображены на рис. 3.

На основании структурной схемы и изложенных выше теоретических выкладок кинематическая схема предлагаемого ПС УМДМ будет иметь вид, показанный на рис. 4.

Первый планетарный ряд УМДМ состоит из солнечной центральной шестерни 1, водила Н сателлитов 2 и коронного колеса 6. Второй планетарный ряд состоит из водила Н, сцепленных сателлитов 2', 3 и коронного колеса 7. Третий планетарный ряд состоит из солнечной центральной шестерни 4, водила Н сателлитов 3' и коронного колеса 8 [5].

Уравнение кинематики планетарного ряда:

$$n_{\text{вш}} = n_{\text{вм}} i_{\text{вшвм}} + n_{\text{Н}} (1 - i_{\text{вшвм}}),$$

где $n_{\text{вш}}$ — частота вращение ведущего звена; $i_{\text{вшвм}}$ — передаточное число между ведущим и ведомым звеньями; $n_{\text{Н}}$ — частота вращения водила; $n_{\text{вм}}$ — частота вращения ведомого звена.

ИССЛЕДОВАНИЕ. РАСЧЕТ

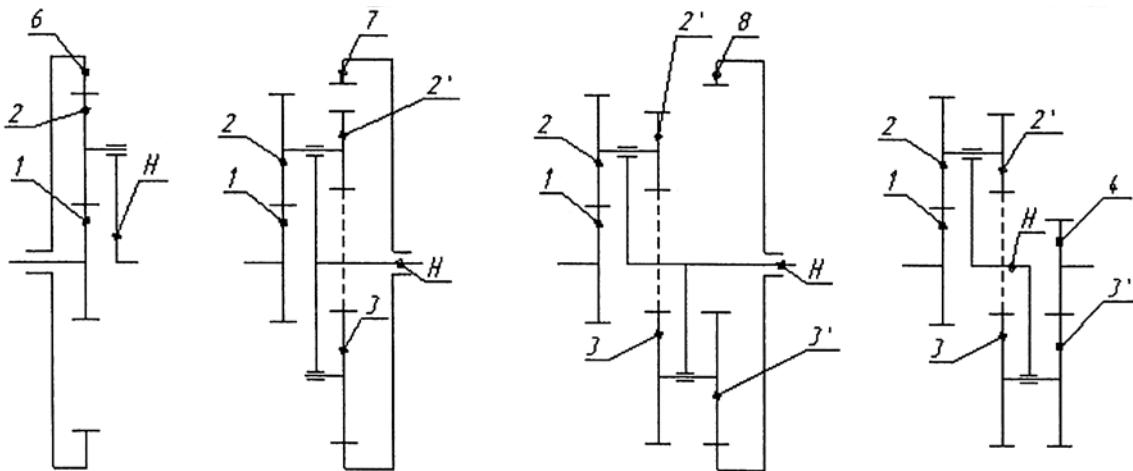


Рис. 3. Схемы дифференциальных механизмов, входящих в структуру ПС УМДМ

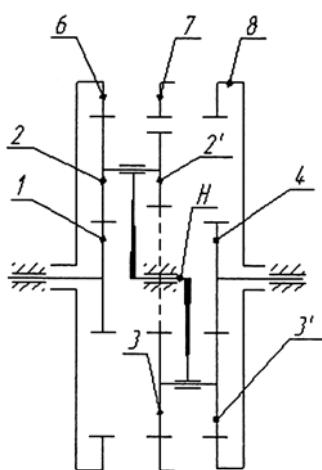


Рис. 4. Кинематическая схема ПС УМДМ:

1, 4 — солнечные центральные шестерни; 2'-3' — сплленные двухвенцовые сателлиты; 5 (H) — водило; 6, 7, 8 — коронные колеса

Выражение для определения относительной частоты вращения сателлитов:

$$n_{\text{отн}} = n_{\text{вм}} i_{\text{свм}} + n_{\text{H}} (1 - i_{\text{свм}}),$$

где $i_{\text{свм}}$ — передаточное число между сателлитом и ведомым звеном.

Из предыдущего уравнения определяем частоту вращения водила Н:

$$n_{\text{H}} = n_{\text{вщ}} - n_{\text{вм}} i_{\text{вщвм}} / (1 - i_{\text{вщвм}}).$$

Методика определения возможных схемных решений. Для анализа возможных схемных решений УМДМ предлагается метод оценки целесообразности ва-

риантов сочетаний и выбор звеньев УМДМ в качестве входных и выходных. При этом учитывается конструктивная возможность наиболее приемлемого размещения элементов управления и подвода мощности к отдельным звеньям УМДМ.

Рассмотрим вариант сочетания i_{1-8} (1 — ведущее звено; 8 — ведомое звено; 4, 5 (водило Н), 6, 7 — тормозные звенья).

При торможении водила 5 получаем передачу переднего хода:

$$i_{1-8}^5 = (-i_{1-2})(-i_{2'-3})(i_{3'-8}) = +i_{1-8}^5.$$

При торможении 6-го звена получаем передачу с положительным знаком:

$$i_{1-8}^6 = i_{1-5}^6 i_{5-8}^6,$$

где $i_{5-8}^6 = \frac{1}{1 - i_{8-6}}$ — передаточное число между водилом 5 и выходным звеном 8 при заторможенном звене 6;

$$\begin{aligned} i_{1-8}^6 &= (1 - i_{1-6}) \left(\frac{1}{1 - i_{8-6}} \right) = \\ &= \frac{1 - ((-i_{1-2})(i_{2-6}))}{1 - ((i_{8-3'})(-i_{3-2'})(i_{2-6}))} = \\ &= \frac{1 + i_{1-6}}{1 + i_{8-6}} = +i_{1-8}^6. \end{aligned}$$

При торможении 7-го звена:

$$i_{1-8}^7 = i_{1-5}^7 i_{5-8}^7,$$

где $i_{5-8}^7 = \frac{1}{1-i_{8-7}}$ — передаточное число между

водилом 5 и выходным звеном 8 при заторможенном звене 7;

$$\begin{aligned} i_{1-8}^7 &= (1 - i_{1-7}) \left(\frac{1}{1 - i_{8-7}} \right) = \\ &= \frac{1 - ((-i_{1-2})(-i_{2'-3})(i_{3-7}))}{1 - ((i_{8-3'})(i_{3-7}))} = \frac{1 - i_{1-7}}{1 - i_{8-7}}. \end{aligned}$$

Так как передаточное число i_{8-7} может быть < 1 или > 1 , получаем положительную или отрицательную передачу:

$$i_{1-4}^7 = \begin{cases} + \\ - \end{cases} = +i_{1-4}^7 \text{ или } i_{1-4}^7 = \begin{cases} + \\ - \end{cases} = -i_{1-4}^7.$$

При торможении 4-го звена получаем положительную передачу:

$$i_{1-8}^4 = i_{1-5}^4 i_{5-8}^4, \quad (2)$$

где $i_{1-5}^4 = 1 - i_{1-4}$ — передаточное число между входным звеном 1 и водилом 5 при заторможенном звене 4; $i_{5-8}^4 = \frac{1}{1 - i_{8-4}}$ — передаточное число между водилом 5 и выходным звеном 8 при заторможенном звене 4;

$$\begin{aligned} i_{1-8}^4 &= (1 - i_{1-4}) \left(\frac{1}{1 - i_{8-4}} \right) = \\ &= \frac{1 - ((-i_{1-2})(-i_{2'-3})(-i_{3'-4}))}{1 - ((i_{8-3'})(-i_{3'-4}))} = \\ &= \frac{1 + i_{1-4}}{1 + i_{8-7}} = +i_{1-8}^4. \end{aligned}$$

Таким же образом анализируем и остальные сочетания. Результаты анализа сведены в табл. 1.

Анализ вариантов комбинаций сочетаний позволяет выбрать ведущие, ведомые и тормозные звенья планетарной системы УМДМ, что в даль-

Таблица 1
Знаки передаточных чисел при торможении звеньев УМДМ

№ затормо- женного звена	Передаточные числа							
	i_{1-4}	i_{1-8}	i_{1-5}	i_{5-4}	i_{5-8}	i_{6-4}	i_{6-8}	i_{6-5}
1				"+"	"+"	"+"	"+"	"+"
4		"+"	"+"		"+"	"+"	"+"	"+"
5	"-"	"+"	"+"	"-"	"+"	"+"	"-"	"+"
6	"-"	"+"	"+"	"-"	"+"	"+"	"-"	"+"
7	"-"	"±"	"-"	"+"	"±"	"+"	"±"	"+"
8	"-"		"-"	"+"		"+"	"-"	"+"

нейшем облегчает построение кинематических схем АКП.

Из результатов анализа возможных вариантов кинематических схем УМДМ можно делать следующие выводы по вариантам сочетаний:

- сочетание i_{1-4} неприемлемо ввиду того, что все передаточные отношения имеют отрицательный знак;
- сочетание i_{1-8} приемлемо;
- сочетание i_{1-5} неприемлемо, так как два передаточных отношения имеют отрицательный знак;
- сочетание i_{5-4} неприемлемо вследствие того, что при торможении любого звена выходное звено 4 будут иметь передаточное отношение по абсолютной величине значительно меньше единицы;
- сочетание i_{5-8} приемлемо;
- сочетания i_{6-4} , i_{6-8} , i_{6-5} неприемлемы ввиду того, что торможение 1-го звена конструктивно неосуществимо.

С учетом выполненного анализа в качестве ведущих звеньев можно использовать звено 1 (центральная солнечная шестерня 1-го планетарного ряда) и звено 5 (водило), в качестве ведомого — звено 8 (коронное колесо 3-го планетарного ряда).

Кинематические связи звеньев УМДМ. Определим кинематические связи звеньев ПС УМДМ при ведущем звене 1 с помощью следующих уравнений:

$$n_1 = n_8 i_{1-8} + n_H (1 - i_{1-8}); \quad (3)$$

$$n_1 = n_4 i_{1-4} + n_{\text{H}} (1 - i_{1-4}); \quad (4)$$

$$n_1 = n_6 i_{1-6} + n_{\text{H}} (1 - i_{1-6}); \quad (5)$$

$$n_1 = n_7 i_{1-7} + n_{\text{H}} (1 - i_{1-7}). \quad (6)$$

Из уравнения (1) находим n_8 :

$$n_8 = \frac{n_1 - n_{\text{H}} (1 - i_{1-8})}{i_{1-8}}. \quad (7)$$

При $n_4 = 0$ из уравнения (4) находим n_{H} :

$$n_{\text{H}}^4 = \frac{n_1}{1 - i_{1-4}}. \quad (8)$$

Подставляя уравнение (8) в (7), имеем

$$n_8^4 = n_1 - n_1 \frac{1}{1 - i_{1-4}} (1 - i_{1-8}) / i_{1-8}.$$

Разделив обе части данного уравнения на n_1 , получим зависимость

$$\frac{1}{i_{1-8}^4} = \left(1 - \frac{1 - i_{1-8}}{1 - i_{1-4}} \right) / i_{1-8}.$$

Как уже отмечалось выше, зависимость i_{1-8}^4 выражена уравнением (2):

$$i_{1-8}^4 = \frac{1 - i_{1-4}}{1 - i_{8-4}}.$$

Очевидно, что $i_{1-8}^4 \frac{1}{i_{1-8}^4} = 1$, тогда

$$\frac{1 - i_{1-4}}{1 - i_{8-4}} \left(1 - \frac{1 - i_{1-8}}{1 - i_{1-4}} \right) / i_{1-8} = 1.$$

Таблица 2
Кинематические связи между звенями ПС УМДМ

При ведущем звене 1 ($n_1 = \text{const}$)		
$i_{8-4} = \frac{i_{1-4}}{i_{1-8}}$	$i_{8-6} = \frac{i_{1-6}}{i_{1-8}}$	$i_{8-7} = \frac{i_{1-7}}{i_{1-8}}$
$i_{4-8} = \frac{i_{1-8}}{i_{1-4}}$	$i_{4-6} = \frac{i_{1-6}}{i_{1-4}}$	$i_{4-7} = \frac{i_{1-7}}{i_{1-4}}$
$i_{6-4} = \frac{i_{1-4}}{i_{1-6}}$	$i_{6-7} = \frac{i_{1-7}}{i_{1-6}}$	$i_{6-8} = \frac{i_{1-8}}{i_{1-6}}$
$i_{7-4} = \frac{i_{1-4}}{i_{1-7}}$	$i_{7-6} = \frac{i_{1-6}}{i_{1-7}}$	$i_{7-8} = \frac{i_{1-8}}{i_{1-7}}$

Таким образом, получаем следующую зависимость

$$i_{4-8} = \frac{i_{1-4}}{i_{1-8}}.$$

Аналогично устанавливаем кинематические связи между звенями при $n_6 = 0$, $n_7 = 0$. Полученные результаты кинематических связей звеньев УМДМ представлены в табл. 2.

При ведущем звене 5 (водило) уравнение кинематической связи между звенями ПС УМДМ имеет вид:

$$i_{5-8}^p = \frac{1}{1 - i_{8-p}},$$

где индекс p — заторможенное звено.

Кинематические связи между звенями ПС УМДМ при ведущем звене 5 даны в табл. 3.

Обобщенный кинематический план УМДМ. Используя известную методику

Таблица 3

Кинематические связи между звенями ПС УМДМ

При ведущем звене 5 ($n_5 = \text{const}$)			
$i_{5-8}^1 = \frac{1}{1 - i_{8-1}}$	$i_{5-8}^6 = \frac{1}{1 - i_{8-6}}$	$i_{5-8}^4 = \frac{1}{1 - i_{8-4}}$	$i_{5-8}^7 = \frac{1}{1 - i_{8-7}}$

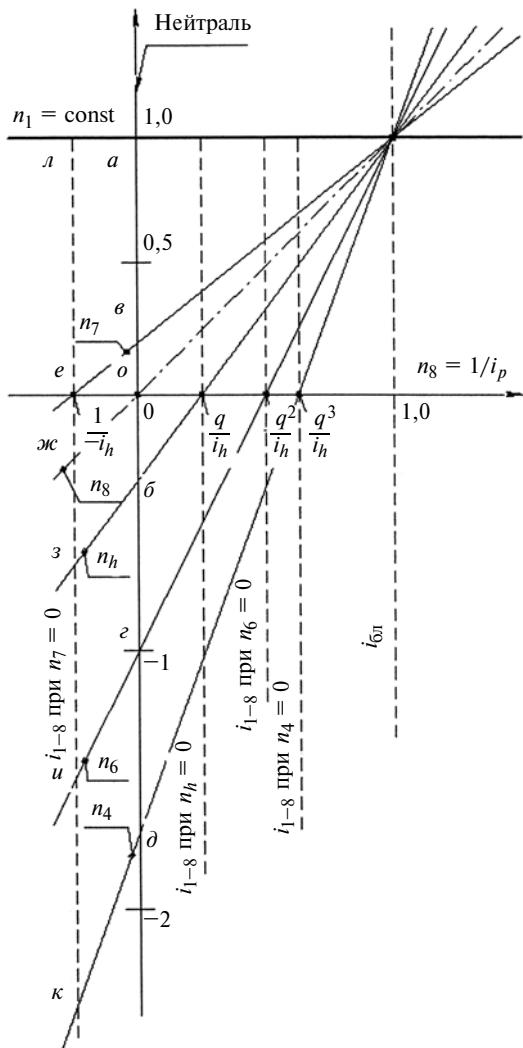


Рис. 5. Обобщенный кинематический план ПС УМДМ при ведущем звене 1

построения обобщенного кинематического плана (ОКП) на основе уравнений кинематических связей с учетом низшей передачи и шага между передачами q , на рис. 5 приведен ОКП ПС УМДМ.

Частота вращения ведомого вала выражается отрезками оси абсцисс или ординатами штрих-пунктирного луча, проведенного через начало координат и единичную точку. Частоты вращения тормозных (заторможенных) звеньев n_p на включаемых передачах и нейтральной определяются ординатами их лучей.

Относительные частоты вращения центральных звеньев определяются вертикальными отрезками между их лучами. Например, на передаче заднего хода, которая получается включением

тормоза заднего хода ($n_7 = 0$), абсолютные частоты вращения центральных звеньев

$$n_{\text{вм}} = n_{\text{вш}} \frac{-\text{ое}}{\text{oa}} = n_{\text{вш}} \frac{-\text{окж}}{\text{oa}}; n_4 = n_{\text{вш}} \frac{-\text{ке}}{\text{ле}};$$

$$n_{\text{п}} = n_{\text{вш}} \frac{-\text{зе}}{\text{ле}}; n_6 = n_{\text{вш}} \frac{-\text{ие}}{\text{ле}}.$$

Относительная частота вращения максимальна на передаче переднего хода между звеньями n_4 и n_1 , определяется по выражению:

$$n_4 - n_1 = n_{\text{вш}} \frac{\text{лк}}{\text{ле}}.$$

Методика аналитического определения внутренних передаточных отношений УМДМ. Решение уравнения (3)–(6) позволяет получить следующие зависимости для аналитического определения внутренних передаточных отношений, т. е. характеристик дифференциальных механизмов (см. рис. 2):

$$i_{1-8}^H = i_1 - 2i_2' - 3i_3' - 8; \quad (9)$$

$$i_{1-8}^6 = \frac{1 - i_{1-6}}{1 - i_{8-6}}; \quad (10)$$

$$i_{1-8}^4 = \frac{1 - i_{1-4}}{1 - i_{8-4}}; \quad (11)$$

$$i_{1-8}^7 = \frac{1 - i_{1-7}}{1 - i_{8-7}}. \quad (12)$$

Поскольку по табл. 2 и 3 $i_{8-6} = \frac{i_{1-6}}{i_{1-8}}$; $i_{8-4} = \frac{i_{1-4}}{i_{1-8}}$, $i_{8-7} = \frac{i_{1-7}}{i_{1-8}}$, то после подстановки этих зависимостей в уравнения (10)–(12) получим

$$i_{1-8}^6 = \frac{1 - i_{1-6}}{1 - \frac{i_{1-6}}{i_{1-8}}}; \quad (13)$$

$$i_{1-8}^4 = \frac{1 - i_{1-4}}{1 - \frac{i_{1-4}}{i_{1-8}}}; \quad (14)$$

ИССЛЕДОВАНИЕ. РАСЧЕТ

$$i_{1-8}^7 = \frac{1 - i_{1-7}}{1 - \frac{i_{1-7}}{i_{1-8}}}. \quad (15)$$

Характеристики (внутренние передаточные отношения) i_{1-4} , i_{1-6} , i_{1-8} определяем из уравнений (9), (13), (15).

Характеристика i_{1-8} будет равна величине передаточного числа при торможении водила:

$$i_{1-8}^H = i_{1-8}. \quad (16)$$

Характеристика i_{16} будет определена из уравнения (13):

$$i_{1-8}^6 = \frac{1 - i_{1-6}}{1 - \frac{i_{1-6}}{i_{1-8}}} = \frac{(1 - i_{1-6})i_{1-8}}{i_{1-8} - i_{1-6}};$$

$$i_{1-8}^6 (i_{1-8} - i_{1-6}) = (1 - i_{1-6})i_{1-8};$$

$$i_{1-6} = \frac{i_{1-8}(i_{1-8}^6 - 1)}{i_{1-8}^6 - i_{1-8}}. \quad (17)$$

Соответственно характеристики i_{1-4} , i_{1-7} будут определены из уравнений (14), (15):

$$i_{1-4} = \frac{i_{1-8}(i_{1-8}^4 - 1)}{i_{1-8}^4 - i_{1-8}}; \quad (18)$$

$$i_{1-7} = \frac{i_{1-8}(i_{1-8}^7 - 1)}{i_{1-8}^7 - i_{1-8}}. \quad (19)$$

При торможении водила 5 получаем первую передачу УМДМ:

$$i_I = i_{1-8}^H.$$

При торможении 6-го звена получаем вторую передачу УМДМ:

$$i_{II} = i_{1-8}^6.$$

При торможении 4-го звена получаем третью передачу УМДМ:

$$i_{III} = i_{1-8}^4.$$

При блокировке УМДМ получаем четвертую передачу АКП:

$$i_{IV} = 1.$$

При торможении 7-го звена, как было отмечено выше, получаем передачу с отрицательным значением:

$$i_{3x} = -i_{1-8}^7.$$

Подбор чисел зубьев УМДМ. В любой ПС для обеспечения ее работоспособности необходимо выполнить условия сборки, соосности и "соседства", что накладывает определенные ограничения на подбор чисел зубьев зубчатых колес, который должен соответствовать расчетным передаточным отношениям.

ПС УМДМ имеет отличительные свойства, в том числе и наличие в кинематической схеме УМДМ сцепленных сателлитов, связанных друг с другом во втором ПР, образуя замкнутый шестеренчатый ряд (рис. 6).

Число сателлитов, расположенных в первом и третьем рядах, распределяю-

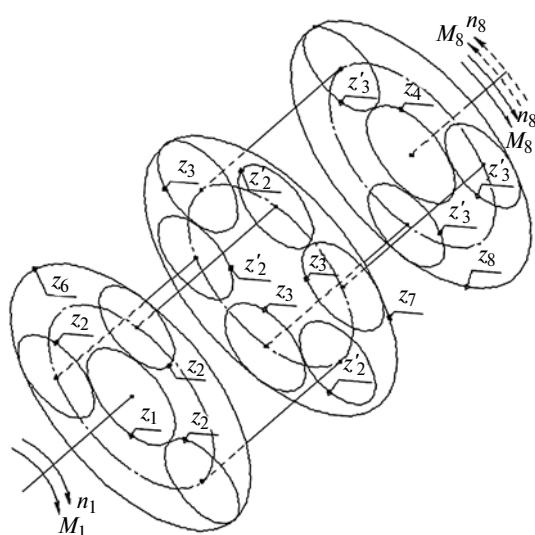


Рис. 6. Аксонометрическое изображение кинематической схемы УМДМ

щих мощность от ведущего к ведомому кинематическому звену, не может быть больше трех, что несколько снижает несущие способности дифференциального механизма.

При наличии трех сателлитов в первом и третьем рядах и шести сателлитов в шестеренном ряду необходимо разместить их на одинаковых межцентровых расстояниях во всех трех ПР. Тогда при условии, что суммы зубьев шестерен, находящихся в зацеплении в каждом планетарном ряду будут равны между собой и кратны трем, обеспечивается выполнение условий сборки, соосности и "соседства".

В связи с изложенным выше необходимо определить диапазоны внутренних передаточных чисел в каждом из четырех дифференциальных механизмов при обеспечении постоянства межцентрового расстояния в планетарных рядах УМДМ. Для решения этой задачи использовано условие соосности:

$$z_a + z_c = kA,$$

где z_a — число зубьев солнечной центральной шестерни; z_c — число зубьев коронного колеса; k — число сателлитов; A — любое целое число.

Задаемся диапазоном числа зубьев солнечной центральной шестерни при условии $k = 3$, и, исходя из кинематической схемы первого, второго, третьего и четвертого дифференциальных механизмов, рассчитываем диапазон передаточных чисел (характеристики дифференциальных механизмов) i_{1-6} , i_{1-7} , i_{1-8} , i_{1-4} в зависимости от числа A . На основе расчетов был построен график

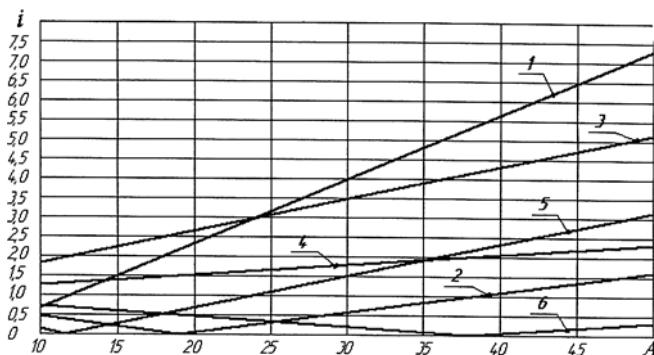


Рис. 7. График изменения i в функции от числа A :

1 — i_{1-6} при $z_a = \min$; 2 — i_{1-6} при $z_a = \max$; 3 — i_{1-7} , i_{1-8} при $z_a = \min$; 4 — i_{1-7} , i_{1-8} при $z_a = \max$; 5 — i_{1-4} при $z_a = \max$; 6 — i_{1-6} при $z_a = \min$

изменения передаточных чисел в функции от числа A (рис. 7).

На данном графике при каком-либо постоянном значении A расстояние между линиями 1 — 2, 3 — 4, 5 — 6 определяет диапазон внутренних передаточных чисел всех четырех дифференциальных механизмов УМДМ с учетом того, что диапазон, расположенный между линиями 3-4, одинаков для второго и третьего дифференциальных механизмов (см. рис. 2).

При известных передаточных числах (i_{1-6} , i_{1-7} , i_{1-8} , i_{1-4}) дифференциальных механизмов можно определить число зубьев звеньев УМДМ с учетом габаритных размеров механизма, характеризуемых числом A .

Для первого дифференциального механизма:

$$i_{1-6} = \left(-\frac{z_2}{z_1} \right) \frac{z_6}{z_2}, \quad (20)$$

где z_1 — число зубьев центральной солнечной шестерни 1; z_2 — число зубьев сателлита 2; z_6 — число зубьев коронного колеса 6.

Число зубьев коронного колеса 6 из условия соосности:

$$z_6 = z_1 + 2z_2. \quad (21)$$

Совместно решив уравнения (20) и (21), определяем z_1 :

$$z_1 = \frac{2z_2}{i_{1-6} - 1}.$$

Приравняв уравнения (17) и (20), можно определить число зубьев коронного колеса 6:

$$z_6 = \frac{i_{1-8}(i_{1-8}^6 - 1)(-z_1)}{i_{1-8}^6 - i_{1-8}}.$$

Для второго дифференциального механизма (по конструктивным особенностям УМДМ известно, что $z_1 = z_3$, $z_2 = z_2'$):

$$i_{1-7} = \left(-\frac{z_2}{z_1} \right) \left(-\frac{z_3}{z_2'} \right) \frac{z_7}{z_3} = \frac{z_7}{z_3}, \quad (22)$$

где z_2' — число зубьев сателлита 2'; z_3 — число зубьев сателлита 3; z_7 — число зубьев коронного колеса 7.

Приравняв уравнения (19) и (38), определяем число зубьев коронного колеса 7:

$$z_7 = \frac{i_{1-8}(i_{1-8}^7 - 1)z_3}{i_{1-8}^7 - i_{1-8}}.$$

Для третьего дифференциального механизма

$$i_{1-8} = \left(-\frac{z_2}{z_1} \right) \left(-\frac{z_3}{z_2'} \right) \frac{z_8}{z_3'}, \quad (23)$$

где z_3' — число зубьев сателлита 3'; z_8 — число зубьев коронного колеса 8.

Приравняв уравнения (16) и (23), определяем число зубьев коронного колеса 8

$$z_8 = \frac{i_{1-8}^H z_1 z_2' z_3'}{z_2 z_3}. \quad (24)$$

Для четвертого дифференциального механизма

$$i_{1-4} = \left(-\frac{z_2}{z_1} \right) \left(-\frac{z_3}{z_2'} \right) \left(-\frac{z_4}{z_3'} \right), \quad (25)$$

где z_4 — число зубьев солнечной шестерни 4.

Приравняв уравнения (18) и (25), определяем число зубьев солнечной шестерни 4

$$z_4 = \frac{i_{1-8}(i_{1-8}^4 - 1)z_1 z_2' z_3' (-1)}{(i_{1-8}^4 - i_{1-8})z_3}.$$

Число зубьев сателлита 3' находим из условия соосности:

$$z_{3'} = \frac{z_8 - z_4}{2}.$$

Полученные числа зубьев должны быть связаны следующими зависимостями

$$z_8 = z_4 + 2z_3';$$

$$z_7 = z_4 + z_3' + z_5;$$

$$z_1 + z_2 = z_4 + z_3'.$$

Заключение. Компактность ПС УМДМ определяется тем, что при трех планетарных рядах число дифференциальных механизмов равно четырем, а число основных звеньев равно шести. При этом ПС УМДМ в отличие от указанных выше схем при постоянном ведущем звене обеспечивает получение на ведомом звене пяти передач: три понижающих передачи; прямую передачу; задний ход.

Применение ПС УМДМ в качестве модуля позволяет решать задачу синтеза не только двухступенных, но и трехступенных АКП при увеличении числа управляющих элементов или дополнительного планетарного ряда и при использовании в качестве ведущего звена не одного, а двух звеньев ПС УМДМ (солнечное центральное колесо первого планетарного ряда и водило).

Предложенная методика кинематического расчета УМДМ позволяет упростить определение передаточных чисел дополнительных планетарных рядов при синтезе двух и трехступенных АКП.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Кирдяшев, Ю. Н. Многопоточные передачи дифференциального типа [Текст] / Ю. Н. Кирдяшев. — Л.: Изд-во Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1981. — 223 с.
2. Косенков, А. А. Устройство автоматических коробок передач и трансмиссий [Текст] / А. А. Косенков. — Ростов н/Д: "Феникс", 2003. — 416 с.
3. Кожевников, С. Н. Теория механизмов и машин [Текст] / С. Н. Кожевников. — М.: Машиностроение, 1969. — 584 с.
4. Шарипов, В. М. Конструирование и расчет тракторов [Текст] / В. М. Шарипов. — М.: Машиностроение, 2004. — 590 с.
5. Патент РФ № 2384773 "Автоматическая ступенчатая планетарная коробка передач" от 20.03.2010 г.

ИССЛЕДОВАНИЕ. РАСЧЕТ

УДК

629.113.004.67

А. Ф. Синельников,
канд. техн. наук,
проф.,
МГТУ "МАДИ"
E-mail:
AFSinevnikov@
mail.ru

Маршрутная технология ремонта коленчатых валов автомобильных двигателей

(Продолжение.

Начало см. журнал "Грузовик" № 8, 2010)

Приведена маршрутная технология ремонта коленчатых валов двигателей внутреннего сгорания. Рассмотрены основные принципы формирования маршрутов ремонта деталей. На примере коленчатого вала автомобильного двигателя разработаны маршруты его ремонта, дано содержание работ технологических операций и применяемое оборудование.

Ключевые слова: маршрутная технология, коленчатый вал, ремонт, ремонтное оборудование.

Маршрутная технология ремонта коленчатого вала

Данная методика проиллюстрирована на примере коленчатого вала автомобильного двигателя. Рассматриваемая деталь относится к классу восстанавливаемых и имеет большое количество дефектов, которые в процессе ее ремонта устраняются.

Коленчатые валы отечественных автомобильных двигателей изготавливают из углеродистых и легированных сталей марок 45, 45Х, 45Г2, 50Г, 18ХНМА, 40ХНМА, а также из высокопрочных чугунов. Коренные и шатунные шейки подвергаются упрочнению и имеют твердость 52—62 HRC₃.

При нормальных условиях эксплуатации основной дефект деталей этого класса — износ. Перегрузка и усталость металла, нарушение смазывания трущихся поверхностей вызывают нагрев и деформацию детали, интенсивный износ, задиры и схватывание на поверхностях трения. Следствием усталости материала деталей может быть и их поломка. Большое разнообразие внешних факторов, действующих на условия работы деталей, приводит к изменению скорости изнашивания их поверхностей и случайному сочетанию дефектов.

Трещины на шейках коленчатых валов являются одной из основных причин их выбраковки и составляют примерно 9—16 % валов, поступающих в ремонт. Коленчатые валы могут выбраковываться со следующими трещинами: на галтелях коренных

и шатунных шеек; на цилиндрической части шеек на расстоянии менее 6 мм от торцов шеек; на кромках отверстий масляных каналов при длине трещины свыше 15 мм и расположении ее под углом более 30° к оси шейки; трещины, находящиеся на расстоянии друг от друга менее 10 мм и расположенные под углом более 30° к оси вала; более восьми трещин длиной менее 5 мм на цилиндрической части шеек и у кромок отверстий масляных каналов; более трех трещин длиной свыше 5 мм.

Характерные дефекты коленчатых валов: трещины, износ коренных и шатунных шеек, деформация вала, повреждение шеек под распределительную шестерню и шкив, смятие шпоночных пазов, износ отверстий под болты крепления маховика и отверстия под подшипник первичного вала коробки передач, износ упорных торцов и увеличение длины установочной коренной шейки, изменение размеров фланца и шеек под манжеты, повреждение резьбы.

Для решения этой задачи на коленчатом валу выделяются дефекты рабочих поверхностей, предусмотренные техническими требованиями на ремонт двигателя, в которых изложены в виде карт (табл. 7) по каждой детали следующие сведения: общие сведения о детали; перечень возможных ее дефектов; способы выявления дефектов; допустимые без ремонта размеры детали и рекомендуемые способы устранения дефектов. В табл. 7 приведена карта технических условий на дефектацию коленчатого вала.

Для решения этой задачи на коленчатом валу выделяются дефекты рабочих поверхностей (см. табл. 7), предусмотренные техническими условиями на ремонт. Результаты дефектации коленчатых валов в соответствии с техническими условиями альтернативным методом представлены в табл. 8. Дефект 7 исключен из последующего рассмотрения при формировании маршрутов восстановления коленчатого вала, так как при его наличии вал выбраковывают.

Таблица 7

Карта технических условий на дефектацию коленчатого вала

Деталь (сборочная единица): Коленчатый вал					
№ п/п	Вид дефектов	Способ установления дефекта и средства контроля	Размеры, мм		Заключение
			номинальный	допустимый без ремонта	
1	Срыв резьбы под храповик	Осмотр	M27×1,5	M27×1,5	Ремонтировать при срыве резьбы более двух ниток. Нарезка резьбы ремонтного размера M30×1,5
2	Биение шейки под шестерню и ступицу шкива вала	Призмы и индикатор	0,03	0,05	Ремонтировать. Наплавка
3	Износ поверхности под шестернию и ступицу шкива вала по диаметру	Скоба 45,92 мм или микрометр 25–50 мм	45 ^{-0,025} _{-0,050}	45,92	Ремонтировать. Наплавка
4	Износ шпоночной канавки под шестерню по ширине	Калибр	6 ^{-0,010} _{-0,055}	6,02	Ремонтировать . Наплавка
5	Увеличение длины передней коренной шейки	Индикаторное приспособление для контроля длины передней шейки	32 ^{+0,160} _{-0,075}	—	Ремонтировать. Установка задней шайбы упорного подшипника коленчатого вала ремонтного размера. Браковать при размере более 32,62 мм
6	Износ коренных шеек по диаметру	Микрометр 50–75 мм	75 _{-0,013}	—	Ремонтировать. Шлифование до ремонтного размера. Браковать при размере менее 73,98 мм
7	Трещины и обломы любого характера и направления	Осмотр. Магнитный дефектоскоп	—	—	Браковать
8	Срыв резьбы грязесборника	Осмотр	M30×1,5	M30×1,5	Ремонтировать при срыве резьбы менее двух ниток. Прогонка по всей длине
9	Износ шатунных шеек по диаметру или глубокие заиды на отдельных шейках	Микрометр 50–75 мм	65,5 _{-0,013}	—	Ремонтировать. Шлифование до ремонтного размера. Браковать при размере менее 63,48 мм
10	Увеличение длины шатунных шеек	Шаблон 58,32 мм	58 ^{+0,12}	58,32	Браковать при длине шеек более 58,32
11	Биение средней коренной шейки относительно крайних (прогиб вала)	Призмы и индикатор	Не более 0,05	Не более 0,03	Ремонтировать. Правка

ТЕХНОЛОГИЯ

12	Непараллельность осей шатунных шеек	Призмы и индикатор	0,02	Не более 0,02	Ремонтировать. Правка
13	Изменение радиуса кривошипа	Специальное приспособление	$47,5^{+0,08}_{-0,08}$	$47,5^{+0,08}_{-0,08}$	Ремонтировать. Шлифование шеек до ремонтного размера
14	Износ маслосгонных канавок по диаметру	Скоба 78,8 мм или микрометр 75—100 мм	$79^{-0,03}_{-0,06}$	78,8	Ремонтировать. Наплавка
15	Биение поверхности диаметра вала под манжету	Призмы и индикатор	Не более 0,02	Не более 0,04	Ремонтировать. Наплавка
16	Износ отверстия под подшипник направляющего конца ведущего вала коробки передач	Пробка 52,01 мм или нутромер индикаторный 50—100 мм	$52^{-0,008}_{-0,040}$	52,01	Ремонтировать. Постановка втулки
17	Износ отверстий во фланце под болты крепления маховика	Пробка 14,06 мм или нутромер индикаторный 10—18 мм	$14^{+0,035}$	14,06	Ремонтировать. Разворачивание до ремонтного размера в сборе с маховиком. Браковать при размере более 14,56 мм
18	Биение торцовой поверхности фланца вала	Призмы, индикатор и микрометр 0—25 мм	0,1	0,1	Ремонтировать. Протачивание "как чисто" до размера не менее 9,5 мм

Анализ технического состояния коленчатых валов после дефектации (см. табл. 8) показывает, что все детали имеют какие-либо дефекты, которые в процессе ремонта должны быть устранены.

Реального сочетание дефектов коленчатых валов и частота их появления в группе, имеющих одинаковой сочетание дефектов, приведены в табл. 9.

Вероятность появления валов с одинаковым сочетанием дефектов очень мала. Практически только 3 коленчатых вала из партии 30 деталей имеют одинаковое сочетание дефектов D_5 , D_6 , D_9 , D_{11} , D_{12} , D_{13} . В такой ситуации целесообразно организовать технологический процесс восстановления коленчатых валов по маршрутной технологии.

Руководствуясь принципами объединения одинаковых сочетаний дефектов в маршруты восстановления детали, изложенные ранее, рекомендуется 4 маршрута восстановления коленчатых валов, имеющие маршрутные коэффициенты, которые приведены в табл. 10.

Дефекты 6 и 9 встречаются не у всех отдефектованных коленчатых валов, но для обеспечения их надежной работы технологическая операция шлифования коренных и шатунных шеек выполняется во всех маршрутах.

Дефект 5 включен также во все маршруты восстановления коленчатых валов по технологическим соображениям, так как данный дефект устраняется в обязательном порядке методом регулирования путем установки регулировочных прокладок различной толщины в зависимости от передней коренной шейки.

Дефекты 11, 12 и 13 функционально связаны друг с другом, и поэтому при наличии хотя бы одного из них коленчатый вал в обязательном порядке подвергается правке. Устранение этих дефектов также включено во все маршруты восстановления коленчатых валов.

Таким образом, в маршруте № 1 восстановления коленчатых валов выполняются следующие технологические операции: правка вала, шлифование коренных и шатунных шеек, регулировка вала от осевого смещения путем установки регулировочных прокладок требуемой толщины на передней коренной шейке.

Маршрут № 2 предусматривает выполнение технологических операций в такой последовательности: правка вала до устранения биения шейки под шестерню и ступицу шкива вала (дефект 2) и биения поверхности по диаметру вала под манжету (дефект 15), шлифование коренных и шатунных шеек, устранение износа маслосгон-

Таблица 8

№ детали	Номера дефектов вала согласно техническим условиям на дефектацию (см. табл. 7)																	
	1	2	3	4	5	6	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	
1	0	0	0	0	1	1	0	1	0	1	1	1	0	0	0	0	0	
2	0	1	0	0	1	1	0	1	1	1	1	1	1	1	0	0	0	
3	0	0	0	0	1	1	0	1	0	1	1	1	1	0	1	0	1	
4	1	0	1	1	1	1	0	1	0	1	1	1	0	0	1	1	1	
5	0	0	0	0	1	1	0	1	0	0	1	1	1	0	0	0	0	
6	0	1	0	0	0	1	0	1	1	1	1	1	1	1	0	0	0	
7	0	0	0	0	1	1	0	1	0	1	1	1	0	1	1	0	1	
8	0	1	0	0	0	1	0	1	0	1	1	1	1	1	0	0	0	
9	0	0	0	0	1	0	0	0	0	1	1	1	0	0	1	1	1	
10	0	1	0	0	1	1	0	1	0	0	0	0	0	1	1	0	0	
11	0	0	0	0	1	0	0	1	0	1	1	1	1	0	1	0	1	
12	0	1	0	0	1	1	0	1	0	0	0	1	1	1	0	0	0	
13	0	1	0	0	1	1	0	1	0	1	1	1	1	0	0	0	0	
14	0	1	0	0	1	1	0	1	0	1	1	1	0	0	0	0	0	
15	0	1	0	0	1	1	0	0	1	0	0	1	0	1	0	0	0	
16	0	1	0	0	1	0	0	1	1	1	1	0	1	0	0	0	0	
17	0	0	0	0	0	1	0	0	1	1	1	1	0	0	1	1	1	
18	0	1	0	0	1	1	0	1	1	0	0	1	1	1	0	0	0	
19	0	0	0	0	1	1	0	1	0	1	1	1	0	0	1	0	1	
20	0	1	0	0	1	0	0	0	1	0	0	0	1	1	0	0	0	
21	0	0	0	0	1	1	0	1	0	1	1	1	0	0	0	0	0	
22	0	1	0	0	0	1	0	1	1	1	1	1	0	1	0	0	0	
23	0	0	0	0	1	1	0	1	0	1	1	1	1	0	1	0	1	
24	0	1	0	0	1	1	0	1	1	1	1	1	1	1	0	0	0	
25	0	0	0	0	1	1	0	1	1	1	1	1	0	0	1	1	1	
26	0	1	0	0	0	1	0	0	1	1	1	1	1	0	0	0	0	
27	0	0	0	0	1	1	0	1	0	0	0	1	0	1	1	0	1	
28	0	1	0	0	1	1	0	1	0	1	1	0	1	1	0	0	0	
29	0	0	0	1	0	1	1	1	1	0	0	1	0	0	1	1	1	
30	0	1	0	0	1	1	0	1	0	1	1	0	1	1	0	0	0	
$\sum_{i=1}^n D_{ji}$	1	16	1	2	24	26	1	25	12	23	23	25	16	14	11	5	11	

ТЕХНОЛОГИЯ

Таблица 9

Номер групп сочетаний дефектов	Реальное сочетание дефектов	Число деталей в группе, имеющий одинаковое сочетание дефектов
1	Д ₅ , Д ₆ , Д ₉ , Д ₁₁ , Д ₁₃	3
2	Д ₂ , Д ₅ , Д ₆ , Д ₁₀ , Д ₁₁ , Д ₁₂ , Д ₁₃ , Д ₁₄ , Д ₁₅	1
3	Д ₅ , Д ₆ , Д ₉ , Д ₁₁ , Д ₁₂ , Д ₁₃ , Д ₁₄ , Д ₁₆ , Д ₁₇	1
4	Д ₁ , Д ₃ , Д ₄ , Д ₅ , Д ₆ , Д ₉ , Д ₁₁ , Д ₁₂ , Д ₁₃ , Д ₁₆ , Д ₁₇ , Д ₁₈	1
5	Д ₂ , Д ₆ , Д ₉ , Д ₁₀ , Д ₁₁ , Д ₁₂ , Д ₁₃ , Д ₁₄ , Д ₁₅	1
6	Д ₅ , Д ₆ , Д ₉ , Д ₁₁ , Д ₁₄ , Д ₁₃ , Д ₁₄ , Д ₁₅ , Д ₁₆ , Д ₁₈	1
7	Д ₂ , Д ₆ , Д ₉ , Д ₁₁ , Д ₁₂ , Д ₁₃ , Д ₁₄ , Д ₁₅	1
8	Д ₅ , Д ₁₁ , Д ₁₂ , Д ₁₃ , Д ₁₆ , Д ₁₇ , Д ₁₈	1
9	Д ₂ , Д ₅ , Д ₆ , Д ₉ , Д ₁₄ , Д ₁₅	1
10	Д ₅ , Д ₉ , Д ₁₁ , Д ₁₂ , Д ₁₃ , Д ₁₄ , Д ₁₆ , Д ₁₈	1
11	Д ₂ , Д ₅ , Д ₆ , Д ₉ , Д ₁₃ , Д ₁₄ , Д ₁₅	1
12	Д ₂ , Д ₅ , Д ₆ , Д ₉ , Д ₁₁ , Д ₁₂ , Д ₁₃ , Д ₁₄	1
13	Д ₂ , Д ₅ , Д ₆ , Д ₉ , Д ₁₁ , Д ₁₂ , Д ₁₃	1
14	Д ₂ , Д ₅ , Д ₆ , Д ₁₀ , Д ₁₃ , Д ₁₅	1
15	Д ₂ , Д ₅ , Д ₉ , Д ₁₀ , Д ₁₁ , Д ₁₂ , Д ₁₄	1
16	Д ₆ , Д ₁₀ , Д ₁₁ , Д ₁₂ , Д ₁₃ , Д ₁₆ , Д ₁₇ , Д ₁₈	1
17	Д ₂ , Д ₅ , Д ₆ , Д ₉ , Д ₁₀ , Д ₁₃ , Д ₁₄ , Д ₁₅	1
18	Д ₅ , Д ₆ , Д ₉ , Д ₁₁ , Д ₁₂ , Д ₁₃ , Д ₁₆ , Д ₁₈	1
19	Д ₂ , Д ₅ , Д ₁₀ , Д ₁₄ , Д ₁₅	1
20	Д ₂ , Д ₆ , Д ₉ , Д ₁₀ , Д ₁₁ , Д ₁₂ , Д ₁₃ , Д ₁₅	1
21	Д ₅ , Д ₆ , Д ₉ , Д ₁₁ , Д ₁₂ , Д ₁₃ , Д ₁₄ , Д ₁₆ , Д ₁₈	1
22	Д ₂ , Д ₅ , Д ₆ , Д ₉ , Д ₁₀ , Д ₁₁ , Д ₁₂ , Д ₁₃ , Д ₁₄ , Д ₁₅	1
23	Д ₅ , Д ₆ , Д ₉ , Д ₁₀ , Д ₁₁ , Д ₁₂ , Д ₁₃ , Д ₁₆ , Д ₁₇ , Д ₁₈	1
24	Д ₂ , Д ₆ , Д ₁₀ , Д ₁₁ , Д ₁₂ , Д ₁₃ , Д ₁₄	1
25	Д ₂ , Д ₆ , Д ₉ , Д ₁₃ , Д ₁₅ , Д ₁₆ , Д ₁₈	1
26	Д ₂ , Д ₅ , Д ₆ , Д ₉ , Д ₁₁ , Д ₁₂ , Д ₁₄ , Д ₁₅	1
27	Д ₄ , Д ₆ , Д ₈ , Д ₉ , Д ₁₀ , Д ₁₃ , Д ₁₆ , Д ₁₇ , Д ₁₈	1
28	Д ₂ , Д ₅ , Д ₆ , Д ₉ , Д ₁₁ , Д ₁₂ , Д ₁₄ , Д ₁₅	1

Таблица 10

Номер маршрута	Сочетание дефектов, входящих в маршрут	Коэффициент восстановления по маршруту
M _I	Д ₅ , Д ₆ , Д ₉ , Д ₁₁ , Д ₁₂ , Д ₁₃	0,10
M _{II}	Д ₂ , Д ₅ , Д ₆ , Д ₉ , Д ₁₀ , Д ₁₁ , Д ₁₂ , Д ₁₃ , Д ₁₄ , Д ₁₅	0,53
M _{III}	Д ₅ , Д ₆ , Д ₉ , Д ₁₁ , Д ₁₂ , Д ₁₃ , Д ₁₄ , Д ₁₅ , Д ₁₆ , Д ₁₈	0,20
M _{IV}	Д ₁ , Д ₃ , Д ₄ , Д ₅ , Д ₆ , Д ₈ , Д ₉ , Д ₁₀ , Д ₁₁ , Д ₁₂ , Д ₁₃ , Д ₁₆ , Д ₁₇ , Д ₁₈	0,17

ных канавок по диаметру (дефект 14); регулировка вала от осевого смещения для компенсации износа длины шатунных шеек (дефект 10) путем установки регулировочных прокладок требуемой толщины на передней коренной шейке.

Маршрут № 3 отличается от маршрута № 2 дополнением операций по устранению износа отверстия под подшипник направляющего конца ведущего вала коробки передач (дефект 16) путем установки дополнительной ремонтной детали и бienia торцовой поверхности фланца вала (дефект 18) проточкой торцовой поверхности фланца вала на токарном станке.

Маршрут № 4 предусматривает дополнительные технологические воздействия: по устранению износа отверстий во фланце под болты крепления маховика (дефект 17) рассверливанием изношенных отверстий под болты ремонтного размера; восстановление поверхности под шестерню и ступицу шкива вала по диаметру (дефект 3), а также шпоночной канавки под шестерню по ширине (дефект 4) наплавкой; восстановление резьб под храповик (дефект 1) и грязесборника (дефект 8) путем нарезки ремонтной резьбы или постановки ремонтных ввертышей.

Общее количество коленчатых валов и количество валов, отнесенных к конкретным маршрутам восстановления, приведено в табл. 11.

Результаты расчета вероятностей появления дефектов коленчатого вала P_{Dj} и отнесения этих дефектов к известным маршрутам восстановления вала $P(D_j/M_g)$ приведены в табл. 12.

Числовые значения коэффициентов влияния дефектов коленчатого вала α'_{Dj} и α''_{Dj} даны в табл. 13.

В качестве примера оценки правильности отнесения коленчатых валов, которые абсолютно точно не попадают ни в один из разработанных маршрутов восстановления, принят вал, имеющий следующие дефекты: Д₅, Д₆, Д₉, Д₁₁, Д₁₂, Д₁₃, Д₁₄. Вал, имеющий такое сочетание дефектов, не может быть отнесен ни к одному из четырех известных маршрутов восстановления.

Формула для расчетов условной вероятности отнесения вала с данным сочетанием дефектов запишется в виде:

$$E_{Mg} = K_{Mg} \alpha''_{D1} \alpha''_{D2} \alpha''_{D3} \alpha''_{D4} \alpha'_{D5} \alpha'_{D6} \alpha''_{D8} \alpha'_{D9} \alpha''_{D10} \times \\ \times \alpha'_{D11} \alpha'_{D12} \alpha'_{D13} \alpha'_{D14} \alpha''_{D15} \alpha''_{D16} \alpha''_{D17} \alpha''_{D18}$$

Таблица 11

Номера дефектов детали	Количество деталей с конкретным дефектом, шт.				
	общее	отнесенное к маршрутам восстановления			
		M ₁	M ₂	M ₃	M ₄
1	1	—	—	—	5
2	16	—	16	—	—
3	1	—	—	—	5
4	2	—	—	—	5
5	24	3	16	6	5
6	26	3	16	6	5
8	1	—	—	—	5
9	25	3	16	6	5
10	12	—	16	—	5
11	23	3	16	6	5
12	23	3	16	6	5
13	25	3	16	6	5
14	16	—	16	6	—
15	14	—	16	6	—
16	11	—	—	6	5
17	5	—	—	—	5
18	11	—	—	6	5

Подставляя числовые значения величин из табл. 3 и 13, получим:

для маршрута № 1

$$\begin{aligned}
 E_{M1} = & K_{M1} \alpha''_{D1} \alpha''_{D2} \alpha''_{D3} \alpha''_{D4} \alpha'_{D5} \alpha'_{D6} \times \\
 & \times \alpha''_{D8} \alpha'_{D9} \alpha''_{D10} \alpha'_{D11} \alpha'_{D12} \alpha'_{D13} \alpha'_{D14} \times \\
 & \times \alpha''_{D15} \alpha''_{D16} \alpha''_{D17} \alpha''_{D18} = \\
 = & 0,1 \times 1,08 \times 2,1 \times 1,08 \times 1,07 \times \\
 & \times 0,125 \times 0,11 \times 1,08 \times 0,12 \times 1,67 \times \\
 & \times 0,13 \times 0,13 \times 0,12 \times 1,89 \times 1,59 \times \\
 & \times 1,2 \times 1,59 = 0
 \end{aligned}$$

для маршрута № 2

$$\begin{aligned}
 E_{M2} = & K_{M2} \alpha''_{D1} \alpha''_{D2} \alpha''_{D3} \alpha''_{D4} \alpha'_{D5} \alpha'_{D6} \times \\
 & \times \alpha''_{D8} \alpha'_{D9} \alpha''_{D10} \alpha'_{D11} \alpha'_{D12} \alpha'_{D13} \alpha'_{D14} \times \\
 & \times \alpha''_{D15} \alpha''_{D16} \alpha''_{D17} \alpha''_{D18} = \\
 = & 0,53 \times 1,08 \times 1,0 \times 1,08 \times 1,07 \times 0,66 \times \\
 & \times 0,61 \times 1,08 \times 0,64 \times 0,78 \times 0,69 \times \\
 & \times 0,69 \times 0,64 \times 1,0 \times 0,89 \times 1,59 \times \\
 & \times 1,2 \times 1,59 = 0,12
 \end{aligned}$$

для маршрута № 3

$$\begin{aligned}
 E_{M3} = & K_{M3} \alpha''_{D1} \alpha''_{D2} \alpha''_{D3} \alpha''_{D4} \alpha'_{D5} \alpha'_{D6} \times \\
 & \times \alpha''_{D8} \alpha'_{D9} \alpha''_{D10} \alpha'_{D11} \alpha'_{D12} \alpha'_{D13} \alpha'_{D14} \times \\
 & \times \alpha''_{D15} \alpha''_{D16} \alpha''_{D17} \alpha''_{D18} =
 \end{aligned}$$

Таблица 12

Номера дефектов детали	Вероятности появления дефектов				
	общая Р _{Dj}	отнесенные к маршрутам восстановления			
		P(D _j /M ₁)	P(D _j /M ₂)	P(D _j /M ₃)	P(D _j /M ₄)
1	0,033	0	0	0	0,17
2	0,53	0	0,53	0	0
3	0,033	0	0	0	0,17
4	0,066	0	0	0	0,17
5	0,8	0,1	0,53	0,2	0,17
6	0,87	0,1	0,53	0,2	0,17
8	0,033	0	0	0	0,17
9	0,83	0,1	0,53	0,2	0,17
10	0,4	0	0,53	0	0,17
11	0,77	0,1	0,53	0,2	0,17
12	0,77	0,1	0,53	0,2	0,17
13	0,83	0,1	0,53	0,2	0,17
14	0,53	0	0,53	0,2	0
15	0,47	0	0,53	0,2	0
16	0,37	0	0	0,2	0,17
17	0,17	0	0	0	0,17
18	0,37	0	0	0,2	0,17

$$\begin{aligned}
 = & 0,2 \times 1,08 \times 2,1 \times 1,08 \times 1,07 \times 0,25 \times \\
 & \times 0,23 \times 1,08 \times 0,24 \times 1,67 \times 0,26 \times \\
 & \times 0,26 \times 0,24 \times 0,38 \times 1,51 \times 1,27 \times \\
 & \times 1,2 \times 1,27 = 0,0002
 \end{aligned}$$

для маршрута № 4

$$\begin{aligned}
 E_{M4} = & K_{M4} \alpha''_{D1} \alpha''_{D2} \alpha''_{D3} \alpha''_{D4} \alpha'_{D5} \alpha'_{D6} \times \\
 & \times \alpha''_{D8} \alpha'_{D9} \alpha''_{D10} \alpha'_{D11} \alpha'_{D12} \alpha'_{D13} \alpha'_{D14} \times \\
 & \times \alpha''_{D15} \alpha''_{D16} \alpha''_{D17} \alpha''_{D18} = \\
 = & 0,17 \times 0,9 \times 2,1 \times 0,9 \times 0,89 \times 0,21 \times \\
 & \times 0,19 \times 0,9 \times 0,2 \times 1,38 \times 0,22 \times 0,22 \times \\
 & \times 0,20 \times 1,89 \times 1,32 \times 1,0 \times 1,32 = 0.
 \end{aligned}$$

Таким образом, восстановление коленчатого вала с данным сочетанием дефектов по технологическим соображениям целесообразно выполнять по маршруту № 2, так как значение условной вероятности для него наибольшее.

Износ поверхностей вала устраняется различными способами — обработкой под ремонтный размер, пластической деформацией, установкой дополнительной ремонтной детали (ДРД), накаткой, наплавкой, напылением и др. На выбор способа восстановления поверхностей деталей влияют условия работы детали, качество ее

Таблица 13

Номера дефектов детали	Маршрут восстановления							
	M ₁		M ₂		M ₃		M ₄	
	Коэффициенты влияния дефектов							
	$\alpha'_{Дj}$	$\alpha''_{Дj}$	$\alpha'_{Дj}$	$\alpha''_{Дj}$	$\alpha'_{Дj}$	$\alpha''_{Дj}$	$\alpha'_{Дj}$	$\alpha''_{Дj}$
1	0	1,08	0	1,08	0	1,08	5,0	0,90
2	0	2,1	1,0	1,0	0	2,1	0	2,1
3	0	1,08	0	1,08	0	1,08	5,0	0,90
4	0	1,07	0	1,07	0	1,07	2,6	0,89
5	0,125	4,5	0,66	2,35	0,25	4,0	0,21	1,03
6	0,11	6,9	0,61	3,61	0,23	6,15	0,19	6,38
8	0	1,08	0	1,08	0	1,08	5,0	0,90
9	0,12	5,29	0,64	2,76	0,24	4,71	0,20	4,88
10	0	1,67	1,32	0,78	0	1,67	0,425	1,38
11	0,13	3,91	0,69	2,04	0,26	3,48	0,22	3,61
12	0,13	3,91	0,69	2,04	0,26	3,48	0,22	3,61
13	0,12	5,29	0,64	2,76	0,24	4,71	0,20	4,88
14	0	2,13	1,0	1,0	0,38	1,7	0	2,13
15	0	1,89	1,13	0,89	0,43	1,51	0	1,89
16	0	1,59	0	1,59	0,54	1,27	0,46	1,32
17	0	1,2	0	1,2	0	1,2	1,0	1,0
18	0	1,59	0	1,59	0,54	1,27	0,46	1,32

поверхности, производственная программа и экономическая целесообразность.

Проверку наличия трещин на валу производят на магнитном дефектоскопе. При наличии трещин вал выбраковывают.

Технологический маршрут процесса восстановления коленчатого вала двигателя представлен в табл. 14.

Основной технологической базой при изготовлении и ремонте коленчатых валов являются центровые отверстия.

Контроль бienia средней коренной шейки относительно крайних проводят на специальном стенде или универсальных призмах с помощью индикатора часового типа. Прогиб вала по биению средней коренной шейки контролируют при установке вала крайними коренными шейками на призмы индикатором, закрепленном на штативе. Вал поворачивают в призмах, наблюдая за показаниями индикатора. Разность между крайними показаниями индикатора за один оборот коленчатого вала представляет собой значение прогиба. Если прогиб превышает значение, указанное в технических условиях, то его устраняют правкой, а затем шлифуют под ремонтный размер. Если значение прогиба меньше, то вал не правят.

Механическая правка давлением может производиться в холодном состоянии или с нагревом. Правку в холодном состоянии осуществляют у валов диаметром до 200 мм в том случае, если величина прогиба не превышает 1 мм на 1 м длины вала (рис. 1). За размер стрелы прогиба принимают половину значения бienia вала $f + f_1$ (рис. 1, б), показываемого индикатором 1. Для правки вал 4 ставят на призмы или опоры 5 винтового или гидравлического пресса выпуклой стороной вверх и перегибают, нажимая на шток 3 пресса через прокладку 2 из цветного сплава так, чтобы обратная величина прогиба была в 10–15 раз больше того прогиба, который имел вал до правки. Процесс нагружения повторяют до тех пор, пока прогиб

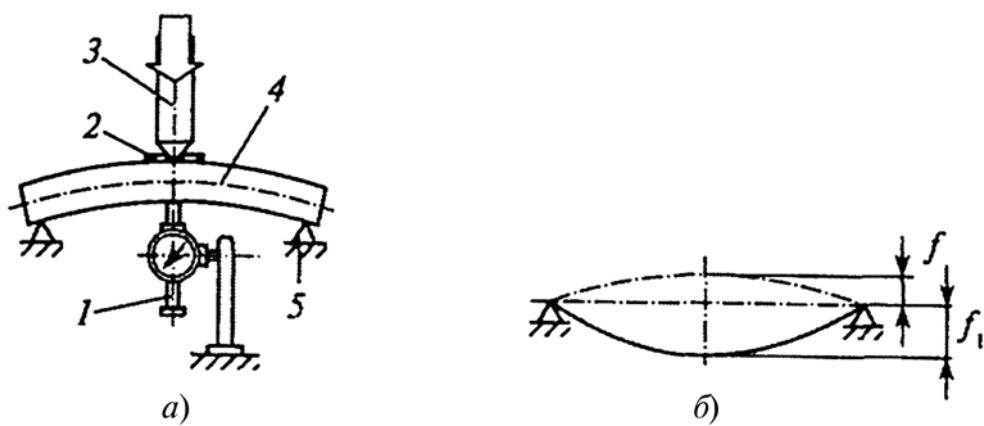


Рис. 1. Схемы холодной правки вала:

а — монтажная; б — расчетная: 1 — индикатор; 2 — прокладка; 3 — нажимной шток; 4 — вал; 5 — опоры

Таблица 14

Содержание операции	Базирование вала	Оборудование, приспособление
Контроль биения средней коренной шейки относительно крайних. Устранение биения правкой на прессе или наклепом	По крайним коренным шейкам	Призмы, контрольный стенд, пресс, пневмоинструмент для правки наклепом
Правка центровых фасок	По коренным шейкам	Токарно-винторезный станок. Трехкулачковый патрон, люнет
Восстановление шпоночных пазов, зачистка сварочных швов	По коренным шейкам	Установка для электродуговой сварки, призмы, ручная шлифовальная машина
Накатка шеек под распределительную шестерню (шкив) цилиндрической поверхности фланца для крепления маховика	По центровым фаскам	Токарно-винторезный станок, накатка, люнет
Шлифование шеек под распределительную шестернию (шкив) цилиндрической поверхности фланца	По центровым фаскам	Кругло-шлифовальный станок, центры, люнет
Фрезерование шпоночных пазов	По коренным шейкам и угловая фиксация по шатунной шейке или боковой плоскости 1-го кри-вошипа	Фрезерный станок, специаль-ное приспособление
Растачивание отверстия по подшипник первичного вала коробки передач для установки дополнительной ремонтной детали, ее за-прессовка, растачивание отверстия под размер рабочего чертежа, обработка торца фланца и фаски	По коренным шейкам	Токарно-винторезный станок, люнет, приспособление для за-прессовки
Шлифование коренных шеек и торца установочной шейки под ремонтный размер	По центровым фаскам	Кругло-шлифовальный станок, центры, люнет
Шлифование шатунных шеек под ремонтный размер	По центровым фаскам и шпоноч-ному пазу под распределитель-ную шестернию (шкив)	Кругло-шлифовальный станок, центросмесители, делильное устройство, центры, люнет
Развертывание отверстий во фланце под болты крепления маховика под ремонтный размер	По торцу, цилиндрической по-верхности фланца и одному из от-верстий	Сверлильный станок, кондуктор-ное приспособление
Обработка фасок масляных каналов	По коренным шейкам	Ручная шлифовальная машин, призмы
Суперфиниширование или вибрационно-ленточное полирова-ние коренных и шатунных шеек	По центровым фаскам	Суперфинишный станок или то-карный станок с установкой для вибрационно-ленточного поли-рования
Мойка вала, промывка масляных каналов	По коренным шейкам на призмах	Установка для мойки валов, моеч-ный аппарат высокого давления
Сборка коленчатого вала с махо-виком	По коренным шейкам	Стенд для сборки
Балансировка коленчатого вала с маховиком	По коренным шейкам	Стенд для динамической балан-сировки коленчатых валов

ТЕХНОЛОГИЯ

оси вала не станет меньше допустимого. Пресс выбирают по усилию правки.

Недостатки механической холодной правки — это опасности обратного действия, снижения усталостной прочности, пластичности и несущей способности вала, так как в зоне галтелей шатунных шеек могут развиваться старые и зарождаться новые микро- и макротрещины, а также возможен возврат прогиба. Опасность обратного действия вызвана возникновением внутренних напряжений, которые с течением времени, уравновешиваясь, приводят к объемной деформации детали. Ухудшение усталостной прочности деталей происходит в результате образования в ее поверхностных слоях мест с растягивающими напряжениями, причем снижение усталостной прочности достигает 15—40 %.

Для повышения качества холодной правки применяют следующие способы: выдерживание детали под прессом в течение длительного времени; двойную правку детали, заключающуюся в первоначальном перегибе детали с последующей правкой в обратную сторону; стабилизацию правки детали последующей термообработкой. При последнем способе результаты лучше, но при нагреве может нарушиться термообработка вала, кроме того, стоимость способа больше первых двух.

Правка наклепом (чеканкой) не имеет недостатков, присущих правке давлением. Она обладает простотой и небольшой трудоемкостью.

Этот способ целесообразно применять для правки валов двигателей с рядным расположением цилиндров, имеющих аварийные прогибы до 0,75 мм (биение 1,5 мм). При правильной чеканке

достигаются высокое качество правки вала, которое определяется стабильностью ее во времени; высокая точность правки (до 0,02 мм); отсутствие снижения усталостной прочности вала; возможность правки за счет ненагруженных участков детали (рис. 2).

В качестве инструмента для чеканки применяют клепальный пневматический молоток КМП-14М или ручной слесарный молоток массой 0,8 кг со специальными бойками, размеры которых должны соответствовать размерам галтелей.

Перед чеканкой у вала определяют место и направление наибольшего изгиба, после чего вал устанавливают на призмы максимальным прогибом вниз. Если максимальное биение находится в области третьей коренной шейки в плоскости кривошипа, то чекают галтели первой и второй шеек в зоне перекрытия коренной и шатунной шеек на дуге 40—50°. После этого контролируют биение вала. Если значение биения выше допустимого, то необходимо чеканить галтели третьей и четвертой шеек и проконтролировать биение; затем чеканить галтели пятой и шестой шеек. При биении коленчатого вала больше 0,8 мм чеканку проводят неоднократно в указанной последовательности.

Когда максимальный прогиб находится в плоскости, перпендикулярной кривошипам, правку вала осуществляют чеканкой двух симметрично расположенных галтелей относительно выпрямляемой шейки. Участок наклена располагается под углом 45° к плоскости кривошипа. При этом в поверхностном слое вала возникают местные напряжения сжатия, которые вызывают устойчивую деформацию вала. Продолжительность правки зависит от материала вала



Рис. 2. Правка коленчатого вала наклепом (чеканкой)

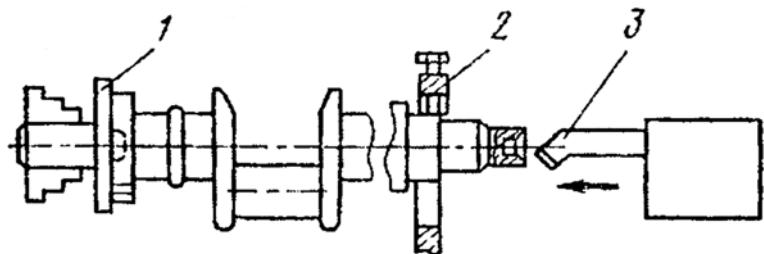


Рис. 3. Эскиз операции правки переднего конца коленчатого вала резцом

ла, энергии удара и конструкции ударного бойка.

Правку центров выполняют на токарном станке резцом или зенкером (рис. 3). Вал закрепляют последней 1 коренной шейкой в патроне, а первую шейку устанавливают в люнете 2. После обработки передней центровой фаски резцом 3 вал переустанавливают и проводят обработку задней центровой фаски.

Шлифование коленчатого вала. Износ шатунных, и коренных шеек в пределах ремонтных размеров устраняется шлифовкой под один из них. Шлифуют шейки на универсальных круглошлифовальных станках ЗА432 и ЗВ423 кругами для стальных валов Э46-60 СТ1-СТ25К, для чугунных — КЧ46СМ2-М25К.

Шлифование начинают с первой шейки, для шлифования следующих шеек вал поворачивают вокруг оси на соответствующий угол. Все коренные и шатунные шейки должны иметь один ремонтный размер. На переднем противовесе коленчатого вала ставят клеймо с указанием ремонтных размеров коренных (Р1К, ..., Р5К) и шатунных (Р1Ш, ..., Р5Ш) шеек. Острые кромки фасок масляных каналов коренных и шатунных шеек притупляют шлифовальным конусным абразивным инструментом, используя пневматическую бормашинку.

Коленчатые валы шлифуют под ремонтный или после наплавки номинальный размер. Шлифование под ремонтный размер выполняют за одну операцию. Величина износа шеек определяет ремонтный размер шеек, выбор которого

проводится в соответствии с техническими условиями.

Сначала шлифуют коренные шейки и другие поверхности, находящиеся на одной с ними оси, а затем шатунные. Шейки вала шлифуют электрокорундовыми на керамической связке шлифовальными кругами зернистостью 16—60 мкм.

Перед шлифованием шлифовальный круг правят алмазным карандашом, закрепленным в оправке, при обильном охлаждении эмульсией. Цилиндрическую часть круга правят, перемещая алмазный карандаш в горизонтальной плоскости, а галтели — качанием оправки с карандашом в этой же плоскости. Боковые плоскости круга обрабатывают до требуемой ширины при поперечной подаче круга. Шлифовальные круги правят после шлифования одного-двух валов.

Базовыми поверхностями при шлифовании коренных шеек являются центровые отверстия. Шлифование шатунных шеек проводят на другом станке, оборудованном центросместителями, обеспечивающими совпадение осей шатунных шеек с осью вращения станка.

Крайние коренные шейки коленчатого вала закрепляют в патрон центросместителя, предварительно установленного с учетом требуемого радиуса кривошипа, что обеспечивает погрешность базирования не более 0,03 мм. Затем шатунные шейки выставляются только в горизонтальной плоскости. Предварительно шлифуемую шейку выставляют призмой, окончательно — индикаторным устройством. Показание индикатора равняется половине припуска на шлифование. При

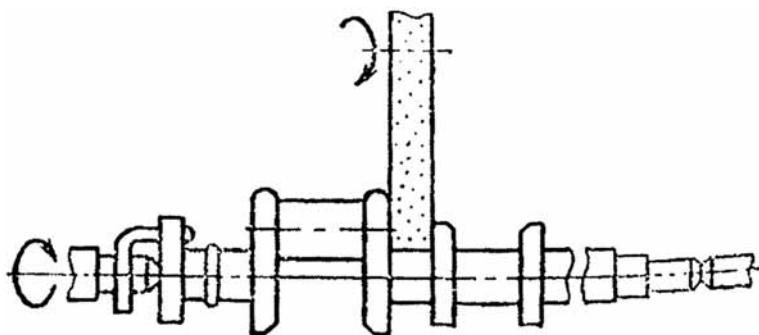


Рис. 4. Эскиз операции шлифования коренной шейки коленчатого вала

окончательно отшлифованной шейке индикатор устанавливается на "ноль".

Припуск на шлифование оставляют в пределах 0,3—0,5 мм на сторону. В каждом конкретном случае режимы шлифования уточняются в зависимости от жесткости коленчатого вала.

Режимы шлифования: окружная скорость круга 25—35 м/с; окружная скорость шлифуемой поверхности 18—25 м/мин (коренные шейки) и 7—12 м/мин (шатунные шейки); поперечная подача круга 0,02—0,03 м/м (черновое шлифование) и 0,003—0,006 м/м (чистое шлифование); продольная подача 7—11 мм/об.

Для предотвращения появления микротрещин при шлифовании применяют обильное охлаждение. Струя охлаждающей жидкости должна полностью покрывать рабочую поверхность шлифовального круга. В качестве охлаждающей жидкости используют эмульсию (10 г эмульсионного масла на 1 л воды).

Шлифование коренных шеек (рис. 4) под ремонтный размер производят на кругло-шлифовальном станке. Вал устанавливают в центрах, обрабатываемая шейка поддерживается люнетом. Шлифование производят методом врезания или с продольной подачей последовательно всех коренных шеек вала с охлаждением. Перед шлифованием абразивный круг правят путем закругления кромок в соответствии с радиусом галтели. После обработки шейки должны иметь один и тот же ремонтный размер.

Шлифование шатунных шеек (рис. 5) производят также на кругло-шлифовальном станке в центросместителе с делительным устройством. Угловое положение вала обеспечивают специальным фиксатором, устанавливаемым в шпоноч-

ный паз распределительной шестерни (шкива привода распределительного вала). Радиус кривошипа обеспечивается центросместителем, который позволяет совмещать ось обрабатываемой шатунной шейки с осью шпинделя станка. После обработки 1-й шейки вал поворачивают для обработки другой шейки, сохраняя радиус кривошипа. Необходимый угол между кривошипами обеспечивают делительным устройством.

Все шатунные шейки должны иметь одинаковый ремонтный размер.

Когда полностью использованы межремонтные размеры, что соответствует максимальному накоплению усталостных напряжений, на изношенные шейки коленчатого вала наносят металлопокрытия. Усталостные напряжения возникают из-за неравномерного износа шеек, кратковременных перегрузок двигателя, неравномерной подачи топлива к цилиндрам, смешения опор блока в связи со старением металла. Предел выносливости таких коленчатых валов снижается на 20—25 % по сравнению с новыми. Зона накопления усталостных повреждений у коленчатых валов бензиновых двигателей с карбюрацией находится в центральной части шеек (щеки значительно прочнее шеек), в зоне маслопроводящих отверстий, у дизелей — в зоне перехода галтели в щеки вала. Основной опасной нагрузкой для дизелей считают изгибающий момент (разрушение вала по щекам), а для бензиновых двигателей с карбюрацией — крутящий (разрушение вала по шейкам).

При шлифовании валов бензиновых двигателей удаляются поверхностные слои шеек с накопившимися усталостными повреждениями, а их наращивание приводит к разгрузке наиболее на-

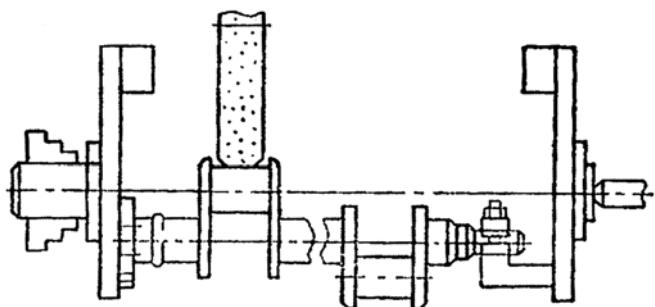


Рис. 5. Эскиз операции шлифования шатунной шейки коленчатого вала

пряженных слоев металла, что способствует восстановлению их ресурса. Для коленчатых валов дизелей шлифованием полностью удалить напряжение и предельно разрушенные слои металлов в зоне галтелей невозможно, поэтому их ресурс восстановить не удается.

Упрочнение галтелей коленчатых валов выполняют накатыванием роликами из твердого сплава. Накатные устройства должны обеспечивать пневматическое, гидравлическое или пневмогидравлическое статическое (безударное) нагружение роликов и иметь автоматический регулятор давления для поддержания постоянного усилия накатывания требуемой величины. Подвод роликов, достижение требуемых усилий накатывания, а также снятие нагрузки (отвод роликов) следует осуществлять плавно при вращающемся коленчатом вале. Накатывание неподвижного вала вращающимися накатными устройствами не рекомендуется, так как это ведет к фиксации прогиба под действием собственного веса. Прекращение вращения вала в про-

цессе накатывания не допускается. В процессе накатывания упрочняемая поверхность галтелей должна смазываться жидким машинным маслом (93–95 %) в смеси с олеиновой кислотой (5–7 %). Смазывающая жидкость не должна содержать металлических или абразивных примесей.

Частота вращения коленчатого вала должна быть $40\text{--}60 \text{ мин}^{-1}$; давление роликов на галтели $8000\text{--}8500 \text{ Па}$; время упрочнения (обкатки) — $0,12\text{--}0,18 \text{ мин}$; полное упрочнение галтелей на всех шатунных шейках выполняют за $2,5\text{--}3,0 \text{ мин}$.

Галтели коленчатых валов при обработке методом "врезание" (рис. 6) обкатывают с помощью устройства, позволяющего применять деформирующие ролики минимального диаметра и снижать тем самым силу обкатывания. Деформирующие конические ролики 1 размещены в сепараторе 2 и контактируют с опорным конусом 3, смонтированным в корпусе 4. Для предотвращения одностороннего нагружения коленчатого вала служат два поддерживающих ролика 5, каждый из

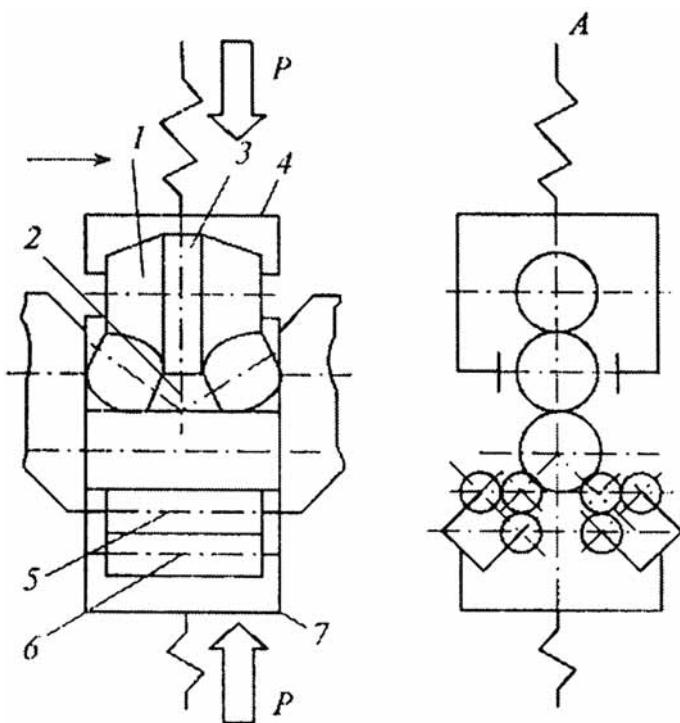


Рис. 6. Схема устройства для обкатки галтелей коленчатого вала методом "врезание"

ТЕХНОЛОГИЯ

которых опирается на два роликоподшипника 6, расположенных в нижней головке 7. Деформирующие и поддерживающие головки устанавливают в нагружающем устройстве клеммового типа, смонтированном на токарном станке. Сила деформирования создается гидроцилиндром, воздействующим на рычаги клеммового устройства. На упрочнение не оказывают влияние отклонения линейных размеров шеек, а рабочая и опорная части деформирующих роликов разделены, чем существенно повышается их долговечность.

Диаметр деформирующего ролика — 12 мм, угол конуса — 25° , угол опорного конуса — 46° . Радиусы закругления ролика соответствуют минимально допустимым радиусам галтелей. Для предотвращения остаточного деформирования вала обкатку производят в 3–4 перехода (несколько шеек в каждом переходе). Усилие в каждом переходе создают таким образом, чтобы деформация вала, образовавшаяся за предыдущий переход, компенсировалась при последующем переходе. В результате достигается соосность коренных шеек 0,01–0,03 мм, не требуется холодная правка вала, а их сопротивление усталости повышается на 55–75 %.

Полирование шеек коленчатого вала производят алмазными лентами или пастами.

Полирование шеек вала алмазными лентами выполняют на специальном станке одновременно всех коренных и шатунных шеек. Станок обеспечивает вращательное и возвратно-поступательное (колебательное) движения обрабатываемого вала и прижим с регламентированной силой. Постоянный контакт инструментов и детали обеспечивается за счет синхронного вращения копиров и обрабатываемого вала. Нарезанные кусочки алмазной ленты наклеиваются на башмаки с дугобразной рабочей частью. Радиальная сила прижима инструмента к шейке вала создается пружиной. При полировании необходимо обеспечивать постоянный подвод СОЖ в зону обработки. Режим полирования: частота вращения вала $0,8 \text{ с}^{-1}$; сила прижима инструмента 120 Н; амплитуда колебаний 4 мм; частота колебаний 0,5 Гц; СОЖ — ОСМ-1.

При полировании шеек коленчатого вала пастами в качестве полирующего материала применяют пасту ГОИ или алмазную пасту. Давление полировальных хомутов на шейки вала должно

быть в пределах 100–120 Па. Продолжительность полирования при частоте вращения коленчатого вала 150 мин^{-1} составляет 3–5 мин.

Суперфиниширование используют для доводки шеек вместо полирования и выполняют головкой, оснащенной абразивными брусками, на специальном станке 2К34 (рис. 7).

Станина 1 станка представляет собой жесткую чугунную отливку коробчатой формы. Сверху станины размещается прямоугольный стол, на котором установлены передняя 2 и задняя 5 бабки. На суппортной тумбе 15 расположены суппорты станка, несущий привод 3 к эталонным валам. В правой части станины размещены гидравлическая аппаратура и резервуар для масла гидравлической системы. Над резервуаром имеется люк, на крышке которого крепится электродвигатель с гидравлическим насосом.

В средней части станины размещен резервуар 16 с насосом для охлаждающей жидкости. В левой задней части расположен электродвигатель 11 привода главного движения.

В левой передней части станины подвешена плита электродвигателя привода осцилляции. Натяжение ремней привода главного движения и привода осцилляции регулируют поворотом плит, к которым прикреплены соответствующие электродвигатели. На передней стенке станины установлены гидравлическая панель 8 и пульт 9 управления.

Длину хода суппорта регулируют упором. С левой стороны тумбы установлен конечный выключатель, включающий станок на автоматический цикл. С задней стороны тумбы подведен шкаф 14 для электрооборудования, а внутри тумбы закреплен гидравлический цилиндр 10, перемещающий салазки суперфинишных головок сверху вниз.

Узел привода эталонных валов представляет собой чугунный корпус, к которому слева прикреплена коробка с парой конических колес и косозубой шестерней. Эта шестерня входит в зацепление с двумя косозубыми шестернями, валы которых муфтами связаны с эталонными валами. Узел установлен на салазках супортной тумбы и приводится во вращение от передней бабки, сообщая это вращение эталонным валам.

Передняя бабка 2 предназначена для сообщения вращения установленному коленчатому валу и представляет собой чугунную жесткую отливку,

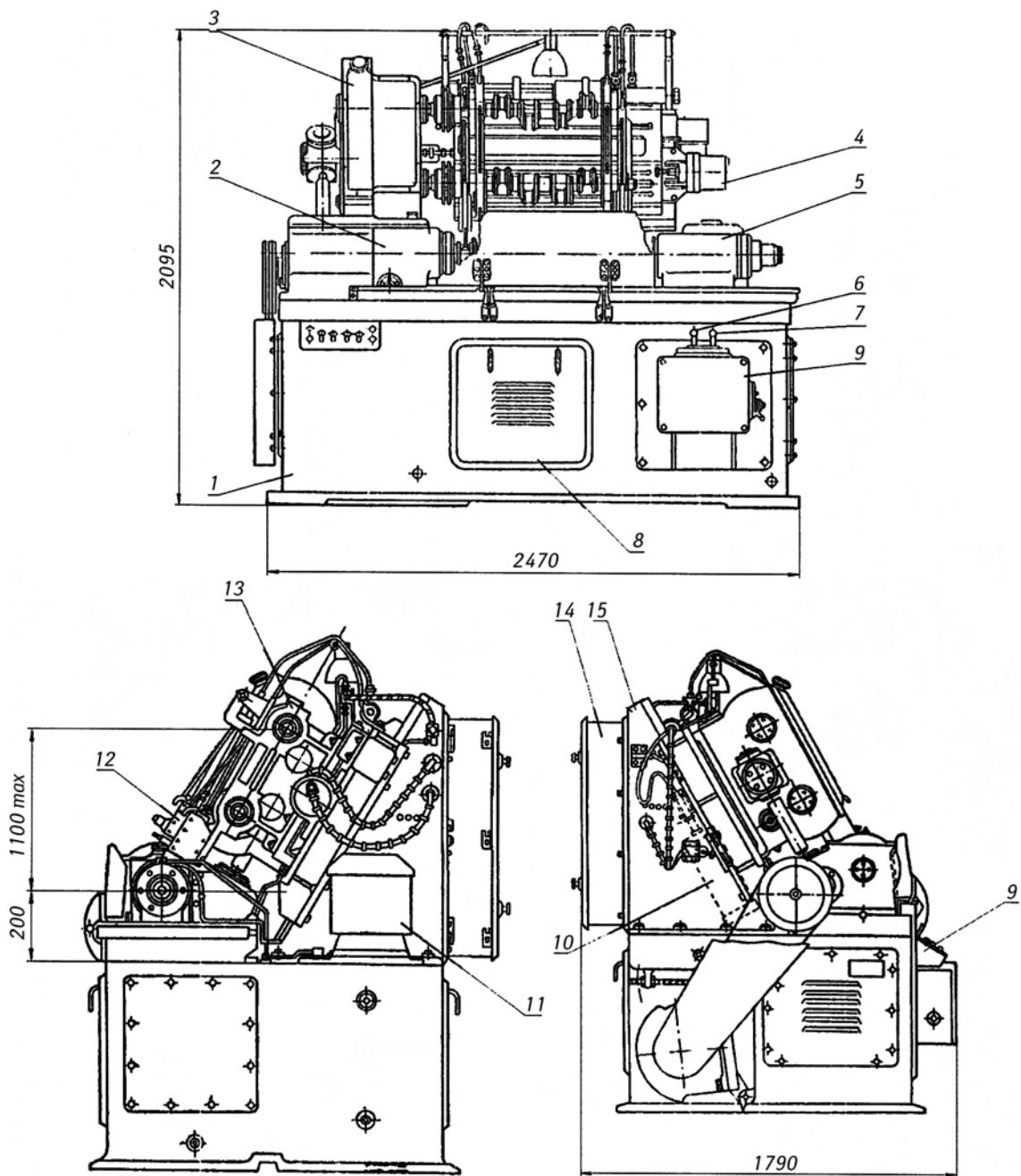


Рис. 7. Станок для суперфиниширования шеек коленчатых валов модели 2КЗ4

внутри которой на подшипниках смонтированы валы с шестернями. От передней бабки вращение передается также эталонным валам.

Задняя бабка 5 представляет собой чугунный корпус, служащий одновременно и цилиндром гидравлической пиноли. Задняя бабка установлена на столе станции и поджимает обрабатываемый коленчатый вал в центрах. Суппортная тумба 15

представляет собой жесткую литую чугунную стойку с наклоненными под углом 60° призматическими направляющими, по которым перемещаются поперечные салазки, несущие на себе продольный суппорт. Продольный суппорт перемещается по направляющей в виде "ласточкина хвоста", расположенной на верхней плоскости салазок. Справа установлены гидравлический цилиндр и два

конечных выключателя ВК-211, благодаря которым продольному суппорту сообщается возвратно-поступательное движение вдоль оси обрабатываемого коленчатого вала.

Панель 8 представляет собой чугунный корпус с прикрепленной сварной уголковой рамой, на которой размещены все аппараты управления гидравлическим приводом станка.

Цилиндр 10 салазок закреплен внутри суппортной тумбы и служит для подвода салазок с инструментом к изделию и отвода их от него. Цилиндр 4 продольного суппорта закреплен на салазках узла и служит для осциллирования инструмента.

Гидрокинематические установки станка начинают работать при включении электродвигателя и обеспечивают зажим изделия на станке, подвод и отвод салазок с инструментом, вращение шпинделя изделия и эталонных валов, осциллирование шпинделя изделия и осциллирование продольного суппорта с инструментом.

Изделие на станке зажимается при переключении рукоятки 6. При этом рабочая жидкость, нагнетаемая сдвоенным лопастным насосом низкого и высокого давления в магистраль нагнетания, поступает через золотник в цилиндр задней бабки и начинается перемещение пиноли с центром и пружиной. Когда центр упирается в обрабатываемый вал, пиноль, продолжая перемещаться, сжимает пружину. Сжатие пружины, а затем остановка пиноли в цилиндре вызывают увеличение давления в магистрали нагнетания. При этом сначала отключается от магистрали насос низкого, а затем высокого давления. При дальнейшем увеличении давления в магистрали срабатывает золотник клапана и последний соединяет насос высокого давления со сливным каналом, через который масло поступает из магистрали в резервуар.

Салазки с инструментом на станке подводятся при переключении рукоятки 7. При этом рабочая жидкость из магистрали нагнетания поступает в цилиндр через электромагнитный золотник, начинается движение поршня цилиндра, а с ним и салазок с инструментом к изделию. Вытесняемое масло из этого цилиндра поступает в резервуар через напорный золотник, который служит для поддержки постоянного давления в магистрали при движении поршня с салазками вниз, чтобы не ослаб зажим изделия, и осу-

ществления медленного плавного подвода (опускания) инструмента к изделию и ускоренный отвод инструмента.

Процесс отвода инструмента от шеек обработанного коленчатого вала происходит при переключении рукоятки 7. При этом масло легко проносится напорным золотником, но, попадая на поршень цилиндра, оно встречает сопротивление системы салазки—инструмент, поэтому в системе всегда поддерживается соответствующее давление. Напорный золотник настраивают на давление большее, чем давление, возникающее при подъеме салазок. В результате в магистрали создается давление, которое колеблется при переключении рукояток. Клапаны разделительной панели настроены так, что при давлении жидкости, соответствующем подъему салазок, клапан открывается, и в магистраль поступает масло также и от насоса низкого давления. За счет этого происходит ускоренный отвод инструмента. При давлении, соответствующем опусканию, клапан закрывается, и в магистраль поступает масло только от насоса высокого давления малой производительности (медленный отвод).

Вращение шпинделя изделия и эталонных валов осуществляется от четырехскоростного электродвигателя, у которого используются лишь наименьшая и наибольшая частоты вращения вала. Вращение от электродвигателя к шпинделю передается через клиновременную передачу и прямозубые шестерни. Через эту же клиновременную передачу, прямозубые и конические шестерни, а также через косозубую пару шестерен вращение передается двум эталонным валам посредством муфты, конструкция которой обеспечивает осциллирование инструмента с эталонными валами при предварительном суперфинишировании. Скорости переключаются автоматически посредством реле времени в соответствии с циклом работы.

Абразивные бруски устанавливают на суперфинишных головках 12, которые смонтированы на эталонных валах. Одна головка служит опорой для эталонного вала, а другая является шатуном, следующим за обрабатываемой шатунной шейкой.

Передаточное число кинематической цепи шпиндель изделия — эталонные валы принято равным 1, причем направление вращения эталонных валов совпадает с направлением враще-

ния шпинделя изделия. Такая кинематическая связь необходима для того, чтобы абразивные бруски шатунных суперфинишных головок непрерывно со-прикасались с обрабатываемыми поверхностями одноименных шеек коленчатого вала.

Осциллирование шпинделя изделия и обрабатываемого коленчатого вала осуществляется посредством электродвигателя через клиноременную передачу, эксцентриковый валик, шарнирные тяги и сухарь. При вращении эксцентрикового валика осуществляется возвратно-поступательное движение обрабатываемого коленчатого вала в осевом направлении. Смещение коленчатого вала вправо компенсируется сжатием пружины, установленной в пиноли задней бабки, а возврат в крайнее левое положение — за счет ее растяжения.

Осциллирование продольного суппорта на станке обеспечивается гидравлическим цилиндром посредством золотника с электрогидравлическим управлением. При крайнем левом положении суппорта упор замыкает контакты, вызывая срабатывание электродвигателя. В результате золотник, перемещаясь, подключает магистраль нагнетания к другой полости цилиндра и суппорт перемещается вправо. Упор замыкает контакты, вызывая включение электромагнита, поэтому золотник перемещается вправо и магистраль нагнетания переключается в обратную полость цилиндра. Работа электромагнитов вызывает реверсирование штока золотника, попеременно включающего магистраль нагнетания в одну или другую полость цилиндра.

Для обеспечения постоянной скорости движения продольного суппорта и постоянной регулируемой силы прижатия продольного суппорта к упорам во время осциллирования в схему введены соответственно дроссель с регулятором и редукционный клапан.

Для выполнения операции суперфиниширования коленчатый вал устанав-

ливают в центры станка при помощи крана-укосины и включают рукоятку зажима изделия. При включении рукоятки зажима изделия происходит перемещение пиноли задней бабки и коленчатый вал поджимается в центрах пружиной, находящейся внутри пиноли. Пружинный поджим позволяет изделию совершать осевое осциллирующее движение вместе с центрами при неподвижной пиноли.

При включении рукоятки подвода отвода салазок с инструментом осуществляется медленный подвод салазок с брусками к коренным и шатунным шейкам коленчатого вала. Обе рукоятки блокированы таким образом, что их включение возможно только в указанной выше последовательности. При подводе салазок с брусками к шейкам коленчатого вала примерно в середине хода упор регулировки момента автоматического включения рабочих движений станка воздействует на конечный выключатель ВК-211, подающий команду, при которой начинается медленное вращение эталонных валов и одновременное вращение и осциллирование шпинделя изделия. Одновременно с этим второй конечный выключатель ВК-211 сходит с упора и включает электродвигатель насоса подачи охлаждающей жидкости.

В таком состоянии движения рабочих органов станка происходит соприкоснение абразивных брусков с обрабатываемыми поверхностями шеек коленчатого вала. Абразивные бруски шатунных головок следуют за обрабатываемыми поверхностями. Происходит черновое суперфиниширование всех шеек коленчатого вала. При предварительном суперфинишировании одновременно с указанным начинается вспомогательное осциллирование продольного суппорта с инструментом.

По истечении 20—25 с обработки шеек вала срабатывает второе реле времени, включающее электромагнит золотника, который отводит посредством гидравлического цилиндра салазки с инструмен-

т

Техническая характеристика станка модели 2К34

Наименование	Параметры
Наибольшее расстояние между центрами, мм	1100
Высота центров, мм	200
Частота вращения шпинделя изделия, мин ⁻¹ :	
при черновой обработке	43
при чистовой обработке	465
Величина хода осциллирования шпинделя изделия, мм	6
Величина продольного хода суппорта, мм	12
Величина хода салазок, мм	200
Регулируемое время суперфиниширования, с	60
Переключение частоты вращения изделия во время работы	Автоматическое
Габаритные размеры, мм:	
длина	2470
ширина	1790
высота	2095
Обрабатываемый коленчатый вал, мм:	
наибольший диаметр шеек	85
наименьший диаметр шеек	57
наибольшая длина вала	1000
радиус тела вращения	170

том от изделия в исходное положение. На обратном пути упор салазок сходит с конечного выключателя и разрывает электрическую цепь, подающую энергию к двигателю, обеспечивающему движение рабочих органов станка. Электродвигатель гидравлического насоса остается включенным.

Для суперфиниширования шеек применяют бруски белого электрокорунда марки ЛОЗ-3 сечением 20 × 20 мм, установленные на колодках головки 13. При предварительном суперфинишировании твердость брусков рекомендуется С-2 83—88 РВ, при окончательном — С-1 77—82 РВ.

Головка для суперфиниширования коренных шеек коленчатых валов (рис. 8, а) выполнена в виде чугунной разъемной опоры 6 для эталонных валов. Основание опоры прикреплено к продольному суппорту станка, верхняя ее половина имеет направляющие щечки 3 с пружинными буферами, в которых расположена подпружиненная колодка. На нижнем конце колодки 2 укреплены абразивные бруски 1, а к другому ее концу подведена трубка 5, через которую подается охлаждающая жидкость. Гайка 4 служит для

регулирования усилия прижатия брусков к шейке вала.

Головка для суперфиниширования шатунных шеек коленчатых валов (рис. 8, б) выполнена как два разъемных рычага, подвешенных на шатунных шейках двух эталонных коленчатых валов. Рычаги соединяются посредством дополнительной серьги, обеспечивающей межосевое расстояние шеек двух эталонных валов. В остальном конструкция головки подобна головке для суперфиниширования коренных шеек.

Зернистость брусков 4—8. В качестве СОЖ используют смесь керосина с маслом или жидкость ОСМ-1. Шероховатость после обработки составляет Ra 0,1—0,3. Суперфиниширование выравнивает точность размеров, а также снижает шероховатость шеек, вызванную неоднородностью условий предшествующей обработки. При шлифовании валов под суперфиниширование оставляют припуск 0,005 мм.

Восстанавливают шпоночный паз электродуговой сваркой в среде углекислого газа и наплавляют всю шейку вала проволокой 08Г2С или 08ГС толщиной 0,8—1,2 мм. Паз заваривают на всю глубину с превышением наплавленного слоя над

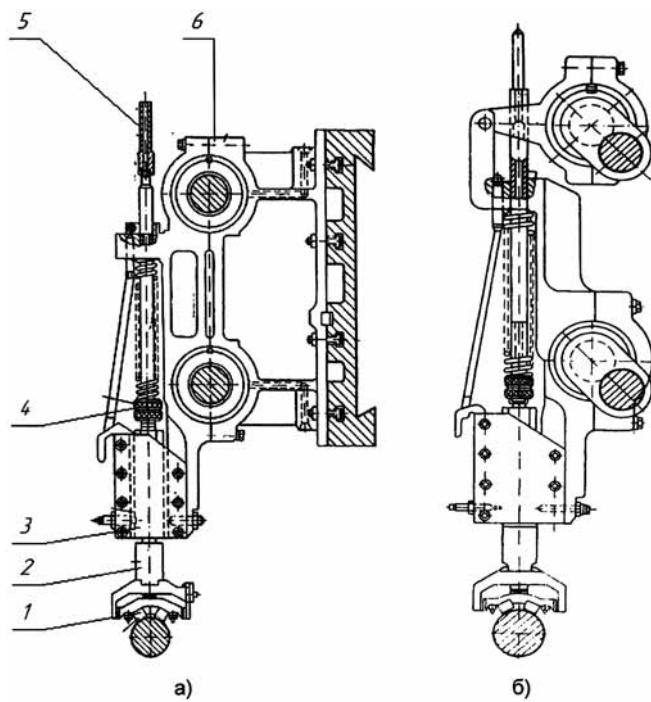


Рис. 8. Головки для суперфиниширования коренных (а) и шатунных (б) шеек коленчатых валов

поверхностью примерно на 1 мм. Фрезеруют шпоночные пазы на горизонтально-фрезерном станке 6Р82Г. Для точного размещения и обработки паза применяют специальное приспособление. Контролируют положение паза относительно диаметральной плоскости и угловое смещение относительно оси первого кривошипа.

Изношенные поверхности под шкив и шестерни наращивают на наплавочном станке У-651У4 или на токарно-винторезном, оснащенным наплавочной головкой ОКС-6569, электродуговой наплавкой проволоки 18ХГС или 30ХГС диаметром 1,0—1,5 мм в среде углекислого газа. После наплавки проверяют состояние центральных отверстий. Видимые забоины, вмятины и следы коррозии исправляют обтачиванием на токарном станке 1М63 или 16К20. Для этого вал захватывают в патроне за первую коренную шейку, а крайнюю устанавливают в люнет. Затем выверяют вал и добиваются, чтобы биение коренной шейки было не более 0,03 мм. Исправляют центровое отверстие протачиванием до выведения следов износа.

Для исправления второго центрального отверстия вал зажимают в патроне за поверхность под шестерню вала, а люнет устанавливают под первую коренную шейку и поджимают вращающимся центром. Наплавленные поверхности протачивают на станке 1М63 резцами с твердосплавными пластинами марки ТК. Шлифование обработанных поверхностей проводят на круглошлифовальных станках ЗБ161.

Изношенные отверстия под болты крепления маховика восстанавливают развертыванием их в сборе с маховиком под один из ремонтных размеров ($14,25^{+0,035}$ или $14,50^{+0,035}$ мм), одинаковых для всех отверстий, или используют болты с гладкой рабочей поверхностью, которые устанавливают посадкой с натягом.

Поврежденную резьбу под храповик M27 × 1,5 менее двух ниток прогоняют под этот же размер. При срыве двух ниток

нарезают ремонтную резьбу: коленчатый вал устанавливают на токарный станок (фланец закрепляют в патрон, первую коренную шейку — в люнет), растачивают отверстие с поврежденной резьбой до $27,7^{+0,1}$ мм на длине 45 мм и до 31 мм на длине 6 мм, исправляют резцом фаску $3 \times 30^\circ$ и нарезают резьбу М30 × 1,5 кл. 2.

Отверстие под подшипник восстанавливают постановкой ДРД. При этом коленчатый вал устанавливают на токарный станок, используя в качестве базовых поверхностей шейки под распределительную шестерню и пятую коренную, растачивают отверстие до $60,0^{+0,060}$ мм, запрессовывают ремонтную втулку до упора и растачивают ее до размера по рабочему чертежу.

Наружную поверхность фланца восстанавливают накаткой (шаг сетчатой накатки 1,2 мм), хромированием или наплавкой с последующей обработкой до размера рабочего чертежа.

Биение торцовой поверхности фланца устраниют протачиванием ее "как чисто", выдерживая толщину фланца не менее 11,0 мм.

Мойка коленчатого вала после выполнения восстановительных работ производится в обязательном порядке в ванне (рис. 9), состоящей из двух отсеков. В первом отсеке проводится наружная мойка вала, а во втором — отстой и фильтрация моющей жидкости. Корпус 1 ванны изготовлен из стали и имеет теплоизоляцию.

Во втором отсеке на всасывающей линии насоса установлены сетчатые фильтры 2 для фильтрации моющей жидкости. Отсек закрыт крышкой 3.

В первом отсеке на кронштейнах закреплена рамка 5 для установки коленчатых валов. Для установки и снятия валов рамку поднимают над ванной пневматическими подъемниками 7, штоки которых связаны с рамкой кронштейнами 8. Для того чтобы рамка во время подъема не перекашивалась и штоки обоих пневматических цилиндров работали с одинаковой скоростью, предусмотрен механи-

ТЕХНОЛОГИЯ

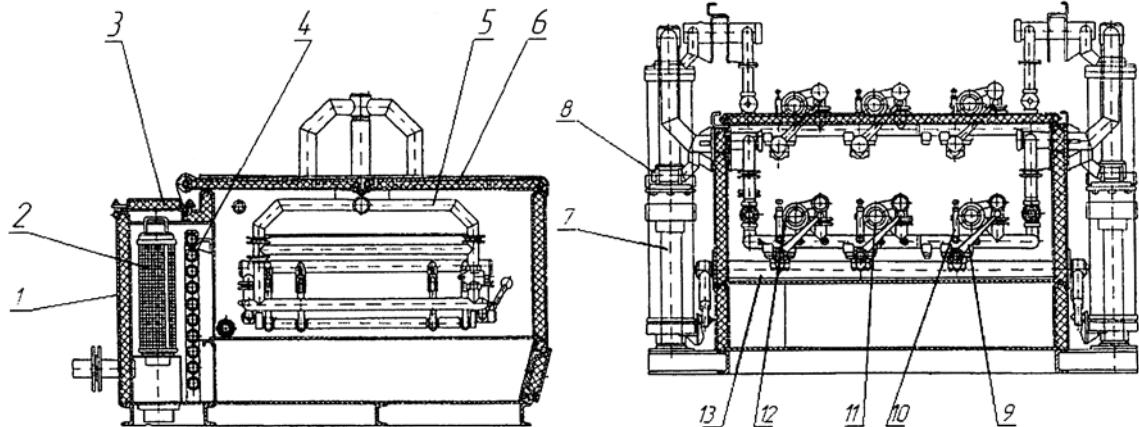


Рис. 9. Ванна для промывания масляных каналов и наружной поверхности коленчатого вала

ческий синхронизатор. Первый отсек также закрыт крышкой 6, которая открывается другим пневматическим подъемником. Прежде чем поднять рамку 5 из ванны, нужно открыть крышку. Для предупреждения столкновения рамки с крышкой предусмотрен блокировочный клапан.

Коленчатые валы укладывают коренными шейками в постели 11 гнезд и опускают верхние крышки 12, к которым подводят моющий раствор. Затем рычагом 9 крышки запирают штангами 10, установленными на эксцентриковом валу 13. Сваренная из труб рамка 5 не только несет нагрузку, но и служит для подвода моющего раствора к масляным каналам коленчатых валов.

В гнездах имеются полиэтиленовые уплотнения, которые предотвращают протекание моющего раствора между коренными шейками и гнездами.

Нагретый змеевиком 4 моющий раствор из второго отсека насосом подается через фильтр 2 в рамку.

Для поддержания определенного уровня моющего раствора во втором отсеке имеется сливная труба, по которой раствор выливается в отстойник. Отработанный раствор сливают через клапан.

Управление установкой (открывание и закрывание крышки, подъем и опускание рамки и включение насоса) производится с пульта управления, который расположен с левой стороны установки.

На пульте имеются два крана управления пневматическими подъемниками и пакетный выключатель электродвигателя насоса подачи моющего

раствора. Насос может быть включен только при закрытой крышке. При открытой крышке контакты конечного выключателя разомкнуты, и насос не может быть включен.

Сжатый воздух (рис. 10) по трубопроводу поступает к крану 5 управления подъемником для открывания крышки и к блокировочному клапану 4. Из блокировочного клапана по магистрали воздух поступает к крану 6 управления подъемником рамки.

В рабочем положении (рамка опущена, крышка закрыта) сжатый воздух из крана 5 по магистрали 2 подается в верхнюю полость цилиндра 1 подъемника для открывания крышек. Подача сжатого воздуха к крану 6 управления перекрыта блокировочным клапаном 4. При переключении крана 5 в положение для открывания крышек сжатый воздух подается в нижнюю полость ци-

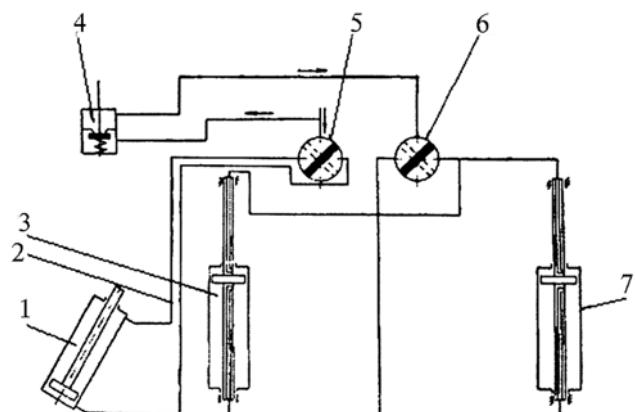


Рис. 10. Схема пневматического привода ванны для мойки коленчатых валов

линдра 1 подъемника. В полностью открытом положении крышка воздействует на блокировочный клапан 4, и открывается доступ сжатого воздуха к крану управления 6. При повороте рукоятки этого крана в положение "Подъем" сжатый воздух подается в верхние полости цилиндров 3 и 7 подъемников рамки. Рамка с коленчатыми валами поднимается из ванны. При переключении рукоятки крана 6 в положение "Опускание" воздух поступает в нижние полости цилиндров 3 и 7

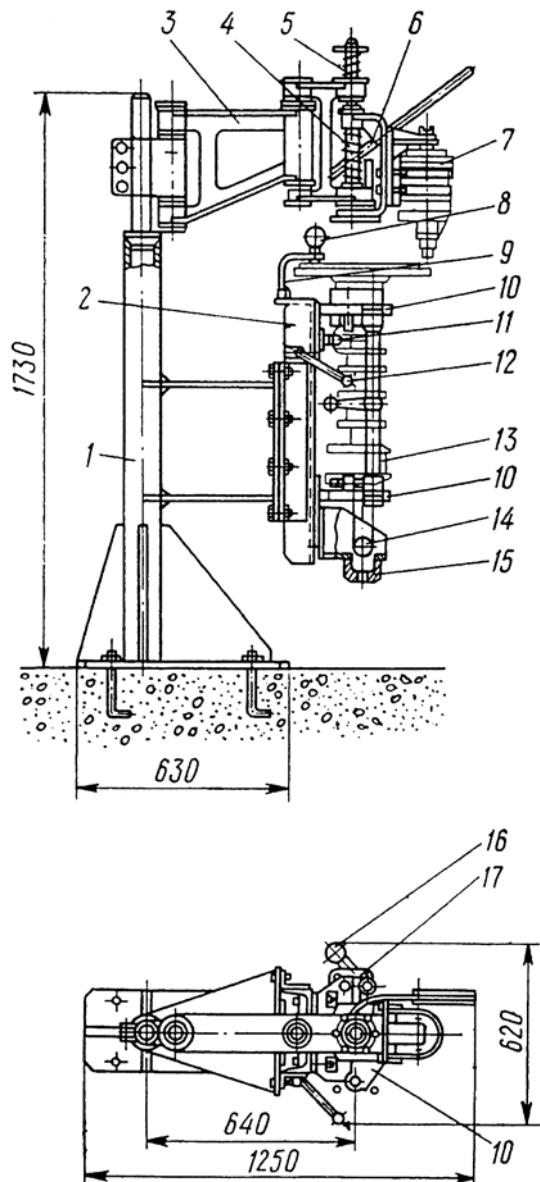


Рис. 11. Стационарный стенд для сборки коленчатого вала с маховиком

Техническая характеристика моечной ванны

Наименование	Параметры
Подача моющего раствора в каналы	Принудительная 65—135
Производительность, м ³ /ч	
Электродвигатель:	
марка	A8 1/2 Щ2/Ф2
мощность, кВт	55
частота вращения ротора, мин ⁻¹	2900
Число одновременно загружаемых валов, шт	4
Пневматический цилиндр для открывания крышки:	
диаметр, мм	150
ход штока, мм	300
усилие при давлении воздуха 0,5 мПа, кН	50
Пневматический цилиндр для подачи рамки:	
диаметр, мм	170
ход штока, мм	500
усилие при давлении воздуха 0,5 МПа, кН	10
Продолжительность мойки, мин	20—25
Производительность в смену, шт.	76

подъемников, и рамка с валами опускается в ванну. Следовательно, рамки с валами можно поднять только при открытой крышке.

Сборка коленчатого вала с маховиком выполняется на стационарных или передвижных стенах. При сборке контролируется биение торца маховика.

Стойка 1 стенд (рис. 11) представляет собой трубчатую колонну, на которую сверху подвешивается на шарнирном рукаве 3 электрический гайковерт 7, а в средней ее части располагается узел 2 установки вала. Коленчатый вал 13 устанавливается на шаровую опору 14, лежащую в специальном гнезде 15, и запирается одновременно двумя скобами 10 рукояткой 16 с клиновым зажимом 17. В этом узле имеется выдвижная призма 11, связанная реечной передачей с рукояткой 12.

В верхней части устройства, на поворотной опоре 9, установлен индикатор 8 часового типа для замера осевого биения маховика при поворачивании вала.

ТЕХНОЛОГИЯ

Двухшарнирный рукав 3, имеющий рычажное устройство 6 опускания гайковерта, уравновешенного пружинами 4 и 5, обеспечивает доступ ко всем гайкам маховика.

Работа на стенде происходит в следующем порядке. Коленчатый вал устанавливают на шаровую опору 14, прижимают скобами 10 и запирают рукояткой 16, затем рукояткой 12 выдвигается призма 11, фиксирующая шатунную шейку, и на фланец коленчатого вала вручную устанавливают маховик. Установив гайки крепления маховика, их завертывают гайковертом 7. После этого, убрав призму и повернув индикатор в рабочее положение, проверяют биение торца маховика.

При использовании передвижного стенда (рис. 12) коленчатый вал укладывают коренными шейками при открытом зажимном устройстве 4 на опоры поворотной люльки 2 до упора передним концом в торец вращающегося подпятника 3 и зажимают накидными винтовыми захватами 5.

Люлька с валом на раме 1 стенд может устанавливаться как вертикально, так и горизонтально и стопориться защелками 8, находящими в вырезы на лонжеронах люльки. Для предотвращения проворачивания вала при сборке под шатунную шейку подводят выдвижную опору 6 при помощи рукоятки 7. Для контроля маховика опору убирают, а кронштейн 9 с индикатором устанавливают в рабочее положение. Вращая вал в опорах, контролируют положение плоскости маховика по индикатору.

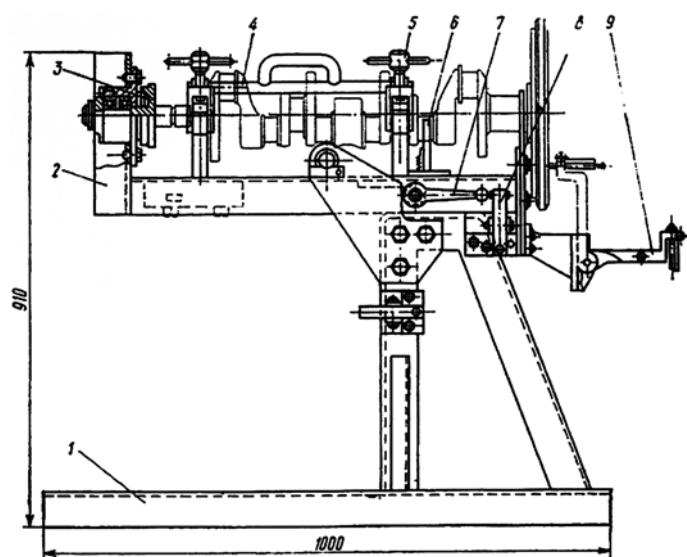


Рис. 12. Передвижной стенд для сборки коленчатого вала с маховиком

Техническая характеристика стационарного стenda

Наименование	Параметры
Тип	Стационарный
Число устанавливаемых валов, шт.	1
Фиксация вала	Ручная
Гайковерт	Электрический ЭП-1214
Габаритные размеры, мм	1250 × 620 × 1800

Техническая характеристика передвижного стenda

Наименование	Параметры
Тип	Мобильный
Количество устанавливаемых валов, шт.	1
Зажим вала	Ручной винтовой
Габаритные размеры, мм	1000 × 320 × 1242

Балансировка коленчатых валов является обязательной заключительной операцией процесса восстановления коленчатых валов.

Уравновешивание коленчатых валов нарушается вследствие износа трущихся поверхностей (при эксплуатации), неравномерного наращивания изношенных поверхностей и механической обработ-

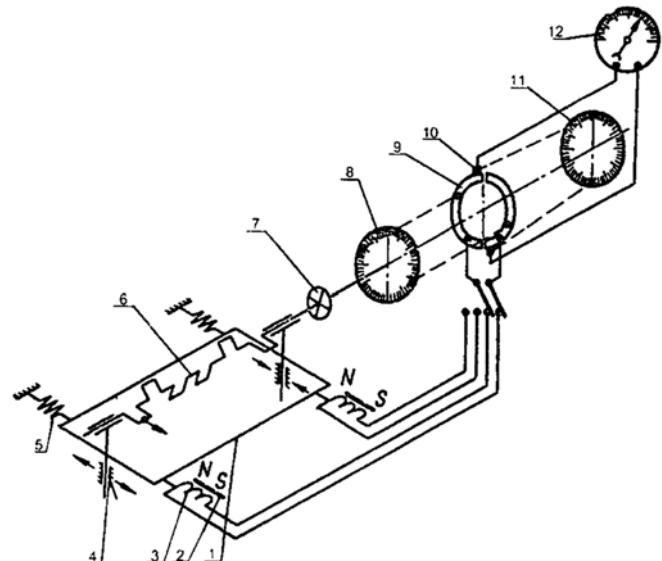


Рис. 13. Схема станка для динамической балансировки коленчатых валов:

1 — рама; 2 — магнит датчика; 3 — катушка датчика; 4 — фиксатор; 5 — пружинная подвеска рамы; 6 — коленчатый вал; 7 — шарнирное соединение; 8 — лимб вала привода; 9 — полукольца выпрямительного устройства; 10 — щетки выпрямительного устройства; 11 — лимб для выпрямительного устройства; 12 — милливольтметр

ки. Увеличенный в результате этого дисбаланс приводит к дополнительным вибрациям, ухудшающим работу двигателя.

Динамическую неуравновешенность можно обнаружить только при вращении детали. Уравновешенность вала достигается либо сверлением отверстий, либо фрезерованием щек.

Принцип работы балансировочного станка состоит в том, что неуравновешенная масса узла (рис. 13) вызывает колебание маятниковой рамы 1 в горизонтальной плоскости. При балансировке левого конца правый конец запирают фиксатором 4. Чем больше неуравновешенная масса, тем больше амплитуда колебаний рамы и тем большей силы индуктируется ток в катушке 3 индукционного датчика, имеющего линейную характеристику. Катушка, жестко связанная с рамой станка, колебается в поле неподвижного постоянного магнита 2. Ток через выпрямительное устройство (9 и 10) подается на милливольтметр 12. Для исключения влияния привода на балансируемый коленчатый вал применяют шарнирное соединение 7. Таким образом, чем больше дисбаланс вала, тем больше показание милливольтметра.

Балансируемый коленчатый вал в сборе с маховиком и сцеплением коренными шейками устанавливают на подшипники, укрепленные на раме, и предварительно надетым на шейку под шкив фланцем соединяют с приводом станка. Уравновешивание узла осуществляют в плоскости маховика сверлением отверстий в торце маховика или в бобышках нажимного диска или же постановкой балансировочных пластин под болт крепления крышки сцепления.

Устранение дисбаланса в плоскости маховика приводит обычно к устранению дисбаланса и другого конца. Величину дисбаланса вала, вызывающую пропорциональное изменение величины напряжения, индуцируемого в катушке датчика тока, определяют по максимальному отклонению стрелки милливольтметра при вращении рукоятки лимба на валу коллектора.

Для определения положения неуравновешенной массы в станке имеется связь между моментом прохождения неуравновешенной массы горизонтальной плоскости и максимальным отклонением стрелки милливольтметра. После остановки станка на лимбе вала привода поворотом вручную коленчатого вала устанавливают то же самое значение градусов, которое было на лимбе вала выпрямительного устройства при максимальном отклонении стрелки милливольтметра. При этом неуравновешенная масса балансируемого вала будет расположена в горизонтальной плоскости против сверла электродрели.

Корректирующая масса m_k (в граммах) при подобранном диаметре сверла и расчетной глубине сверления определяется из формул:

$$m_k = \frac{M}{r} \text{ и } m_k = \frac{\pi d^2}{4} h \rho,$$

где M — значение найденного дисбаланса, $\text{г} \cdot \text{см}$; r — радиус, на котором производится удаление дисбалансной массы, см;

Таблица 15

Сборочные единицы	Автомобили	
	грузовые и автобусы	легковые
Маховик	35—60	30—40
Ведомый диск сцепления, кожух в сборе с нажимным диском	30—50	10—25
Коленчатый вал	20—30	10—15
Коленчатый вал в сборе с маховиком и сцеплением	50—70	20—50

Техническая характеристика балансировочного станка модели КИ-4274

Наименование	Параметры
Тип	Мобильный
Масса балансируемого коленчатого вала, кг	5—2000
Наибольший диаметр, мм	800
Остаточный дисбаланс, $\text{г} \cdot \text{см}$	2—20
Габаритные размеры (длина \times ширина \times высота), мм	1820 \times 950 \times 1250

ТЕХНОЛОГИЯ

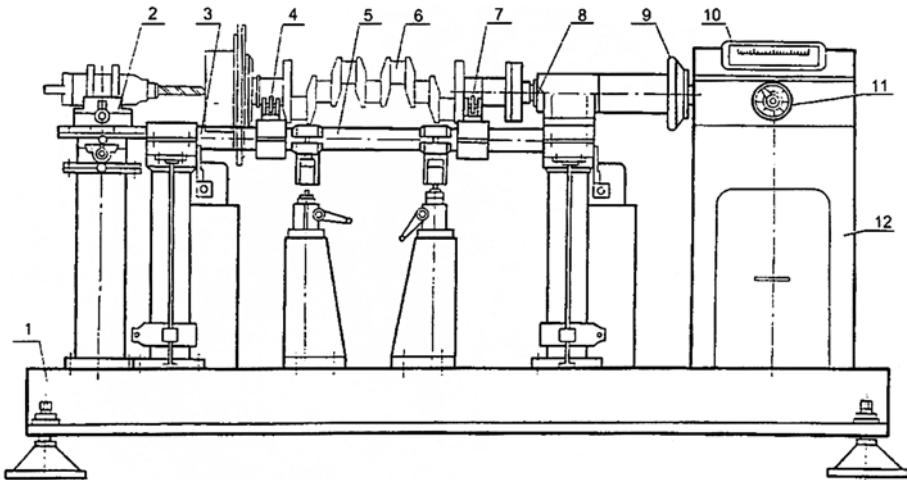


Рис. 14. Станок для динамической балансировки коленчатых валов:

1 — станина; 2 — механизм для сверления отверстий; 3 — датчик; 4 и 7 — опорные ролики; 5 — вибрационная рама; 6 — коленчатый вал; 8 — стойка; 9 — градуированный гальванометр; 10 — шкала дисбаланса; 11 — лимб; 12 — пульт управления

d — диаметр сверла, см; h — глубина сверления, см;
 ρ — плотность металла, $\text{г}/\text{см}^3$.

Из равенства выражений $\frac{M}{r} = \frac{\pi d^2}{4} h \rho$ определяется глубина вы сверливания

$$h = \frac{4M}{\pi r d^2 \rho}.$$

Таким образом, вы сверливанием отверстия диаметром d на глубине h на радиусе r производится устранение дисбаланса M .

Величины допустимых дисбалансов ($\text{г} \cdot \text{см}$) деталей кривошипно-шатунного механизма двигателей приведены в табл. 15.

Динамическую балансировку проводят на специальных станках различных конструкций типа БМ-4У модели КИ-4274 (рис. 14).

После ремонта коленчатые валы должны отвечать следующим требованиям: полости масляных каналов шатунных шеек должны быть чистыми (пробки необходимо выкручивать и полость прочищать); нецилиндричность поверхностей коренных и шатунных шеек (см. табл. 7) должна быть не более 0,005 мм; непараллельность осей шатунных и коренных шеек на длине каждой шатунной шейки должна быть не более 0,020 мм; радиусы галтелей шатунных шеек должны быть равны 0,5—1,5 мм, передней коренной шейки $1,5 \pm 0,5$ мм, остальных шеек 1,0—0,5 мм. При установке вала на первую и пятую коренные шейки радиальное биение по-

верхностей должно быть не более, мм: маслосгонных канавок — 0,05, фланца — 0,04, шейки под шестерню и ступицу шкива — 0,05; торцовое биение должно быть не более: поверхности фланца вала — 0,07, первой коренной шейки — 0,06, щеки первой коренной шейки — 0,06; шероховатость коренных и шатунных шеек должна соответствовать $Ra 0,3—0,25$, торца щеки первой коренной шейки $Ra 0,63—0,50$, торцов щек всех шатунных шеек, диаметра шейки под шестернию и ступицу шкива, торцевой поверхности фланца вала — $Ra 1,25—1,0$; допустимый дисбаланс вала 30 $\text{г} \cdot \text{см}$ на каждом конце.

Вывод: представленные методика разработки маршрутов ремонта деталей и маршрутная технология ремонта коленчатых валов двигателей внутреннего сгорания позволяют существенно увеличить межремонтный ресурс двигателей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Справочник специалиста по ремонту автомобилей [Текст] / Под ред. В. М. Приходько. — М.: ИКЦ "АКАДЕМКНИГА", 2007. — 439 с.
2. Ремонт автомобилей: учебник для вузов [Текст] / Под ред. Л. В. Дехтеринского. — М.: Транспорт, 1992. — 295 с.
3. Ремонт автомобилей: учебник для техникумов [Текст] / Под ред. С. И. Румянцева. — М.: Транспорт, 1988. — 327 с.
4. Синельников, А. Ф. Оценка надежности восстановления детали с учетом анализа ее функциональных свойств и требований технических условий к рабочим поверхностям [Текст] / А. Ф. Синельников // Грузовик. — 2010. — № 4. — С. 27—37.

Статья написана по результатам поисковой научно-исследовательской работы, выполняемой при поддержке федеральной целевой программы "Научные и научно-педагогические кадры инновационной России" на 2009–2013 гг.

Истощение мировых запасов нефти, нарастающий дефицит нефтепродуктов и повышение цен на традиционные моторные топлива вынуждают двигателестроителей искать им замену. Другой побудительной причиной интенсивных поисков альтернативных энергоносителей являются постоянно ужесточающиеся требования к токсичности отработавших газов двигателей. Поэтому на транспорте и в других смежных отраслях, где используются двигатели внутреннего сгорания, все более широкое распространение находят альтернативные топлива.

Евросоюзом планируется к 2020 г. перевести около четверти (23 %) всего автомобильного парка Европы на альтернативные топлива. Среди наиболее перспективных альтернативных топлив рассматриваются различные синтетические топлива, биодизельное топливо (топливо Biodiesel), биоэтанол, биогаз, водород [1]. Прогноз мирового использования альтернативных топлив, в том числе из возобновляемых источников энергии, приведен на рис. 1.

В последнее время все более широкое применение в качестве топлива для дизелей находят топлива, производимые из растительных масел [2–4]. Это объясняется простотой и экологичностью процесса получения растительных масел, их сравнительно невысокой стоимостью и приемлемой воспламеняемостью в условиях камеры сгорания дизеля. Сопоставление себестоимостей производства рапса, биодизельного топлива (метилового эфира рапсового масла), биоэтанола, биогаза, синтетического топлива и водорода, приведенное в табл. 1 [5], подтверждает экономическую целесо-

УДК 621.436

В. А. Марков,
д-р техн. наук,
проф.,
МГТУ им.
Н. Э. Баумана;
С. Н. Девянин,
д-р техн. наук,
проф.,
В. В. Маркова,
асп.,
МГАУ им.
В. П. Горячкина

Работа транспортного дизеля на смеси дизельного топлива и метилового эфира подсолнечного масла

Показаны преимущества использования в дизелях биотоплив, производимых на основе растительных масел. Приведены результаты экспериментальных исследований дизеля типа Д-245.12С малотоннажного автомобиля ЗИЛ-5301 "Бычок", работающего на смеси дизельного топлива и метилового эфира подсолнечного масла. Подтверждена возможность значительно улучшения показателей токсичности отработавших газов исследуемого дизеля при его работе на смесевом биотопливе.

Ключевые слова: дизель, дизельное топливо, подсолнечное масло, метиловый эфир подсолнечного масла, смесевое биотопливо, токсичность отработавших газов.

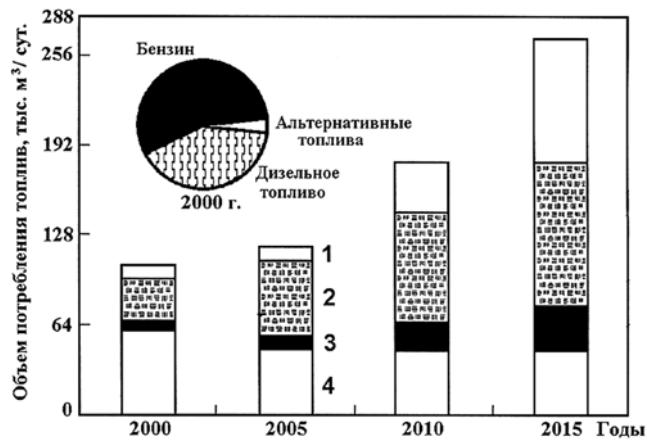


Рис. 1. Прогноз мирового использования альтернативных топлив:

1 — синтетические топлива (продукты переработки по технологии GTL — Gas to Liquid); 2 — этанол; 3 — биодизельное топливо (метиловый эфир рапсового масла); 4 — МТБЭ (метилтрет-бутиловый эфир) и др.

ЭКОЛОГИЯ

Таблица 1
Себестоимость топлив растительного происхождения в Европе
(данные 2008 г.)

Топливо	Себестоимость, евро/л, условного топлива
Рапсовое масло	0,51
Биодизельное топливо	0,69
Биоэтанол:	
из сахара	0,78
из крахмала	0,72
из лигноцеллюлозы	0,98
из сахарного тростника	0,31
Биогаз	0,74
Синтетическое топливо	1,03
Водород	0,89—1,26

образность использования на транспорте топлив, получаемых из растительных масел.

Важным фактором использования в качестве топлив для дизелей растительных масел являются их хорошие экологические качества. Растительные масла отличаются высокой биоразлагаемостью: попадая в почву и природные водные бассейны они практически полностью разлагаются в течение нескольких недель. Растительные масла отличаются хорошими экологическими качествами из-за малого содержания в них серы и полициклических ароматических углеводородов. Наличие в молекулах растительных масел достаточно большого количества атомов кислорода (8–12 %), участвующих в процессе окисления углеводородов топлива, позволяет снизить выбросы в атмосферу продуктов неполного сгорания топлива.

Применение биотоплив не нарушает баланс между кислородом и углекислым газом в атмосфере, поскольку при сгорании топлив расти-

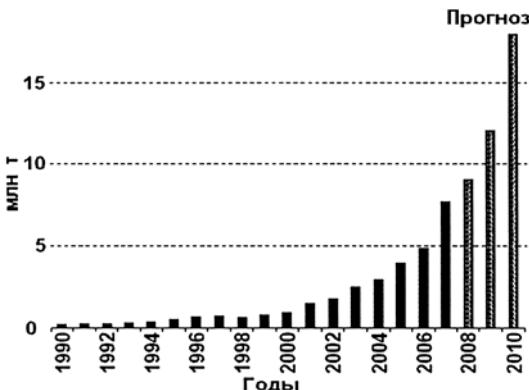


Рис. 2. Производство биодизельного топлива в странах ЕС

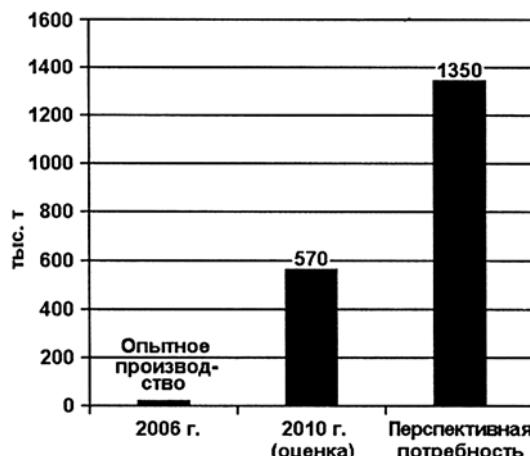


Рис. 3. Потребность России в биодизельном топливе

тельного происхождения выделяется примерно столько же CO₂, сколько растения — сырье для производства биотоплива — поглотили из окружающей среды за период их выращивания. Важность этой проблемы подтверждается растущими выбросами CO₂ в окружающую среду, достигши-

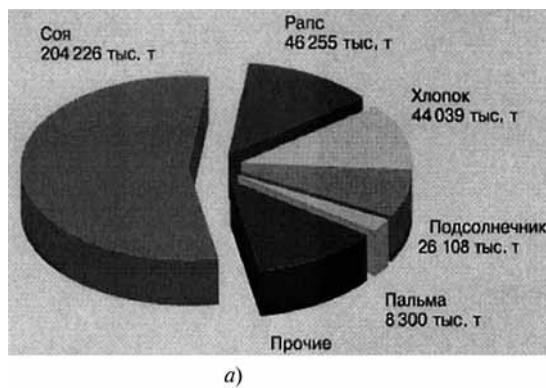


Рис. 4. Валовый сбор маслосемян в мире (а) и в России (б) в 2004 г.



Таблица 2
Некоторые параметры дизеля Д-245.12С
(4 ЧН 11/12,5)

Параметры	Значение
Тип двигателя	Четырехтактный, рядный, дизель
Число цилиндров	4
Диаметр цилиндра D, мм	110
Ход поршня S, мм	125
Рабочий объем цилиндра V_h , л	1,08
Рабочий объем двигателя iV_h , л	4,32
Степень сжатия ϵ	16,0
Система турбонаддува	Турбокомпрессор ТКР-6 Борисовского завода автоагрегатов
Тип камеры сгорания, способ смесеобразования	Камера сгорания типа ЦНИИДИ, объемно-пленочное смесеобразование
Номинальная частота вращения n , мин ⁻¹	2400
Номинальная мощность N_e , кВт	80
Литровая мощность N_{el} , кВт/л	18,5
Механизм газораспределения	Клапанного типа с верхним расположением клапанов
Система охлаждения	Жидкостная, принудительная
Смазочная система	Принудительная с разбрызгиванием
Фильтр масляный	Сетчатый
Насос масляный	Шестеренчатый
Система питания	Разделенного типа
Топливный насос высокого давления (ТНВД)	Рядный типа РР4М10У1 фирмы Motorpal с все режимным центробежным регулятором
Диаметр плунжеров ТНВД $d_{пл}$, мм	10
Ход плунжеров ТНВД $h_{пл}$, мм	10
Длина нагнетательных топливо-проводов L_t , мм	540
Форсунки	Типа ФДМ-22 производства ОАО "Куроаппаратура" (г. Вильнюс)
Распылители форсунок	Фирмы Motorpal типа DOP 119S534 с пятью сопловыми отверстиями диаметром $d_p = 0,34$ мм и проходным сечением $\mu_p f_p = 0,250 \text{ мм}^2$
Давление начала впрыскивания форсунок $p_{фо}$, МПа	21,5

ми в настоящее время 25 млн т в год. К 2020 г. ежегодные выбросы CO₂ в окружающую среду достигнут 35 млн т [4].

Мировое производство биодизельного топлива стремительно нарастает. В 2005 г. его производство в странах ЕС составило около 3,2 млн т (рис. 2) [4, 6]. В 2010 г. в европейских странах будет произведено уже около 18 млн т биодизельного топлива (см. рис. 2, a). Причем, если мировое производство этого вида топлива несколько отстает от производства биоэтанола (см. рис. 1), то в странах ЕС, напротив, опережающими темпами развивается производство биодизельного топлива (см. рис. 2).

В 2006 г. в России было произведено около 20 тыс. т биодизельного топлива (рис. 3) [2]. Исходя из общей потребности в дизельном топливе (ДТ) около 10 млн т в год и норме содержания 5 % биодизельного топлива в ДТ, предусмотренной ГОСТ Р 52368—2005 "Топливо дизельное ЕВРО", в настоящее время потребность России в биодизельном топливе составляет около 570 т. С учетом увеличения содержания биодизельного топлива в ДТ до 10 % и более широкого использования этого вида топлива в сельском хозяйстве перспективная потребность биодизельного топлива в России в ближайшей перспективе может достигнуть 1350 тыс. т (рис. 3).

Принято считать, что в Европе биодизельное топливо производится исключительно из рапсового масла. На самом деле, на долю метилового эфира рапсового масла (МЭРМ) приходится около 84 % биодизельного топлива, 13 % составляет метиловый эфир подсолнечного масла (МЭПМ), по 1 % — сложные эфиры, производимые из соевого масла, пальмового масла и остальных масел [4].

В условиях Российской Федерации использование для производства биодизельного топлива подсолнечного масла представляется весьма

ЭКОЛОГИЯ

привлекательным. Если в мировом производстве растительных масел ведущее место занимают соевое и рапсовое масло, то в России наиболее распространенным растительным маслом является подсолнечное масло (рис. 4) [7]. Объем его производства превышает 80 % общего объема производства растительных масел.

Известен ряд работ, посвященных исследованию топлива на метиловом эфире подсолнечного масла и его смесях с ДТ [8–10]. Вместе с тем вопрос о применении смесей МЭПМ и ДТ в качестве топлива для отечественных транспортных дизелей является недостаточно изученным. Для подтверждения возможности использования этих смесей в качестве моторного топлива проведены экспериментальные исследования дизеля Д-245.12С (4ЧН 11/12,5) Минского моторного завода, устанавливаемого на малотоннажные грузовые автомобили ЗИЛ-5301 "Бычок". Некоторые параметры дизеля приведены в табл. 2.

Дизель исследован на моторном стенде АМО ЗИЛ на режимах внешней скоростной характеристики и режимах 13-ступенчатого испытательного цикла Правил 49 ЕЭК ООН с установочным углом опережения впрыска $\theta = 13^\circ$ угла поворота коленчатого вала до ВМТ и неизменным положением упора дозирующей рейки (упора максимальной подачи топлива). Моторный стенд был оборудован комплектом необходимой измерительной аппаратуры. Дымность ОГ измерялась с помощью ручного дымомера МК-3 фирмы Hartridge (Великобритания) с погрешностью из-

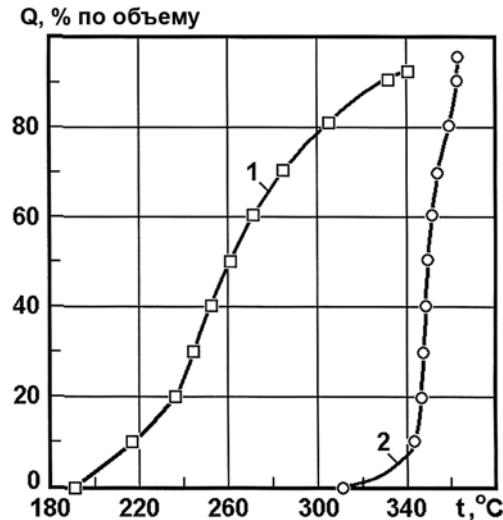


Рис. 5. Зависимость количества испарившегося топлива от температуры разгонки:

1 – базовое ДТ; 2 – МЭПМ

мерения $\pm 1\%$. Концентрации NO_x , CO , CH_x в ОГ определялись газоанализатором SAE-7532 японской фирмы Yanaco с погрешностями измерения указанных компонентов $\pm 1\%$.

Исследовалась товарное ДТ и его смесь с метиловым эфиром подсолнечного масла, содержащая 95 % ДТ и 5 % МЭПМ. Некоторые физико-химические свойства ДТ и указанной смеси, а также свойства МЭРМ и МЭПМ представлены в табл. 3.

Отличительной особенностью МЭПМ является его более тяжелый фракционный состав, о чем свидетельствуют представленные на рис. 5 кри-

Таблица 3

Физико-химические свойства топлив

Физико-химические свойства	Топлива			
	ДТ	МЭРМ	МЭПМ	95 % ДТ + + 5 % МЭПМ
Плотность при 20 °C, кг/м ³	830	877	886	833
Вязкость кинематическая при 20 °C, мм ² /с	3,8	8,0	7,0	4,5
Коэффициент поверхностного натяжения σ при 20 °C, мН/м	27,1	30,7	—	—
Теплота сгорания низшая, кДж/кг	42 500	37 800	37 200	42 200
Цетановое число	45	48	47	—
Температура самовоспламенения, °C	250	230	—	—
Температура помутнения, °C	−25	−13	−13	—
Температура застывания, °C	−35	−21	−17	—
Количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг вещества, кг	14,3	12,67	12,53	14,23
Содержание, % по массе:				
С	87,0	77,6	76,7	86,5
Н	12,6	12,2	12,2	12,6
О	0,4	10,2	11,1	0,9
Общее содержание серы, % по массе	0,20	0,002	—	—
Коксумость 10 %-го остатка, % по массе	0,2	0,3	—	—
Кислотность, мг КОН/100 мл топлива	—	0,5	0,2	—

Причина: "—" — свойства не определялись; для смесей указано объемное процентное содержание компонентов

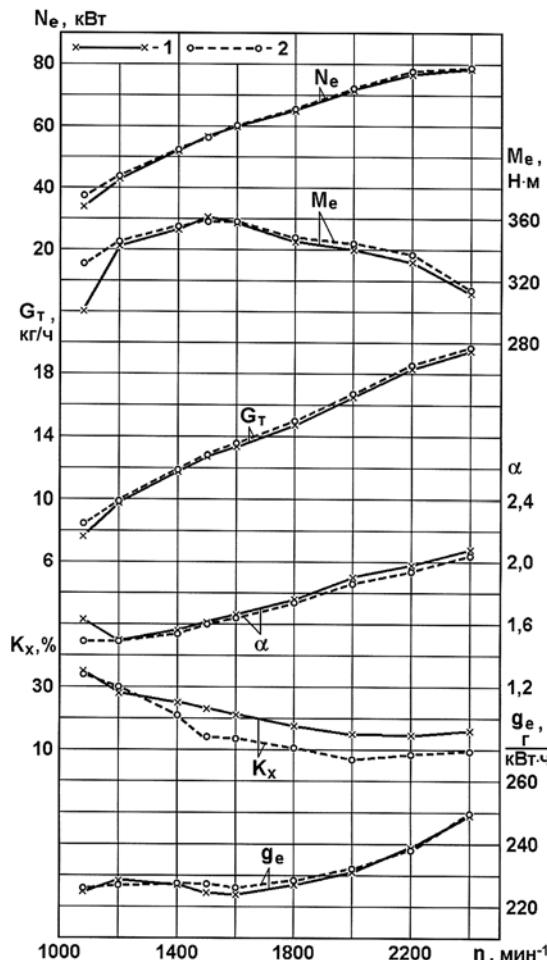


Рис. 6. Зависимость эффективной мощности N_e , крутящего момента M_e , часового расхода топлива G_t , коэффициента избытка воздуха α , дымности ОГ K_x и удельного эффективного расхода топлива g_e от частоты вращения n коленчатого вала дизеля Д-245.12С на режимах работы по внешней скоростной характеристики при использовании различных топлив: 1 — ДТ; 2 — смесь 95 % ДТ + 5 % МЭПМ

ые фракционной разгонки этого эфира и базового ДТ [8]. Если базовое ДТ выкипает в пределах 190–340 °C [8], то МЭПМ имеет диапазон температур перегонки 310–360 °C. Поэтому МЭПМ отличается от ДТ заметно большими плотностью и вязкостью (см. табл. 3). Смесевое биотопливо, содержащее 95 % ДТ и 5 % МЭПМ, также имеет повышенные плотность и вязкость, но эти его свойства более близкие к аналогичным свойствам ДТ (плотности исследуемого смесевого биотоплива и ДТ равны соответственно 833 и 830 кг/m³, а их вязкости — 4,5 и 3,8 мм²/с, табл. 4). Указанные отличия физических свойств МЭПМ, а так-

же его смесей с ДТ, от свойств стандартного ДТ влияют на параметры процесса топливоподачи дизеля и, следовательно, на показатели топливной экономичности и токсичности отработавших газов дизеля, работающего на указанных топливах.

На первом этапе исследований проведены испытания дизеля Д-245.12С на чистом ДТ и на смеси 95 % ДТ и 5 % МЭПМ на режимах работы по внешней скоростной характеристике. Результаты этих исследований представлены на рис. 6.

Как отмечено выше, исследуемое смесевое биотопливо имеет физические свойства, приближающиеся к свойствам ДТ. Но его плотность и вязкость несколько выше аналогичных свойств ДТ (см. табл. 4). Поэтому при переходе от ДТ к смесевому биотопливу отмечено небольшое увеличение часового расхода топлива G_t и некоторое уменьшение коэффициента избытка воздуха α . Однако эффективный крутящий момент двигателя и его эффективная мощность изменились незначительно (см. рис. 6 и табл. 4). В то же время из-за наличия в молекулах МЭПМ атомов кислорода теплота сгорания смесевого биотоплива несколько ниже теплоты сгорания ДТ. Это привело к тому, что на большинстве исследуемых режимов при использовании смеси 95 % ДТ и 5 % МЭПМ удельный эффективный расход топлива g_e оказался несколько выше, чем при работе на ДТ. В частности, при переходе с ДТ на смесевое биотопливо на режиме максимальной мощности с частотой вращения коленчатого вала $n = 2400$ мин⁻¹ удельный эффективный расход топлива увеличился с 249,0 до 249,6 г/(кВт · ч), а на режиме максимального крутящего момента при $n = 1500$ мин⁻¹ — с 224,3 до 227,3 г/(кВт · ч). Но при этом изменения эффективного КПД дизеля η_e на этих режимах не превышали 0,6–0,8 %, что сопоставимо с точностью измерения расхода топлива (см. табл. 4).

Вместе с тем наличие в молекулах МЭПМ атомов кислорода привело к заметному уменьшению дымности ОГ при работе исследуемого дизеля на смесевом биотопливе. Так, на режиме максималь-

ЭКОЛОГИЯ

Таблица 4

Показатели дизеля Д-245.12С, работающего на различных топливах

Показатель	Топливо	
	ДТ	95 % ДТ + + 5 % МЭПМ
Часовой расход топлива на режиме максимальной мощности G_T 2400, кг/ч	19,50	19,69
Часовой расход топлива на режиме максимального крутящего момента G_T 1500, кг/ч	12,70	12,80
Крутящий момент дизеля на режиме максимальной мощности M_e 2400, Н · м	312	314
Крутящий момент дизеля на режиме максимального крутящего момента M_e 1500, Н · м	361	358
Удельный эффективный расход топлива на режиме максимальной мощности g_e 2400, г/(кВт · ч)	249,0	249,6
Удельный эффективный расход топлива на режиме максимального крутящего момента g_e 1500, г/(кВт · ч)	224,3	227,3
Эффективный КПД дизеля на режиме максимальной мощности η_e 2400	0,340	0,342
Эффективный КПД дизеля на режиме максимального крутящего момента η_e 1500	0,378	0,375
Дымность ОГ на режиме максимальной мощности K_x 1500, %	16,0	9,5
Дымность ОГ на режиме максимального крутящего момента K_x 1500, %	23,0	14,0
Интегральный на режимах 13-ступенчатого цикла эффективный расход топлива g_e усл., г/(кВт · ч)	247,89	249,96
Интегральный на режимах 13-ступенчатого цикла эффективный КПД, η_e усл.	0,3417	0,3413
Интегральный на режимах 13-ступенчатого цикла удельный выброс оксидов азота e_{NO_x} , г/(кВт · ч)	6,862	7,464
Интегральный на режимах 13-ступенчатого цикла удельный выбросmonoоксида углерода e_{CO} , г/(кВт · ч)	2,654	2,525
Интегральный на режимах 13-ступенчатого цикла удельный выброс углеводородов e_{CH_x} , г/(кВт · ч)	0,719	0,668

ной мощности при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ переход с ДТ на смесь 95 % ДТ и 5 % МЭПМ сопровождается снижением дымности ОГ K_x с 16,0 до 9,5 % по шкале Хартриджа, а на режиме максимального крутящего момента при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ — с 23,0 до 14,0 % по шкале Хартриджа.

Результаты экспериментальных исследований дизеля Д-245.12С на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла Правил 49 ЕЭКООН представлены на рис. 7–10. Как отмечено выше, использование рассматриваемого смесевого биотоплива привело к незначительному изменению часового расхода топлива G_T (см. рис. 6 и 7). Так, при переводе дизеля с ДТ на смесь 95 % ДТ и 5 % МЭПМ на режиме максимальной мощности при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ величина G_T возросла от 19,50 до 19,69 кг/ч, а на режиме максимального крутящего момента при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ — с 12,70 до 12,80 кг/ч (см. рис. 7 и табл. 4).

При использовании смесевого биотоплива отмечена тенденция некоторого увеличения концентрации в ОГ оксидов азота C_{NO_x} (см. рис. 8).

Так, перевод дизеля с ДТ на смесь 95 % ДТ и 5 % МЭПМ на режиме холостого хода при $n = 880 \text{ мин}^{-1}$ сопровождался ростом концентрации C_{NO_x} от 0,0125 до 0,0140 %, на режиме максимального крутящего момента при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ — с 0,0650 до 0,0680 %, на режиме максимальной

мощности при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ — с 0,0565 до 0,0600 %.

При использовании смесевого биотоплива отмечена тенденция уменьшения содержания в ОГ monoоксида углерода C_{CO} (см. рис. 9). Перевод ди-

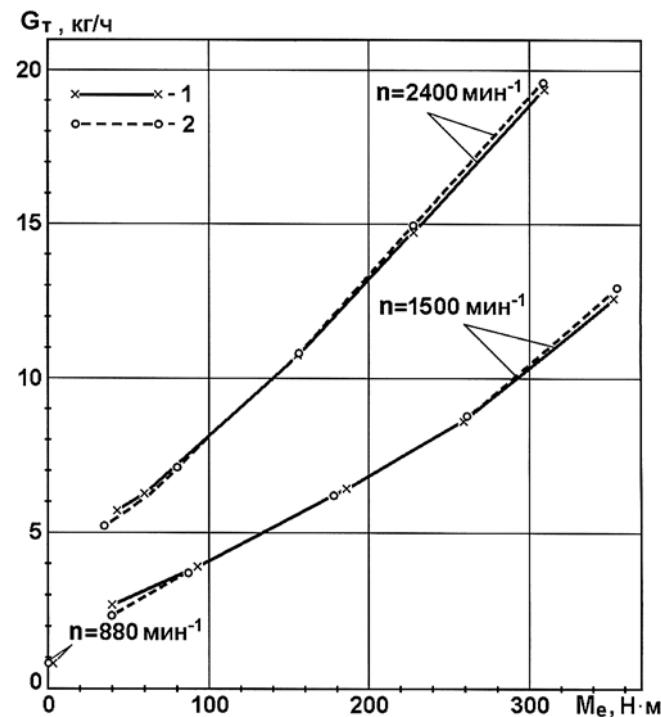


Рис. 7. Зависимость часового расхода топлива G_T от частоты вращения n и нагрузочного режима (эффективного крутящего момента M_e) дизеля Д-245.12С при использовании различных топлив:

1 — ДТ; 2 — смесь 95 % ДТ + 5 % МЭПМ

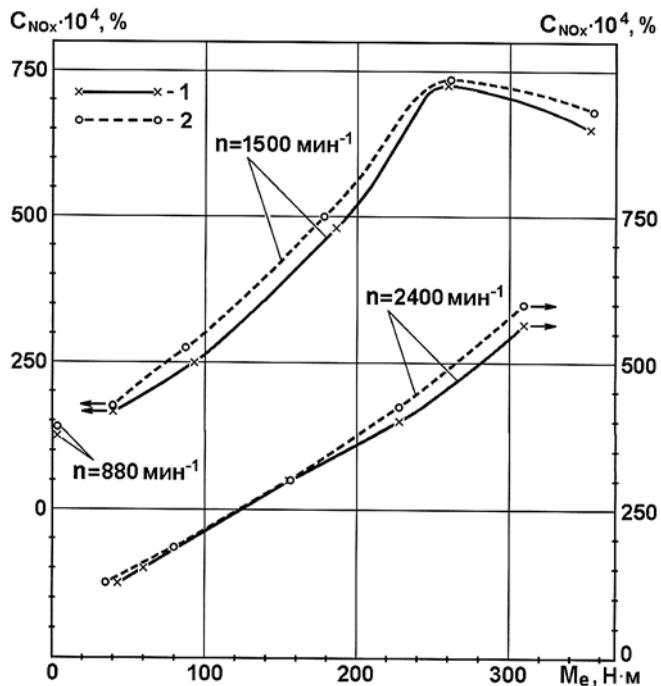


Рис. 8. Зависимость объемной концентрации в ОГ оксидов азота C_{NO_x} от частоты вращения n и эффективного крутящего момента M_e дизеля Д-245.12С при использовании различных топлив:

1 — ДТ; 2 — смесь 95 % ДТ + 5 % МЭПМ

зеля с ДТ на смесь 95 % ДТ и 5 % МЭПМ на режиме холостого хода при $n = 880 \text{ мин}^{-1}$ сопровождался снижением значения C_{CO} от 0,0300 до 0,0270 %, на режиме максимального крутящего момента при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ — с 0,0490 до 0,0480 %, а на режиме максимальной мощности при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ значения C_{CO} оказались одинаковыми и равными 0,0195 %.

Наибольшее положительное влияние вид топлива оказывает на концентрацию в ОГ несгоревших углеводородов C_{CH_x} (см. рис. 10). При переводе дизеля с ДТ на смесь 95 % ДТ и 5 % МЭПМ на режиме холостого хода при $n = 880 \text{ мин}^{-1}$ отмечено понижение значения C_{CH_x} с 0,0220 до 0,0210 %, на режиме максимального крутящего момента при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ — с 0,0125 до 0,0115 %, на режиме максимальной мощности при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ — с 0,0140 до 0,0125 %.

По приведенным на рис. 8—10 характеристикам содержания в ОГ нормируе-

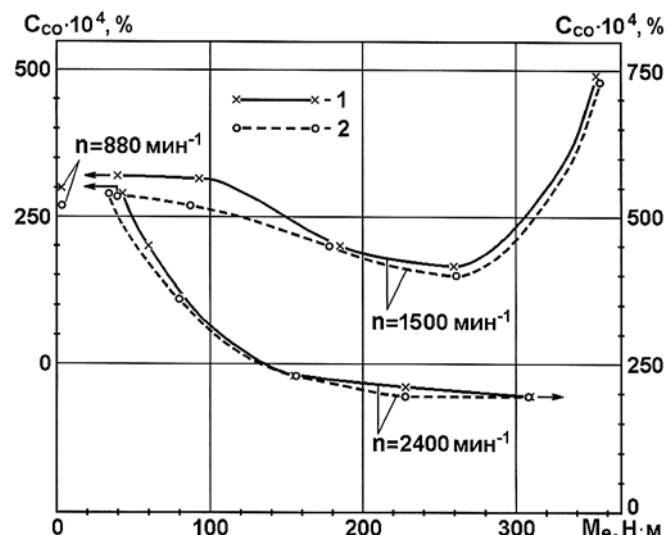


Рис. 9. Зависимость объемной концентрации в ОГmonoоксида углерода C_{CO} от частоты вращения n и эффективного крутящего момента M_e дизеля Д-245.12С при использовании различных топлив:

1 — ДТ; 2 — смесь 95 % ДТ + 5 % МЭПМ

мых токсичных компонентов (оксидов азота NO_x ,monoоксида углерода CO , несгоревших углеводородов CH_x) с использованием общепринятых методик рассчитаны их интегральные удельные массовые выбросы на режимах 13-ступенчатого цикла (соответственно e_{NO_x} , e_{CO} , e_{CH_x}). Оценка эксплуатационного расхода топлива на режимах 13-ступенчатого цикла проведена по среднему (условному) удельному эффективному расходу топлива, который определялся с использованием зависимости [4]

$$g_{\text{усл}} = \frac{\sum_{i=1}^{13} G_{Ti} K_i}{\sum_{i=1}^{13} N_{ei} K_i},$$

где G_{Ti} и N_{ei} — часовой расход топлива и эффективная мощность двигателя на i -том режиме; K_i — весовые коэффициенты на режиме 13-ступенчатого цикла.

Поскольку смесевые биотоплива имеют меньшую теплоту сгорания, топлив-



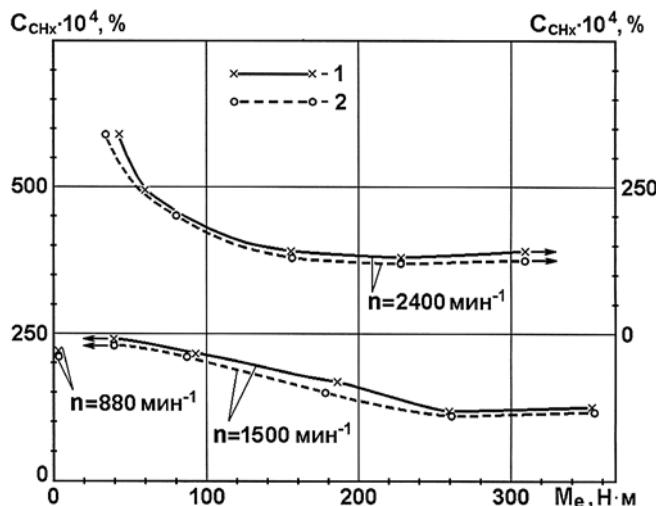


Рис. 10. Зависимость объемной концентрации в ОГ легких углеводородов C_{CH_x} от частоты вращения n и эффективного крутящего момента M_e дизеля Д-245.12С при использовании различных топлив:

1 — ДТ; 2 — смесь 95 % ДТ + 5 % МЭПМ

ную экономичность дизеля при его работе на этих топливах целесообразно оценивать не удельным эффективным расходом топлива g_e , а эффективным КПД дизеля η_e . Причем для интегральной оценки работы дизеля на режимах 13-ступенчатого цикла использован условный эффективный КПД, определяемый из соотношения

$$\eta_{e\text{ усл}} = \frac{3600}{H_u g_{e\text{ усл}}},$$

где H_u — низшая теплота сгорания топлива, МДж/кг.

Результаты расчетов указанных параметров представлены в табл. 4.

Приведенные в табл. 4 данные подтверждают возможность улучшения экологических показателей дизеля Д-245.12С при его переводе с ДТ на смесь 95 % ДТ и 5 % МЭПМ. Так, при подаче в камеру сгорания дизеля исследуемого смесевого биотоплива на режимах максимальной мощности и максимального крутящего момента дымность ОГ снизилась примерно на 40 % по сравнению с использованием стандартного ДТ. Удельный массовый выброс несгоревших углеводородов e_{CH_x} на режимах 13-ступенчатого цикла уменьшился с 0,719 до 0,668 г/(кВт · ч), т. е. на 7,1 %,

удельный массовый выбросmonoоксида углерода e_{CO} снизился с 2,654 до 2,525 г/(кВт · ч), т. е. на 4,9 %. При этом удельный массовый выброс оксидов азота e_{NO_x} возрос с 6,862 до 7,464 г/(кВт · ч), т. е. на 8,8 %, а условный эффективный КПД дизеля $\eta_{e\text{ усл}}$ остался практически неизменным ($\eta_{e\text{ усл}} \approx 0,341$, см. табл. 4).

В целом проведенные исследования подтвердили возможность эффективного использования смесей ДТ с МЭПМ в качестве топлива для отечественных дизелей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Работа дизелей на нетрадиционных топливах: учебное пособие [Текст] / В. А. Марков, А. И. Гайворонский, Л. В. Грехов и др. — М.: Изд-во "Легион-Автодата", 2008. — 464 с.
2. Биоэнергетика: Мировой опыт и прогнозы развития [Текст] / Л. С. Орсик, Н. Т. Сорокин, В. Ф. Федоренко и др. Под ред. В. Ф. Федоренко. — М.: ФГНУ "Росинформагротех", 2008. — 404 с.
3. Льотко, В Применение альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания [Текст] / В. Льотко, В. Н. Луканин, А. С. Хачиян. — М.: Изд-во МАДИ (ТУ), 2000. — 311 с.
4. Девянин, С. Н. Растительные масла и топлива на их основе для дизельных двигателей [Текст] / С. Н. Девянин, В. А. Марков, В. Г. Семенов. — М.: Издательский центр, ФГОУ ВПО "МГАУ им. В. П. Горячкина", 2008. — 340 с.
5. Володин, В. М. Производство моторного топлива из растительного сырья в ФРГ и возможности его использования в России [Текст] / В. М. Володин, П. Д. Лупачев // Автогазозаправочный комплекс + альтернативное топливо. — 2009. — № 5. — С. 33—36.
6. Добринский, Е. Международный конгресс "Биодизель-2007" [Текст] / Е. Добринский, В. Сein. — Автостроение за рубежом. — 2008. — № 2. — С. 22—23.
7. Ашпина, О. Рапс — культура стратегическая [Текст] / О. Ашпина // The Chemical Journal (Химический журнал). — 2005. — № 9. — С. 40—44.
8. Zubik J., Sorenson S. C., Goering C. E. Diesel Engine Combustion of Sunflower Oil Fuels // Transactions of the ASAE. 1984. — Vol. 27. — N 5. — P. 1252—1256.
9. Kaufman K. R., Ziejewski M. Sunflower Methyl Esters for Direct Injected Diesel Engines // Transactions of the ASAE. — 1984. Vol. 27. — N 6. — P. 1626—1633.
10. Ilkilic C., Yucesu H. Investigation of the Effect of Sunflower Oil Methyl Ester on the Performance of a Diesel Engine // Energy Sources. — 2006. — Vol. 27. — N 13. — P. 1225—1234.

НОВОСТИ

Пуск новой окрасочной линии кабин на ПРЗ

На прессово-рамном заводе (ПРЗ) "КАМАЗа" состоялся пуск новой окрасочной линии кабин в полном объеме. Это стало завершающим актом реализации крупного инвестиционного проекта компании.

В торжественной церемонии открытия линии окраски производства компании Dürr (Германия) приняли участие генеральный директор Государственной корпорации "Ростехнологии", председатель Совета директоров ОАО "КАМАЗ" Сергей Чемезов, Президент РТ Рустам Минниханов, Премьер-министр РТ Ильдар Халиков, вице-президент фирмы Dürr Systems GmbH по компонентам Ханс Иоахим Штрезе. На заводе их встретили генеральный директор ОАО "КАМАЗ" Сергей Когогин и генеральный директор ОАО "Камский прессово-рамный завод" Гамиль Зарипов.

Инвестиционный проект "КАМАЗа", призванный создать современное окрасочное производство кабин для грузовых автомобилей КАМАЗ, реализовывался поэтапно в течение 4 лет. Соглашение с компанией Dürr о поставках компонентов окрасочной линии было подписано в 2006 г. На первом этапе, до ноября 2007 г., был осуществлен монтаж установки для подготовки поверхности деталей кабин и их катафорезного грунтования. Пуск рабочих камер линии окраски состоялся в марте 2008 г., а камера окраски вторичного грунта с камерой сушки вошли в строй в ноябре 2009 г. На последнем четвертом этапе была смонтирована камера окраски финишного покрытия — также с камерой сушки. Производительность линии 75 тыс. кабин в год, имеется возможность увеличения выпуска до 125 тыс. Суммарные инвестиции "КАМАЗа" в этот проект составили 1,5 млрд руб.

По мнению специалистов, ввод линии Dürr в эксплуатацию увеличит коррозионную стойкость окрашиваемых деталей кабины и оперения грузовых автомобилей КАМАЗ в 3 раза, обеспечит высокое качество и декоративность лакокрасочного покрытия и значительно уменьшит ручной труд вследствие применения 12 окрасочных роботов. Кроме того, полностью будет исключено использование в лакокрасочных материалах свинца, производственный объект станет менее пожароопасным, отходы производства снизятся на 20 %, а общий выброс — на 50 %.

(Департамент по связям с общественностью ОАО "КАМАЗ")

Награды — по заслугам

Президент РФ Дмитрий Медведев наградил автогонщиков команды "КАМАЗ-мастер", победителей международного ралли-рейда "Дакар-2010", состоявшегося в январе этого года.

Орденом "За заслуги перед Отечеством" четвертой степени награждены пилоты Владимир Чагин и Фирдаус Кабиров, штурман Сергей Савостин и руководитель команды "КАМАЗ-мастер" Семен Якубов. Ордена Дружбы удостоены пилот Ильгизар Мардеев и механик Эдуард Николаев. Звание "Заслуженный работник транспорта РФ" присвоено первому руководителю титульного спонсора команды, генеральному директору ОАО "КАМАЗ" Сергею Когогину.

Трассы последних двух "Дакаров" прошли по территории Аргентины и Чили, и оба были победными для команды "КАМАЗ-мастер". Владимир Чагин в шестой раз стал победителем самого престижного ралли-марафона современности. Его экипаж в составе штурмана Сергея Савостина и механика Эдуарда Николаева 9 раз показывал лучший результат на этапах "Дакара-2010", а сам Владимир довел количество своих побед на "Дакаре" до 56, установив рекорд среди участников за все годы проведения гонки во всех классах техники.

Экипаж двукратного победителя "Дакаров" Фирдауса Кабирова в составе штурмана Айдара Беляева и механика Андрея Мокеева стал вторым, одержав 5 побед на этапах. Фирдаус перешагнул отметку 30 побед на этапах "Дакара".

Пятое место завоевал экипаж Ильгизара Мардеева, выигравший последний этап этого внедорожного ралли.

Президент России Дмитрий Медведев отметил во время награждения, что "КАМАЗ-мастер" стал единственной командой, которой удалось завершить гонку без потерь.

(По материалам ОАО "КАМАЗ")

45
НОВОСТИ

"КАМАЗ" и "НЕФАЗ" — лучшие

ОАО "КАМАЗ" и его дочернее предприятие ОАО "НЕФАЗ" вновь названы в числе лучших экспортёров России по итогам прошедшего года.

Об этом объявило Министерство промышленности и торговли РФ, оказывающее государственную поддержку экспорта промышленной продукции и ежегодно проводящее всероссийский конкурс на звание "Лучший российский экспортёр" в 16 основных отраслях промышленности по трем номинациям — "Лучший экспортёр отрасли", "Лучший экспортёр отрасли в страны СНГ" и "Самый динамично развивающийся экспортёр отрасли".

В первой из названных номинаций по отрасли "Машиностроение" вновь, уже 11-й раз подряд, победило ОАО "КАМАЗ", а его дочернее предприятие, выпускающее специальную технику и автобусы на базе шасси КАМАЗ, стало самым успешным предприятием машиностроения по экспорту в страны СНГ.

В 2009 г. ОАО "КАМАЗ" реализовало в 42 страны за пределами России более 3,9 тыс. грузовых автомобилей КАМАЗ и запасных частей к ним на сумму 1 млрд 354 млн рублей. Даже в целиком кризисный год, негативно отразившийся прежде всего на работе предприятий автомобильной промышленности, "КАМАЗ" сумел удержать свои позиции лидера российского экспорта машиностроительной продукции и даже увеличить долю на основных зарубежных рынках. В первую тройку стран по объемам закупок продукции "КАМАЗа" вошли Туркменистан, Казахстан и Украина. Следует отметить также поставку крупной партии грузовиков (400 единиц) в Йемен.

В целом по всей деятельности в 2009 г. "КАМАЗ" был признан победителем всероссийского конкурса "Компания года" среди машиностроительных предприятий РФ.

(По материалам ОАО "КАМАЗ")

"КАМАЗ": лучшее — Родине

ОАО "КАМАЗ" принял активное участие в IV Международном Салоне вооружения и военной техники "МВСВ-2010", который открылся 30 июня с. г. в г. Жуковском в рамках I Международного форума "Технологии в машиностроении-2010".

Автомобильная техника на шасси КАМАЗ составляет самую многочисленную группу в автопарке Вооруженных Сил Российской Федерации с соответствующими технико-тактическими характеристиками — около 50 тыс. единиц. На шасси КАМАЗ монтируется более 350 образцов вооружения и военной техники.

На выставке ОАО "КАМАЗ" представил ряд образцов техники, тактико-технические характеристики которой разработаны с учетом современных требований тактики и стратегии.

Одна из "жемчужин" экспозиции — легендарный **КАМАЗ-43501-ВДВ**, созданный ОАО "КАМАЗ" в тесном сотрудничестве с Главным управлением Воздушно-десантных войск РФ, разработанный на базе автомобиля КАМАЗ-4350. Автомобиль отличается от своих аналогов, выпускемых в России и других странах СНГ, конструктивными особенностями, позволяющими десантирование с воздуха на парашютных платформах.

Великолепно зарекомендовал себя бронеавтомобиль **КАМАЗ-43269 "Выстрел"**, по проходимости препятствий не уступающий танку Т-80 УК. В российской армии и за рубежом потребители по достоинству оценили **КАМАЗ-6560 (8 × 8)** — самый мощный автомобиль Камского автозавода на МВСВ-2010: его фирменный двигатель имеет мощность 400 л. с.

Еще один камазовский тяжеловоз — самый мощный представитель семейства "Мустанг" **КАМАЗ-6350 (8 × 8)**. На выставке он был представлен бортовым тягачом с комплектом дополнительной защиты. Его усовершенствованная модификация **артиллерийский тягач с бронированной кабиной и обитаемым отсеком для расчета КАМАЗ-63501** всегда привлекает на подобных мероприятиях повышенное внимание специалистов.

Один из надежнейших образцов военной техники — хорошо знакомый военным всего мира многоцелевой автомобиль **КАМАЗ-5350 (6 × 6)**. На МВСВ-2010 был представлен бронированный автомобиль многоцелевого назначения, оборудованный бронированной кабиной и функциональным модулем модели ММ-501.

В полевых условиях незаменима **передвижная дизельная электростанция ЭД100-T400-1РП**. Она изготовлена на базе двигателя КАМАЗ 740.19-200, установлена под всепогодный капот и смонтирована на прицепе-шасси. Установка электрического оборудования на прицепе позволяет в кратчайшие сроки с помощью автомобиля-тягача организовать доставку и обеспечить электроэнергией удаленные поселки, учреждения, предприятия, базы и склады.

(По материалам ОАО "КАМАЗ")

CNH и "КАМАЗ" договариваются о стратегическом альянсе в России

ОАО "КАМАЗ" и CNH Global N. V. объявили о заключении соглашения о создании коммерческого совместного предприятия ООО "Си-Эн-Эйч-КАМАЗ Коммерция" (CNH-KAMAZ Commercial BV).

Тем самым сделан еще один шаг по документальному закреплению договоренности партнеров о промышленном сотрудничестве, достигнутой в марте этого года, и сформирован новый альянс, обладающий ресурсами, технологиями и дилерской сетью, необходимыми для оказания более эффективной поддержки российским клиентам сельскохозяйственной и строительной техники.

Новая компания "Си-Эн-Эйч-КАМАЗ Коммерция", 51 % акций которой будет принадлежать CNH, а оставшиеся 49 % — "КАМАЗу", будет реализовывать и обслуживать сельскохозяйственную и строительную технику в Российской Федерации. Она начинает работу сразу же после подписания соглашения о его создании.

На заводе в Набережных Челнах уже начата сборка новых моделей тракторов T8050, T9040, T9060 мощностью от 325 до 535 л.с., а также комбайнов.

Альянс позволит обеим компаниям увеличить и соединить имеющиеся ресурсы в производстве и обслуживании на пользу российских отраслей сельскохозяйственной и строительной техники. На первом этапе новое СП расширит предложение продукции марки New Holland, состоящей из тракторов низкой, средней и высокой мощности, обычных и роторных зерноуборочных комбайнов, виноградоуборочных и силосозаготовительных комбайнов, почвообрабатывающих и посевных комплексов, а также большой гаммы тяжелой строительной и легкой промышленной техники, используемой в строительстве автодорог, горных разработках, сносе ветхих строений, выемке грунта, строительстве коммерческих объектов и операциях обслуживания.

В рамках нового коммерческого совместного предприятия (СП) CNH и "КАМАЗ" поставили себе задачу воспользоваться преимуществами своих хорошо налаженных дилерских сетей, чтобы укрепить их присутствие на рынке. CNH-KAMAZ Commercial, оперативные службы которой находятся в Москве, будет рекламировать и продавать на российском рынке всю производимую в Набережных Челнах и импортируемую сельскохозяйственную и строительную технику. С целью внедрения своих глобальных стандартов качества CNH предоставит технологию и ноу-хау для коммерческой деятельности, включая инженерную поддержку и консультационные услуги.

(Пресс-служба CNH International

Департамент по связям с общественностью
ОАО "КАМАЗ")

СП CNH-KAMAZ Industrial объявило о начале сборки тракторов в Набережных Челнах новых моделей для России

Продолжая выполнение промышленного соглашения между CNH и ОАО "КАМАЗ", подписанного 22 марта с. г., совместное предприятие (СП) CNH-KAMAZ Industrial начало в г. Набережные Челны Республики Татарстан сборку тракторов моделей T8050, T9040, T9060 мощностью, соответственно, 535, 435 и 325 л. с., а также 300-сильных комбайнов CSX7080 и 272-сильных комбайнов CSX7060 марки New Holland Agriculture.

Производство, занимающее площадь более 50 000 м², намерено выпускать технику, которая будет реализовываться, в первую очередь, на внутреннем рынке, а потом и в странах СНГ. Запланированные на начальном этапе инвестиции 70 млн долл. США позволят наладить производства 4000 единиц техники ежегодно.

Выпускаемые модели отличают технологические достижения, обеспечивающие высокий уровень производительности.

(По сообщениям СП CNH—КАМАЗ)

НОВОСТИ

Abstracts of articles

2 *Gerasun V. M., Konyushkova A. L.*

On the basis of the experimental researches lead with three models of hinged loading manipulators, the data, allowed to specify are obtained dependence for definition of dynamic factor at lifting of loads for the most loaded root part definition of dynamic factor at lifting of loads for the most loaded root part of an arrow. The given dependence allows on a design stage, using the constructive scheme and an operating mode of the future manipulator to receive optimum design of an arrow.

Keywords: the manipulator, design if the lifting arm, dynamic factor, designing the manipulator

5 *Faskhiev Kh. A., Salakhov I. I., Voloshko V. V.* Design procedure of the universal differential mechanism of automatic transmission

Structural and gearing diagram is introduced, new automatic transmission module design developed by authors on the basis of universal multiple-stream differential mechanism and its design procedure.

Keywords: automatic transmission, planetary system, planetary gear, differential mechanism, universal multiple-stream differential mechanism

14 *Sinelnikov A. F.* Route technology of repairs crankshafts of automobile engines

The article describes the routing technology of repair crankshaft motion of internal combustion motors. The basic principles of route repair parts. For example, crankshaft, automobile and engine are designed routes to repair, given the content of technological operations and the equipment used.

Keywords: route technology, crankshaft, repair, maintenance equipment

37 *Markov V. A., Devyanin S. N., Markova V. V.* Operation of vehicle diesel engine on mixture of diesel fuel and sunflower oil methyl ester

Advantages of diesel engines application of biofuels produced on the basis of vegetable oils are shown. Results of experimental research of a vehicle diesel engine of the type D-245.12S of the small tonnage car ZiL 5301 "Bychok" running on mixture diesel fuel and sunflower oil methyl ester have been shown. The possibility of the substantial improvement of toxicity factors of exhaust gases of the investigated diesel engine is confirmed in its operation on mixed biofuel.

Keywords: diesel engine, diesel fuel, sunflower oil, sunflower oil methyl ester, mixed biofuel, exhaust gas toxicity

45 *News*

Художественный редактор Т. Н. Галицина. Технический редактор Е. М. Патрушева. Корректор Т. В. Пчелкина
Сдано в набор 19.07.2010. Подписано в печать 27.08.2010. Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.

Усл. печ. л. 5,88. Уч.-изд. л. 7,04. Заказ 263. Тираж 150 экз.

Отпечатано в ЗАО "Компания ИМАДЖВЕЙВ". 119607, г. Москва, Мичуринский проспект, д. 27, стр. 2