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

Учредитель
Открытое акционерное московское общество "Завод имени И. А. Лихачева" (АМО ЗИЛ)

Главный редактор
генеральный директор
Управляющей организации АМО ЗИЛ
К. В. Лаптев

Зам. главного редактора
И. А. Хороманская

Редакционный совет

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

Корпункты:
в Республике Беларусь
(г. Минск), Я. Е. Карповский
Тел.: (10-375-17), 238-10-33, 217-90-38
в Украине (г. Харьков),
В. Г. Дьяченко
Тел. (10-380-572) 707-68-48

Журнал зарегистрирован в Министерстве РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций. Свидетельство о регистрации ПИ № 77-3346 от 10 мая 2000 г.

Адрес редакции
107076, Москва, Стромынский пер., 4/1
Тел.: (495) 269-49-97
E-mail: grouzovik@mashin.ru
http://www.mashin.ru

Адрес издательства
107076, Москва, Стромынский пер., 4/1
Тел. (495) 268-38-58

Подписной индекс
по каталогу "Роспечать" 72145,
по объединенному каталогу
"Пресса России" 41302,
по каталогу "Почта России" 60262

© ОАО "Издательство "Машиностроение", "Грузовик &", 2008
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
Выпускается с 1996 г.

В номере

Конструкция

2 *Автомобили* КАМАЗ-5360, 53605, 5460, 6460, 6520, 65201 (Продолжение)

12 *Ефимов М. И.* Система управления процессом обработки и контроля внутреннего диаметра ступицы переднего колеса редуктора автомобиля

15 *Лебедев С. А., Антипенко В. С., Антипенко С. В.* Комбинированные источники тока в системах пуска двигателей автомобиля

19 *Семенов В. Н., Сурик С. С.* Размерные цепи бесшатунного механизма ДВС С. С. Баландина. Анализ работоспособности механизма

Проектирование

31 *Дзоценидзе Т. Д.* Научные аспекты разработки плана производства семейства МТС

Исследования. Расчет

36 *Ходес И. В., Бондаренко М. В., Егоров П. Г.* Обоснование методики компьютерной поддержки активной безопасности АТС

Технология

40 *Солоницын Б. М.* Влияние технологической оснастки на качество обработки зубчатых колес

42 *Ефимов М. И.* Автоматический контроль геометрических параметров детали

45 *Солоницын Б. М.* Технологические процессы обработки зубьев муфт с внутренним зацеплением

Экономика

49 *Трембовельский Л. Г.* Оценка производительности и технико-экономической эффективности грузовых автомобилей и автобусов

Экология

54 *Трембовельский Л. Г., Аникин С. А., Копылов И. М.* Метод оценки влияния некоторых параметров автомобиля на токсичность отработавших газов

Информация

59 *Первые* грузовые автомобили фирмы DAF с дизелями по нормам EEV

60 *Новая* автоматизированная коробка передач VOLVO I – SYNC

61 *Обновленная* серия TopClass 400 туристских автобусов фирмы SETRA

63 *Вклад* фирмы SCANIA в защиту окружающей среды

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

10 '2008 (№ 147)

(Продолжение. Начало см. журн. "Грузовик &". 2007, № 3—12; 2008, № 1—7)

АНТИБЛОКИРОВОЧНАЯ СИСТЕМА ТОРМОЗОВ

На автомобилях может быть установлена 4-канальная **антиблокировочная система (АБС)** тормозов типа 4S/4M (4 датчика/4 модулятора) фирм "WABCO", "KNORR BREMZE" (Германия), НП РУП "ЭКРАН" (Беларусь).

Основное назначение системы — автоматическое поддержание оптимального торможения автомобиля без блокировки (юза) колес независимо от того, на какой дороге происходит торможение — скользкой или сухой. Благодаря этому автомобили приобретают ряд достоинств:

— повышение активной безопасности за счет обеспечения устойчивости и управляемости в процессе торможения и тормозной эффективности автомобиля, особенно на мокрых и скользких дорогах;

— продление срока службы шин;

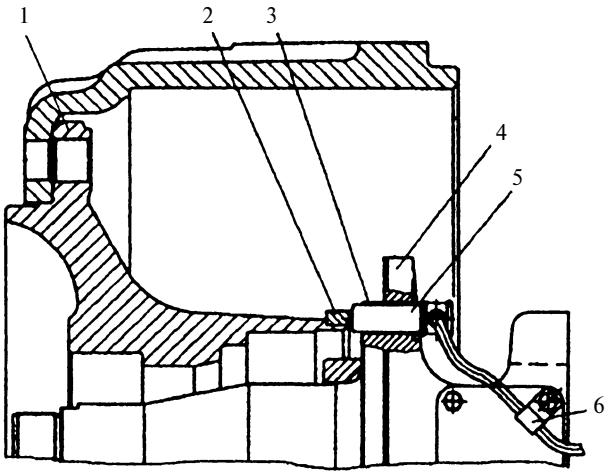


Рис. 1. Установка датчика АБС в колесе передней оси:

1 — ступица колеса; 2 — ротор датчика; 3 — втулка датчика; 4 — поворотный кулак; 5 — датчик скорости АБС; 6 — скоба

— возможность увеличения средней безопасной скорости движения.

АБС состоит из датчиков угловой скорости колес, модуляторов тормозного давления, электромагнитного клапана отключения вспомогательного тормоза, электронного блока управления, реле, блока предохранителей, соединительных кабелей, диагностической лампы и клавиши диагностики.

Датчики угловой скорости индуктивного типа, установленные в колесах передней оси и заднего моста, состоят из зубчатого ротора, напрессованного на ступицу, и датчика, установленного в поворотном кулаке передней оси (рис. 1) или на кронштейне заднего моста (рис. 2).

При вращении колеса в обмотке датчика наводится переменная ЭДС, создающая переменное напряжение, частота которого пропорциональна частоте вращения колеса. Полученный сигнал по кабелям передается в блок управления. Для нормальной работы датчика зазор между ротором и датчиком не должен превышать 1,3 мм.

Электронный блок управления вместе с защитным кожухом, предназначенным для защиты блока от влаги и механических повреждений, закреплен на панели передка кабины. Блок служит для обработки сигналов, поступающих с датчиков уг-

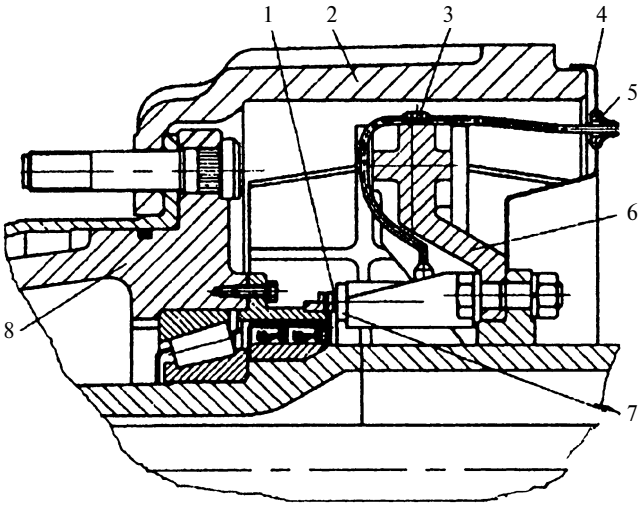


Рис. 2. Установка датчика АБС в колесе заднего моста:

1 — ротор датчика; 2 — тормозной барабан; 3 — скоба; 4 — щиток тормозного механизма; 5 — втулка провода; 6 — суппорт; 7 — датчик скорости АБС с кронштейном; 8 — ступица

ловой скорости, выдачи управляющих сигналов на модуляторы, реле электромагнитного клапана отключения вспомогательного тормоза, и диагностические лампы, а также для диагностики элементов системы.

Модуляторы тормозного давления, установленные в тормозных магистралях передних и задних колес на раме перед тормозными камерами, представляют собой электропневматические регулировочные клапаны, обеспечивающие точное ступенчатое регулирование давления в тормозных камерах по командам блока управления. Модуляторы, установленные на задней тележке, управляют колесами среднего и заднего мостов, расположенными по одному борту (т. е. колеса среднего и заднего мостов управляются двумя модуляторами, расположенными по левому и правому бортам). Модуляторы выполняют следующие функции:

— повышение давления в тормозных камерах при увеличении угловой скорости;

— поддержание давления в тормозных камерах;

— понижение давления в тормозных камерах при блокировании колес.

Когда АБС не вступает в работу, сжатый воздух свободно проходит через модулятор.

Электромагнитный клапан отключения вспомогательного тормоза установлен в магистрали этого тормоза и при торможении моторным тормозом служит для его отключения в случае блокирования колес.

Реле коммутации электромагнитного клапана отключения вспомогательного тормоза расположено под панелью приборов в кабине и служит для замыкания цепи обмотки электромагнита клапана при поступлении сигнала с блока управления АБС.

Блок предохранителей, установленный слева от панели приборов под откидной панелью, служит для защиты электроуправляемых элементов АБС.

Диагностические лампы с символами "АБС тягача" и "АБС прицепа", если автомобиль сцеплен с прицепом, оборудованным АБС, сигнализирующие об исправности/неисправности АБС тягача или прицепа, расположены на щитке приборов.

Клавиша диагностики АБС, расположенная на панели выключателей, служит для активизации режима диагностики АБС. Клавиша не фиксированная, т. е. после нажатия ее следует удерживать определенное время в зависимости от требуемого режима.

Расположение элементов АБС на автомобиле показано на рис. 3 и 4, схемы подключений АБС — на рис. 5 и 6.

РАБОТА СИСТЕМЫ

При включении питания (при повороте ключа замка включения стартера в положение "Приборы") включаются диагностические лампы с символами "АБС тягача" и "АБС прицепа", если автомобиль сцеплен с прицепом, оборудованным АБС. При этом на щитке приборов происходит автоматический тест-контроль электронного блока и электрических цепей датчиков, модуляторов и устройств коммутации.

При исправной системе лампа с символом "ABS тягача" гаснет при начале движения, когда автомобиль достигает скорости 5—7 км/ч, если АБС только что подключена, либо после окончания самодиагностики, если система уже использовалась. Аналогично гаснет лампа с символом "АБС прицепа", если автомобиль сцеплен с прицепом, оборудованным АБС.

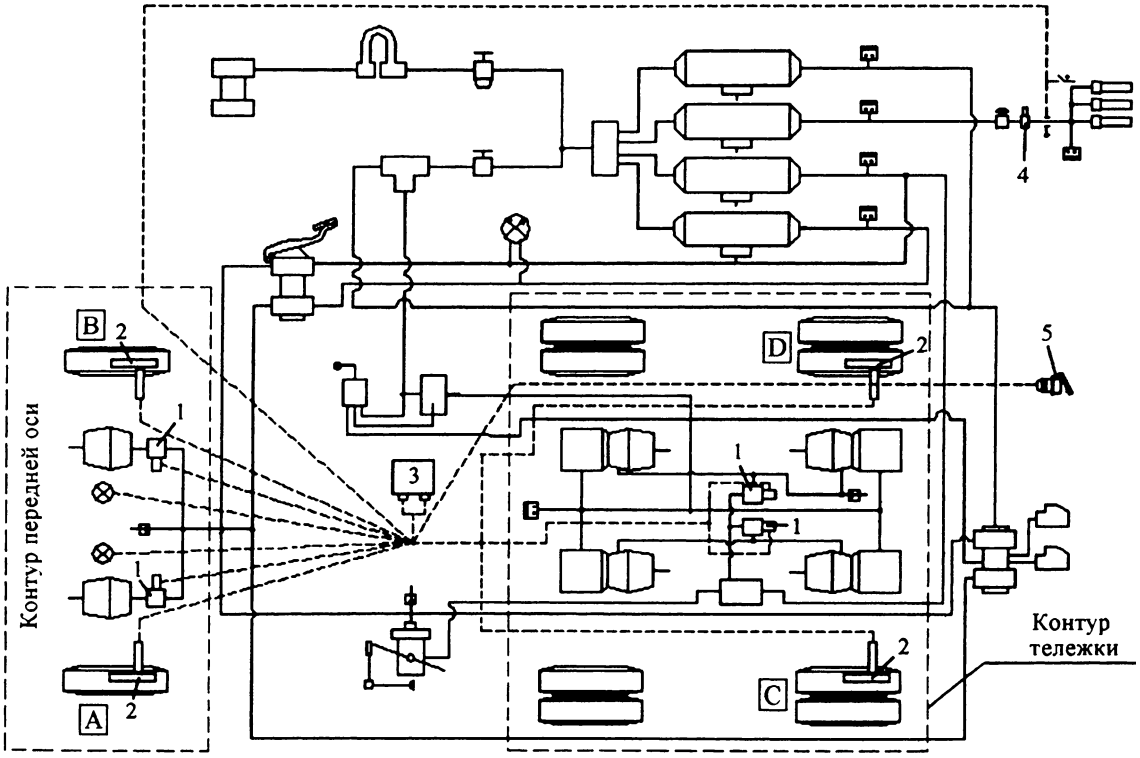


Рис. 3. Функциональная схема АБС автомобиля (6 × 4):

1 (A, B, C, D) — модуляторы АБС; 2 (A, B, C, D) — датчик угловой скорости АБС; 3 — электронный блок управления; 4 — электромагнитный клапан отключения вспомогательного тормоза; 5 — розетка для подключения АБС прицепа

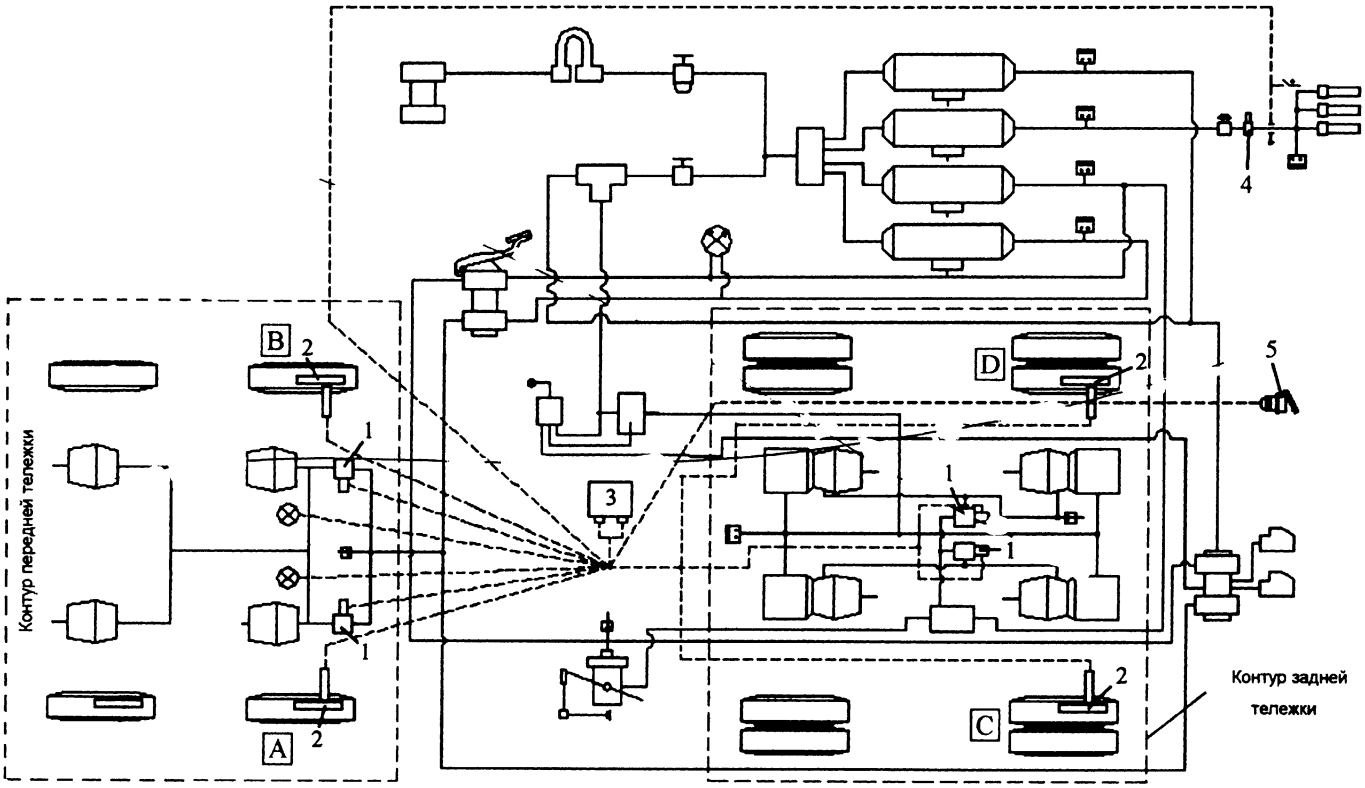
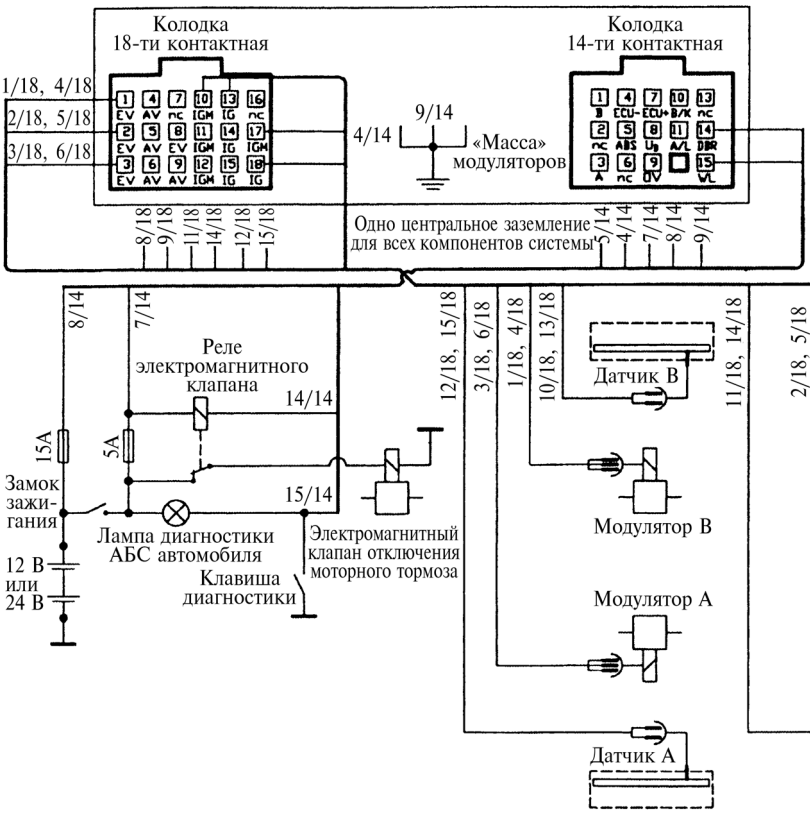


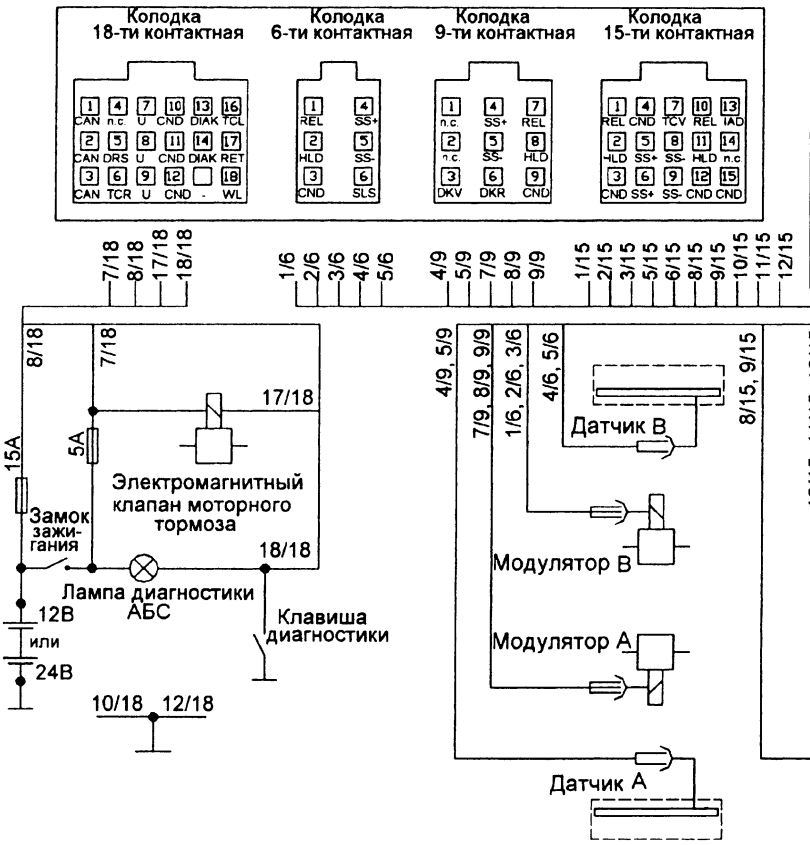
Рис. 4. Функциональная схема АБС автомобиля (8 × 4):

1 (A, B, C, D) — модуляторы АБС; 2 (A, B, C, D) — датчики угловой скорости АБС; 3 — электронный блок управления; 4 — клапан электромагнитный отключения вспомогательного тормоза; 5 — розетка для подключения АБС прицепа



Обозначение	Назначение контакта	Цвет жилы кабеля
IG, IOM	Выход датчиков	—
EV	Впускной клапан	Коричневый
AV	Выпускной клапан	Голубой
DBR	Моторный тормоз	—
Uв, ECU+	Питание электронного блока	Белый, голубой
VO, ECU-	Заземление	Черный
WL	Управление контрольной лампой	Серый
A, B, ABS, B/K, A/L, nc	Не задействованы	—

Рис. 5. Схема подключений АБС фирм "WABCO" и НП РУП "ЭКРАН"



Обозначение	Назначение контакта	Цвет жилы кабеля
SS+; SS-	Выход датчиков	—
REL	Клапан сброса	Черный
HLD	Клапан удержания	Желтый
GND	"Масса" модуляторов	Белый
RET	Моторный тормоз	Зеленый
U_{ECU}; U_{PCV2}	Питание электронного блока	Белый, голубой
$GND_{ECU; PCV1}$	Заземление	Черный
WL	Управление контр. лампой	Серый
Остальные контакты не задействованы		

Рис. 6. Принципиальная схема подключений АБС фирмы "KNORR BREMZE"

При возникновении неисправности в системе или электрических цепях одного из элементов (датчиков, модуляторов и т. д.), или контуров управления загорается диагностическая лампа с символом АБС. При этом возможно отключение соответствующего контура АБС (см. рис. 3 или 4) и тормозная система работает как обычно (без режима АБС).

Система не требует специального технического обслуживания, кроме контрольной проверки функционирования и проверки установки датчиков АБС при регулировке или замене подшипников в колесных узлах или смене тормозных накладок (если при этом производится снятие ступиц).

Если диагностическая лампа с символом ABS не гаснет при скорости движения выше 7—10 км/ч, либо после устранения неисправности, определенной по мигающему коду (см. табл. 1—3), следует обратиться на сервисную станцию для устранения неисправности.

Таблица 1

Световые коды состояния элементов АБС фирмы "WABCO"

Световой код		Неисправный элемент (см. Функциональная схема АБС автомобиля)	Характер неисправности	Рекомендации к устранению
Ра	Рб			
1	1	Все элементы исправны	—	—
2	1 2 3 4	Модулятор B Модулятор A Модулятор D Модулятор C	Обрыв или замыкание на "массу"	Проверить соединительные кабели, подсоединение к блоку и модулятору. Устранить повреждения. При отсутствии повреждений заменить модулятор
3	1 2 3 4	Датчик B Датчик A Датчик D Датчик C	Большой воздушный зазор между датчиком и зубчатым ротором	Максимальный зазор не должен превышать 1,3 мм. Отрегулировать воздушный зазор, сместив датчик до касания с ротором
4	1 2 3 4	Датчик B Датчик A Датчик D Датчик C	Короткое замыкание или обрыв провода или обмотки датчика	Проверить датчик, подсоединение к блоку и датчику, кабель датчика на наличие обрыва или короткого замыкания. Устранить. Заменить датчик в случае повреждения
5	1 2 3 4	Датчик B Датчик A Датчик D Датчик C	Нестабильность сигнала датчика	Проверить кабель и уровень сигнала датчика при вращении колес (см. рис. 5). Проверить целостность ротора
6	1 2 3 4	Датчик B Датчик A Датчик D Датчик C	Дефект датчика или зубчатого ротора	Заменить датчик или зубчатый ротор
7	1	Связь с электронным блоком управления	Ошибка связи	Проверить проводку. Устранить неисправность (см. рис. 5). Заменить электронный блок управления (ЭБУ)
	3	Электромагнитный клапан отключения вспомогательного тормоза	Короткое замыкание или обрыв	Проверить кабель питания клапана на наличие обрыва или короткого замыкания, проверить подключение к ЭБУ. Устранить неисправность. Проверить работоспособность клапана. Заменить клапан
	4	Диагностическая лампа АБС	Короткое замыкание или обрыв провода	Проверить провода лампы и клавиши диагностики на наличие короткого замыкания или обрыва. Устранить. Клавиша была нажата более 16 с. Отпустить клавишу

Световой код		Неисправный элемент (см. Функциональная схема АБС автомобиля)	Характер неисправности	Рекомендации к устранению
Ра	Рб			
8	1	Питание электронного блока управления	Пониженное напряжение бортовой сети	Напряжение бортовой сети упало ниже 18 В. Проверить аккумуляторную батарею и предохранители. Обеспечить напряжение 24—28 В (см. рис. 5)
	2		Повышенное напряжение бортовой сети	Напряжение бортовой сети превысило 30 В. Проверить реле напряжения автомобиля. В случае необходимости — заменить
	3	Электронный блок управления	Внутренняя ошибка	Заменить ЭБУ
	4		Ошибка конфигурации	
	5	Питание электронного блока управления	Ошибка подключения по "массе"	Проверить правильность подключения (см. рис. 5)

Таблица 2

Световые коды состояния элементов АБС фирмы "KNORR-BREMSE"

Световой код		Неисправный элемент (см. Функциональная схема АБС автомобиля)	Характер неисправности	Рекомендации к устранению
Ра	Рб			
1	1	Все элементы исправны	—	—
N*	1	Датчики угловой скорости	Большой воздушный зазор между датчиком и зубчатым ротором	Максимальный зазор не должен превышать 3 мм. Отрегулировать воздушный зазор, сместив датчик до касания с ротором
	2		Отсутствие сигнала датчика при торможении	Проверить уровень сигнала датчика (см. рис. 6). Проверить работоспособность зубчатого ротора. При необходимости заменить датчик и ротор
	3		Дефект зубчатого ротора, подошел срок технического обслуживания АБС	Заменить зубчатый ротор. Проверить уровни сигналов датчиков (см. рис 6)
	4		Нестабильность сигнала датчика	Проверить кабель и уровень сигнала датчика при вращении колес (см. рис. Принципиальная схема подключений АБС фирмы "KNORR-BREMSE"). Проверить целостность ротора
	5		Потеря сигнала датчика	
	6		Короткое замыкание на "массу" или батарею. Обрыв провода	Проверить датчик, подсоединение к блоку и датчику, кабель датчика на наличие обрыва или короткого замыкания. Устранить. Заменить датчик в случае повреждения
K*	1	Модуляторы	Короткое замыкание катушки сброса на батарею	Проверить соединительные кабели, подсоединение к блоку и модулятору. Устранить повреждения. При отсутствии повреждений заменить модулятор
	2		Короткое замыкание катушки сброса на "массу"	
	3		Обрыв провода питания катушки сброса	
	4		Обрыв провода "массы"	

Световой код		Неисправный элемент (см. Функциональная схема АБС автомобиля)	Характер неисправности	Рекомендации к устранению
Ра	Рб			
К*	5	Модуляторы	Короткое замыкание катушки удержания на батарею	Проверить соединительные кабели, подсоединение к блоку и модулятору. Устранить повреждения. При отсутствии повреждений заменить модулятор
	6		Короткое замыкание катушки удержания на "массу"	
	7		Обрыв провода питания катушки удержания	
	8		Ошибка конфигурации клапана	Ротор замка стартера и приборов повернуть ключом сначала в положение "0", а затем в положение "I". Проверить конфигурацию ЭБУ (см. Системный режим контроля). Заменить клапан. Реконфигурировать либо заменить электронный блок управления
10	10	Контакты подключения заземления диагоналей	Замыкание диагонали 1 на батарею	Проверить подключения модуляторов первой диагонали (передний левый—задний правый). Проверить проводку. Устранить неисправность. Заменить модуляторы
	11		Замыкание диагонали 1 на "массу"	
	12		Все модуляторы короткозамкнуты на "массу"	Проверить подключения модуляторов. Проверить проводку. Устранить неисправность. Заменить модуляторы
15	1...11	Электронный блок управления	Электронный блок управления дефектный. Внутренняя ошибка электронного блока	Заменить электронный блок управления
16	1	Электропитание	Высокое напряжение в диагонали 1	Напряжение бортовой сети превысило 30 В. Проверить реле напряжения автомобиля. В случае необходимости заменить. Проверить ЭБУ. Заменить ЭБУ
	2		Низкое напряжение в диагонали 1	Напряжение бортовой сети упало ниже 18 В. Проверить аккумуляторные батареи и предохранители. Обеспечить напряжение 24—28 В. Проверить ЭБУ. Заменить ЭБУ
	3		Обрыв провода диагонали 1	Проверить подсоединения модуляторов диагонали 1 (передний левый—задний правый) к ЭБУ. Проверить проводку на наличие обрыва. Устранить неисправность
	4		Обрыв провода на контакте GND_{PCV1} или большая разница напряжений с контакта GND_{ECU}	Проверить подсоединение к электронному блоку (контакты 10/18 и 12/18). Проверить провода на обрыв. Устранить неисправность
	9		Высокое напряжение на контакте U_{ECU}	Напряжение бортовой сети превысило 30 В. Проверить реле напряжения автомобиля. В случае необходимости — заменить
	10		Низкое напряжение на контакте U_{ECU}	Напряжение бортовой сети упало ниже 18 В. Проверить аккумуляторные батареи и предохранители. Обеспечить напряжение 24—28 В
17	1	Электромагнитный клапан отключения вспомогательного тормоза	Замыкание катушки клапана на батарею. Обрыв провода	Проверить кабель питания клапана на наличие обрыва или короткого замыкания, проверить подключение к ЭБУ. Устранить неисправность. Проверить работоспособность клапана. Заменить клапан
	2		Замыкание катушки на "массу"	

Световой код		Неисправный элемент (см. Функциональная схема АБС автомобиля)	Характер неисправности	Рекомендации к устранению
Ра	Рб			
17	10	Диагностическая лампа	Короткое замыкание или обрыв провода лампы или клавиши	Проверить провода лампы и клавиши диагностики на наличие короткого замыкания или обрыва. Устранить. Клавиша была нажата более 16 с. Отпустить клавишу
17	5	Специальные ошибки	Большое различие между размерами передних и задних шин	Заменить шины
	12		Проблема памяти параметров датчиков	Два и более датчиков неисправны. Проверить уровни сигналов датчиков. Устранить неисправности. При необходимости заменить датчики. Стереть ошибки из памяти электронного блока. Разогнать автомобиль до скорости более 20 км/ч
	13		Перепутаны датчики передней оси и заднего моста	Устранить неисправность, переставив контакты в колодках электронного блока

Примечания. 1. N*: 2 (3) — левый (правый) датчик угловой скорости колеса передней оси; 4 (5) — левый (правый) датчик угловой скорости колеса ведущего моста. 2. K*: 8 (9) — левый (правый) модулятор тормозного давления передней оси; 10 (11) — левый (правый) модулятор тормозного давления ведущего моста.

Таблица 3

Световые коды состояния элементов АБС НП РУП "ЭКРАН"

Световой код		Неисправный элемент (см. Функциональная схема АБС автомобиля)	Характер неисправности	Рекомендации к устранению
Ра	Рб			
2	1 2 3 4	Модулятор A Модулятор B Модулятор C Модулятор D	Обрыв или замыкание на "массу"	Проверить соединительные кабели на наличие короткого замыкания или обрыва. При отсутствии повреждений заменить модулятор
3	1 2 3 4	Датчик A Датчик B Датчик C Датчик D	Обрыв или короткое замыкание	Проверить датчик, кабель датчика на наличие обрыва или короткого замыкания. Устранить. Заменить датчик
4	1 2 3 4	Датчик A Датчик B Датчик C Датчик D	Недостоверная величина скорости	Отрегулировать зазор между датчиком и ротором. Проверить уровень сигнала датчика при вращении колеса. Проверить целостность и качество ротора
5	1	Электронный блок управления	Внутренние ошибки блока	Заменить ЭБУ
6	1	Электропитание	Пониженное напряжение бортовой сети	Напряжение бортовой сети упало ниже 18 В. Проверить аккумуляторные батареи и предохранители. Обеспечить напряжение 24—28 В. Проверить ЭБУ. Заменить ЭБУ
	2		Повышенное напряжение бортовой сети	Напряжение бортовой сети превысило 31,5 В. Проверить реле напряжения автомобиля. В случае необходимости — заменить
	3 4	Датчик C Датчик D		

РЕЖИМ ПРИНУДИТЕЛЬНОЙ ДИАГНОСТИКИ АБС

АБС имеет встроенную самодиагностику, контроль над собственной работоспособностью система осуществляет непрерывно. Для принудительной проверки работоспособности с целью поиска неисправностей необходимо задействовать режим принудительной диагностики.

Активизация режима производится нажатием и удержанием определенное время клавиши диагностики АБС на панели выключателей при включенном состоянии выключателя "массы" и выключателя стартера и приборов (ротор замка должен быть повернут ключом в положение "I"). Состояние системы отображается выводом светового мигающего кода на диагностическую лампу.

Световой мигающий код о характере неисправности и неисправном элементе системы состоит из двух информационных блоков, представляющих собой два блока световых вспышек. Неисправный компонент и характер неисправности определяются по числу вспышек диагностической лампы соответственно в первом и втором блоках, согласно таблицам световых кодов.

Если диагностическая лампа горела до входа в режим диагностики, значит в системе имеются активные ошибки, т. е. ошибки, присутствующие на момент диагностики. После вывода кодов всех ошибок лампа горит постоянно.

Активизация режима принудительной диагностики АБС фирм "WABCO" и "KNORR-BREMSE" производится нажатием и удержанием в нажатом состоянии клавиши в течение 0,5—3 с (для "WABCO") и 0,5—8 с (для "KNORR-BREMSE"). Если в системе имеются активные ошибки, диагностическая лампа гаснет примерно на 1 с, а затем:

— **для АБС фирмы "WABCO"** выдается циклически повторяющийся код одной активной ошибки через каждые 4 с до устранения данной неисправности (длительность каждой вспышки составляет 0,5 с, пауза между вспышками 0,5 с, между блоками 1,5 с). После устранения неисправности необходимо в выключателе стартера и приборов ротор замка повернуть ключом сначала в положение "0", а затем в положение "I".

Если в системе присутствуют несколько активных ошибок, то после устранения первой ошибки будет выдаваться световой код второй активной ошибки и т. д. (до устранения всех неисправностей).

— **для АБС фирмы "KNORR-BREMSE"** один за другим выдаются коды неисправностей (длительность каждой вспышки составляет 0,5 с, пауза между вспышками 0,5 с, между блоками 1,5 с, интервал между кодами 4,5 с).

Если активных ошибок нет, то в режиме диагностики выдаются последовательно световые коды четырех последних пассивных или "плавающих" ошибок, т. е. ошибок, которые были, но в момент диагностики отсутствуют (или остались не стертыми в памяти блока автоматически или вручную). После вывода кодов пассивных ошибок лампа гаснет.

При отсутствии отказов или неисправностей выдается световой код 1—1 (по одной вспышке контрольной лампы в каждом информационном блоке).

Активизация режима принудительной диагностики АБС НП РУП "ЭКРАН" производится путем нажатия и удержания в нажатом состоянии клавиши диагностики в течение 3—16 с. Если в системе имеются активные ошибки, диагностическая лампа гаснет примерно на 1 с, затем выдается стартовый информационный блок (длительность стартового импульса 5 с, первой паузы 2,5 с, разделительного импульса 2,5 с, второй паузы 2,5 с). Затем один за другим выдаются коды неисправностей (длительность каждой вспышки составляет 0,5 с, пауза между вспышками 0,5 с, между блоками 1,5 с, интервал между кодами 4 с).

Для вывода кодов пассивных ошибок необходимо активизировать режим принудительной диагностики (как описано выше), нажать и удерживать в нажатом состоянии клавишу диагностики в течение 3—16 с во время второй паузы стартового информационного блока. Световой код о пассивных ошибках будет состоять из трех импульсов (длительность каждой вспышки 0,5 с, паузы между ними 0,5 с), указывающих на режим чтения памяти ошибок, паузы длительностью 2,5 с и последовательностей импульсов кодов ранее обнаруженных неисправностей.

Если в системе нет текущих неисправностей, то световой мигающий код будет состоять только из стартового информационного блока.

После устранения неисправностей необходимо в выключателе стартера и приборов ротор замка повернуть ключ сначала в положение "0", а затем в положение "I".

СИСТЕМНЫЙ РЕЖИМ КОНТРОЛЯ

В системном режиме может быть определена конфигурация системы, стерты пассивные ошибки из памяти электронного блока, проведена реконфигурация системы (функция доступна только для АБС фирмы "WABCO"), получена информация о значении замедления автомобиля при последнем торможении (функция доступна только для АБС НП РУП "ЭКРАН").

Для активизации системного режима контроля фирмы "WABCO" необходимо нажать на клавишный выключатель диагностики АБС на панели выключателей и удерживать его во включенном состоянии от 3 до 6,3 с. При активизации системного режима происходит автоматическое стирание всех пассивных ошибок, если они были в памяти блока. Признаком этого будет 8 быстрых (длительностью 0,1 с) миганий диагностической лампы. Если имеются активные ошибки, то указанных миганий не последует, и будет выдаваться сразу код конфигурации.

Световой код конфигурации выдается после активизации системного режима (на автомобилях КАМАЗ установлена система типа 4S/4M, т. е. 4 датчика/4 модулятора), число вспышек лампы должно быть равным 2 (две световые вспышки длительностью 0,5 с с паузой 1,5 с). Код конфигурации повторяется через каждые 4 с. Для выхода из системного режима необходимо выключить и повторно включить замок включения стартера и приборов в положение "Приборы" или нажать диагностическую кнопку на время от 6,3 до 15 с. При этом вывод световых кодов на диагностическую лампу прекращается.

Электронный блок управления с расширенными возможностями по контролю компонентов не может быть использован без дополнительной реконфигурации на транспортном средстве, на котором не установлены дополнительные компоненты. Например, если система сконфигурирована для работы с электромагнитным клапаном отключения вспомогательного тормоза, а клапан на автомобиле не установлен, система выдает ошибку с кодом 7—3 "Короткое замыкание или обрыв провода электромагнитного клапана". Для устранения ошибки необходимо провести реконфигурацию системы. Для активизации режима реконфигурации нужно нажать и удерживать клавишу диагностики от 3 до 6,3 с, выдержать паузу более 2 с, затем трижды нажать и удерживать клавишу более 0,5 с с паузами между нажатиями не более 3 с. Реконфигурация подтверждается четырьмя быстрыми миганиями (длительность импульсов 0,1 с).

Для активизации системного режима контроля и для полного стирания из памяти электронного блока АВС фирмы "KNORR-BREMSE" кодов пассивных ошибок необходимо при включении замка стартера в положение "I" удерживать клавишу диагностики АБС в нажатом состоянии. Клавиша диагностики должна быть нажата в течение не менее 0,5 с и после поворота ротора замка стартера в положение "I". После этого зажигание должно оставаться включенным не менее 5 с. После стирания памяти ошибок необходимо выключить и снова включить зажигание.

Для определения кода конфигурации системы следует при включенном в положение "I" замке стартера дважды нажать клавишу диагностики. Длительность каждого нажатия должна быть в пределах 0,5—8 с, временной интервал между нажатиями — не более 1 с. Выводимый код конфигурации аналогичен коду для АБС фирмы "WABCO" (см. выше).

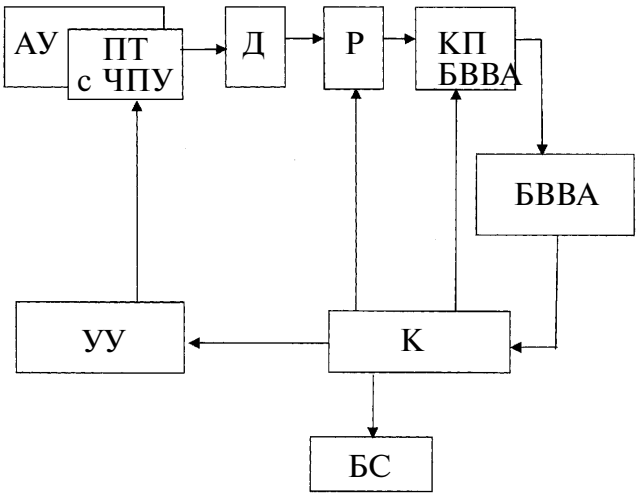
Для активизации системного режима контроля и для полного стирания из памяти электронного блока АБС НП РУП "ЭКРАН" кодов пассивных ошибок необходимо активизировать режим принудительной диагностики (см. выше). Затем во время второй паузы стартового информационного блока надо дважды нажать и удерживать диагностическую клавишу более 3 с. Интервал между нажатиями не должен превышать 1 с. Световой код после отпускания кнопки будет состоять из восьми импульсов длительностью 0,5 с, указывающих на активизацию режима стирания ошибок.

При необходимости можно задействовать режим "черного ящика" — вызвать из памяти электронного блока значение замедления автомобиля при последнем торможении. Значение замедления выводится световым мигающим кодом на диагностическую лампу после активизации режима принудительной диагностики нажатием и удержанием клавиши диагностики более 3 с во время первой паузы стартового информационного импульса. Световой код вывода значения замедления будет состоять из двух импульсов длительностью 0,5 с, указывающих на активизацию режима, паузы длительностью 2,5 с и последовательности трех импульсных блоков, где первый блок — единицы значения замедления, второй — десятые доли, третий — сотые. Количество импульсов в блоках — от одного до девяти. Ноль выводится десятью световыми импульсами.

М. И. Ефимов,
канд. техн. наук

Система управления процессом обработки и контроля внутреннего диаметра ступицы переднего колеса редуктора автомобиля

Предлагаются анализ качества изготовления ступицы переднего колеса редуктора автомобиля и система управления процессом обработки и контроля внутреннего диаметра ступицы переднего колеса редуктора автомобиля.



Функциональная схема системы управления процессом обработки и контроля внутреннего диаметра ступицы переднего колеса редуктора автомобиля:

АУ — автоматизированный участок обработки ступицы переднего колеса редуктора автомобиля; ПТ с ЧПУ — полуавтомат токарный с числовым программным управлением 1А734ФЗ; Д — ступица; Р — робот; КП — контрольное приспособление с использованием датчиков линейных перемещений, которое располагается между тарой для брака, станком и конвейером; БВВА — блок ввода аналоговых сигналов, поступающих с датчиков, установленных на КП; К — контроллер СМ 1820М КПМ, предназначенный для работы в условиях промышленного производства; БС — блок сигнализации о наличии брака и его количестве; УУ — блок

Для обеспечения качества изготовления ступицы переднего колеса редуктора автомобиля применяется ручное контрольное приспособление для контроля параметров изделия. С целью повышения качества ступицы переднего колеса редуктора автомобиля необходимо автоматизировать операции контроля параметров ступицы переднего колеса редуктора автомобиля. Для исключения ручного труда при измерении параметров внутреннего диаметра ступицы предлагается система управления процессом обработки и контроля с использованием датчиков линейных перемещений, что позволит исключить ошибки, связанные с психофизическим состоянием обслуживающего персонала и неточностью ручного труда.

Автоматизированная система устанавливается на автоматизированном участке обработки АУ. Система работает в режиме автоостанова, т. е. осуществляет остановку технологического процесса изготовления ступицы переднего колеса редуктора автомобиля при несоответствии контролируемого параметра соответствующим допускам.

Функциональная схема системы управления процессом обработки и контроля внутреннего диаметра ступицы переднего колеса редуктора автомобиля представлена на рисунке.

Контроллер СМ 1820 М КПМ может работать в локальных промышленных сетях (ЛПС) по интерфейсам RS-2321|4221|485, Ethernet. При необходимости ЛПС может быть резервируемой. В качестве системной шины используется шина ISA.

Контроллер применяется в виде навесного шкафа в пылевлагозащищенном корпусе со степенью защиты IP-55. Отсутствие вентиляторов, расширенный температурный диапазон до — 40—70 °С, высокие параметры электромагнитной совместимости (критерий А, группа исполнения III по ГОСТ Р 50746—98) по-

зволяют успешно эксплуатировать эти устройства в промышленных условиях.

Контроллер состоит из монтажного каркаса на 4, 6, 8 или 12 мест, в который устанавливаются модули различного назначения, включая блок питания, и кросса для размещения кроссовых модулей ввода/вывода. Контроллер может управлять от нескольких десятков до нескольких тысяч ПТ с ЧПУ.

Техническая характеристика вычислительного блока контроллера СМ 1820М КПМ

Процессор, МГц	166
Емкость оперативной памяти, Мбайт	48—128
Емкость памяти Flash, Мбайт	4
Последовательный порт	RS-232
Параллельный порт	SPR/EPP/ECP
Часы РВ, шт.	1
Таймер, шт.	1
Сторожевой таймер, шт.	1
Выход в сеть Fast Ethernet	10BASE-T/100BASE-TX

Блок УУ применяется в составе микропроцессорного контроллера в качестве устройства, преобразующего логические уровни сигналов в двухпозиционное состояние выходных ключей, коммутирующих цепи управления станком ПТ с ЧПУ.

Блок УУ выполняется в виде блока вывода дискретных сигналов, предназначен для сопряжения с ЧПУ ПТ.

Техническая характеристика блока УУ

Количество выходных ключей	16
Коммутируемое напряжение постоянного тока, В	12—48
Сила коммутируемого тока, А, не более	0,3
Максимальная частота переключения выходного ключа, кГц	50
Линия связи с объектом каждого выходного ключа	Двухпроводная
Связь блока УУ с процессорным модулем МПК	По протоколу интерфейса
Максимальная амплитуда напряжения гальванической развязки выходного ключа, В, не менее	500
Электрическое сопротивление изоляции гальванической развязки выходного ключа при напряжении 500 В, мОм, не менее	20
Срабатывание защиты от токовой перегрузки выходного ключа выполняется при силе коммутируемого тока, А, не более	0,6
Средняя наработка на отказ, ч	100 000
Среднее время восстановления работоспособности, ч, не более	0,5
Срок службы, число лет, не менее	10
Габаритные размеры БВД, мм, не более	248 × 240 × 25
Масса, кг, не более	0,6
Условия эксплуатации:	
температура окружающего воздуха, °С	5—60
относительная влажность воздуха при 30 °С, %	40—90
давление окружающей среды, кПа	84—107
частота вибрации, Гц	До 50

Система управления процессом обработки и контроля внутреннего диаметра ступицы переднего колеса редуктора автомобиля работает следующим образом.

По окончании цикла обработки детали режущим инструментом контроллер вырабатывает сигнал на устройство управления для отвода режущего инструмента и захват детали схватом робота. Затем робот переносит деталь на контрольное устройство (стол) с вмонтированными индуктивными датчиками линейных перемещений, которые контролируют внутренний диаметр ступицы переднего колеса редуктора автомобиля.

Сигнал с КП передается в блок ввода аналоговых сигналов БВВА.

Работа блока БВВА обеспечивает измерение параметров детали в соответствии с техническими требованиями на изделие. В блоке БВВА сигнал с КП преобразовывается в двоичный код. Преобразованный сигнал поступает в контроллер, где он сравнивается с эталонными данными, хранящимися в блоке эталонных параметров детали, и происходит выработка управляющего сигнала. Управляющий сигнал из контроллера поступает на устройство управления УУ, которое формирует команды в числовом коде для управления станком ПТ с ЧПУ.

Если по результатам контроля внутренний диаметр ступицы переднего колеса редуктора автомобиля соответствует технической документации, то робот отправляет ступицу в тару готовой продукции, а если не соответствует, то в контейнер брака.

В случае браковки 3 раза подряд контроллер выдает:

— информацию в блок сигнализации о наличии и количестве брака;

— команду на останов электропривода станка для установления и устранения причин брака.

Если брак не устраняется после остановки станка, то останавливается весь автоматизированный комплекс до окончательного выявления и установления причин брака. После устранения причин брака система управления процессом обработки и контроля внутреннего диаметра ступицы переднего колеса редуктора приводится в исходное рабочее состояние и технологический процесс изготовления продолжается.

Таким образом, предлагаемая система позволяет осуществлять автоматизированный контроль детали после сверления и перед следующей операцией, а также сократить брак изделий; исключить ручной труд и увеличить такт выпуска изделий.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Ефимов, М. И.** Система автоматического контроля наличия или поломки инструмента в зоне резания при обработке детали. "Приоритеты развития отечественного автотракторостроения и подготовки инженерных и научных кадров" [Текст] / М. И. Ефимов // Материалы 49-й Международной научно-технической конференции. — М.: НАМИ, 2005. — Часть 1.
2. **Ефимов, М. И.** Промышленные контроллеры в автоматизированных системах управления [Текст] / М. И. Ефимов // "Информатика машиностроения". — М.: Изд-во Виражцентр, 1998. — № 3 (21).

Новинка!

Впервые выпущена в свет книга «Высокотехнологичные методы обработки металлов».

Она имеет гриф УМО АМ и допущена в качестве учебного пособия для студентов вузов, обучающихся по направлению подготовки дипломированных специалистов "Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств".

Пособие написано доходчиво, четким языком, содержит 297с., 137 рис. и 41 табл.

В нем описаны современные методы и способы механообработки, их классификации, теория и практика модульных технологий.

Пособие поможет студентам и преподавателям овладеть курсом дисциплины, а инженерам найти научно и технически обоснованное решение производственных проблем.

Автор пособия Виктор Григорьевич Якухин, высококвалифицированный специалист, 40 лет проработавший в лаборатории резания ЗИЛ, опытный преподаватель Московских технических университетов, главный специалист по механообработке АМО ЗИЛ, доктор технических наук, профессор, лауреат премии Правительства Российской Федерации.

По вопросам приобретения продукции издательства МГИУ
обращаться по адресу: 115280, Москва, Автозаводская, 16
www.izdat.msiu.ru; e-mail: izdat@msiu.ru; тел.: (495) 677-23-15

Якухин В. Г. Высокотехнологичные методы обработки металлов: Учебное пособие / Под ред. д-ра техн. наук проф. О. В. Таратынова. — М.: МГИУ, 2008. — 297 с.
ISBN 978-5-2760-1648-1

Комбинированные источники тока в системах пуска двигателей автомобилей

С. А. Лебедев ,
В. С. Антипенко,
С. В. Антипенко;
кандидаты
техн. наук

Рассмотрена система электростартерного пуска с молекулярным накопителем энергии, что позволяет обеспечить пуск двигателя при значительной разряженности аккумуляторной батареи в условиях низких температур.

Пуск двигателей военной автомобильной техники вызывает особые затруднения в зимний период, особенно в холодных климатических зонах, а также в случаях, когда аккумуляторные батареи достаточно сильно разрядились. Это требует значительных и весьма продолжительных во времени трудовых и энергетических затрат.

Для повышения эффективности использования военной автомобильной техники идут по пути улучшения пусковых качеств двигателей внутреннего сгорания (ДВС) за счет повышения технических характеристик систем электростартерного пуска. Применяемые на автомобилях системы электростартерного пуска постоянно совершенствуются путем оптимизации конструкций стартеров и разработки новых необслуживаемых стартерных свинцовых аккумуляторных батарей (АБ) с высокими электрическими характеристиками. Это позволило повысить надежность пуска автомобильных двигателей, обеспечить значительную экономию и достичь высокой степени унификации систем электростартерного пуска.

Однако в связи с наличием определенных недостатков стартерных свинцовых АБ в настоящее время находят применение альтернативные источники энергии, в частности емкостные молекулярные накопители энергии.

Применение систем электростартерного пуска с молекулярными накопителями энергии позволяет емкость АБ, их размеры, массу и стоимость, а также обеспечить пуск двигателя при значительной степени разряженности АБ, что повышает эксплуатационную надежность автомобиля, особенно в условиях низких температур.

Перспективная автомобильная система электростатического пуска должна быть высоко эффективной, иметь малую массу, небольшие габаритные размеры и соответствовать требованиям безопасности.

Кроме того, она также должна быть гибкой для возможного совершенствования при увеличении потребляемой электрической мощности.

В этой связи весьма актуальными являются разработки таких комбинированных источников электрической энергии, которые позволили бы создать системы электростатерного пуска для ДВС военной автомобильной техники с высокими технико-экономическими показателями.

Возможность осуществления надежного пуска двигателя зависит от конструктивных и эксплуатационных показателей ДВС, к которым можно отнести степень сжатия, рабочий объем, число и схему расположения цилиндров, тепловое состояние деталей двигателя, регулировочные параметры системы зажигания и топливоподачи (для двигателей с принудительным воспламенением) и топливной аппаратуры (для дизелей), низкотемпературные свойства топлива, вязкостно-температурные характеристики моторного масла, мощность и энергоемкость системы пуска, наличие и эффективность вспомогательных пусковых устройств и т. д. [1—3].

Рабочий процесс в поршневых двигателях устойчив при относительно высокой частоте вращения коленчатого вала, поэтому пусковое устройство должно вращать коленчатый вал с частотой, достаточной для развития процессов смесеобразования, воспламенения и сгорания топливно-воздушной смеси и способствовать выходу двигателя на устойчивый режим самостоятельной работы. Характер протекания пусковых процессов и требования к пусковой частоте вращения различны для двигателей с принудительным воспламенением и дизелей [1].

Согласно ОСТ 37.001.052—2000 системы электростартерного пуска с АБ должна обеспечивать необходимую для надежного пуска холодного двигателя частоту вращения коленчатого вала при числе попыток пуска не менее трех. При пуске двигателя после пред-

пускового подогрева система электростартерного пуска с АБ должна обеспечивать эту частоту вращения при температуре электролита АБ не ниже –35 °С, при числе попыток не менее трех и силе тока стартера не менее $3C_{20}$.

Указанным требованиям наиболее полно удовлетворяет система электростартерногно пуска, которая получила подавляющее распространение на автомобилях. Эта система компактна, надежна в работе и обеспечивает возможность автоматизации процесса пуска ДВС с помощью электротехнических и электронных устройств. Источником энергии в системе электростартерного пуска автомобильных двигателей является АБ, поэтому в электростартерах используются электродвигатели постоянного тока. Характеристики стартерного электропривода хорошо согласуются характером нагрузки, создаваемой поршневым двигателем при пуске [1].

Системы электростартерного пуска, в которых источником энергии являются стартерные свинцовые АБ, обеспечивают надежный пуск автомобильных двигателей без предварительного подогрева до температуры 30 °С. Однако при температуре от –30, до –35 °С они становятся практически неработоспособными. Это связано со значительным увеличением внутреннего сопротивления, снижением развиваемой мощности и отдачи энергии АБ с понижением температуры [1, 3, 4]. С понижением температуры резко увеличиваются момент сопротивления и требуемая пусковая частота вращения коленчатого вала ДВС, что заставляет повышать мощность источника энергии.

Для пуска ДВС требуется сравнительно небольшое количество энергии. Однако для того, чтобы эта энергия была выделена в течение небольшого промежутка времени — 10—15, с источник энергии должен развивать определенную мощность.

Свинцовые АБ имеют весьма высокую удельную энергию (свыше 200 Дж/см^3), но низкую удельную мощность. Поэтому для обеспечения надежного пуска ДВС при низких температурах приходится применять АБ большой номинальной емкости со значительным запасом неиспользуемой электрической энергии. Запасенную в АБ энергию при температуре от –20 до –30 °С и высокой силе стартерного тока разряда можно в лучшем случае использовать на 5—10 %. Следовательно, большая часть емкости АБ вообще не может быть использована для осуществления пуска ДВС в наиболее тяжелых эксплуатационных условиях. При низких температурах отдача энергии и емкость АБ могут снизиться настолько, что пуск ДВС становится невозможным.

Указанная особенность использования энергии АБ в системах электростартерного пуска привела к техническому решению, применяемому в силовой импульсной энергетике: включение параллельно АБ промежуточного молекулярного накопителя энергии (МНЭ), преобразующего энергию АБ в мощный импульс тока [3—8]. Это позволяет в начальный период пуска повысить частоту вращения коленчатого вала ДВС при неизменных параметрах АБ или вращать вал с той же средней частотой вращения при использовании АБ меньшей емкости, ограниченной только по условию обеспечения необходимого баланса электроэнергии на автомобиле.

Таблица 1

Характеристика различных накопителей энергии

Накопитель энергии	Удельная энергия, Дж/см^3	Максимальная мощность, Вт	Удельная мощность, Вт/м^3
Емкостной	0,1—0,5	10^{12}—10^{13}	10^{11}
Индуктивный	10—40	10^{8}—10^{9}	10^{9}
Механический	100	10^{7}—10^{8}	10^{8}
Химический	200—500	10^{6}—10^{7}	10^{7}

Сравнительный анализ различных накопителей энергии показал, что МНЭ (конденсаторы, ионистры и т. д.) при небольшой удельной энергии обладают высокими показателями по удельной мощности (табл. 1) [4].

Удельная мощность молекулярного накопителя энергии на несколько порядков выше удельной мощности АБ. Эти накопители способны быстро накапливать и отдавать накопленную энергию. Время заряда и разряда МНЭ определяется в основном параметрами соответственно зарядной цепи и потребителя электроэнергии.

Благодаря отмеченным преимуществам молекулярный накопитель энергии (малое внутреннее сопротивление и высокая удельная мощность) можно использовать в системе электростартерного пуска в качестве промежуточных источников энергии с размещением между АБ и стартером.

Отдача энергии молекулярного накопителя энергии за короткий промежуток времени позволяет электростартеру развивать значительную мощность, вращать коленчатый вал с большой пусковой частотой вращения и тем самым повысить надежность пуска ДВС [4]. Аккумуляторная батарея разряжается на молекулярный накопитель энергии в течение более длительного времени по сравнению с продолжительностью процесса пуска ДВС, поэтому ее емкость можно значительно уменьшить.

Преимущества молекулярных накопителей энергии в системах электростартерного пуска следующие: большой срок службы (несколько десятков тысяч часов), не требуют обслуживания, нетоксичны, условия пуска ДВС мало зависят от состояния АБ и др.

Применение молекулярного накопления энергии в системе электростартерного пуска является одним из перспективных направлений в решении проблемы пуска автомобильных двигателей. Поэтому теоретическое и экспериментальное исследование систем электростартерного пуска с молекулярным накопителем энергии и их сравнительные оценки с АБ являются весьма актуальной задачей, решение которой будет

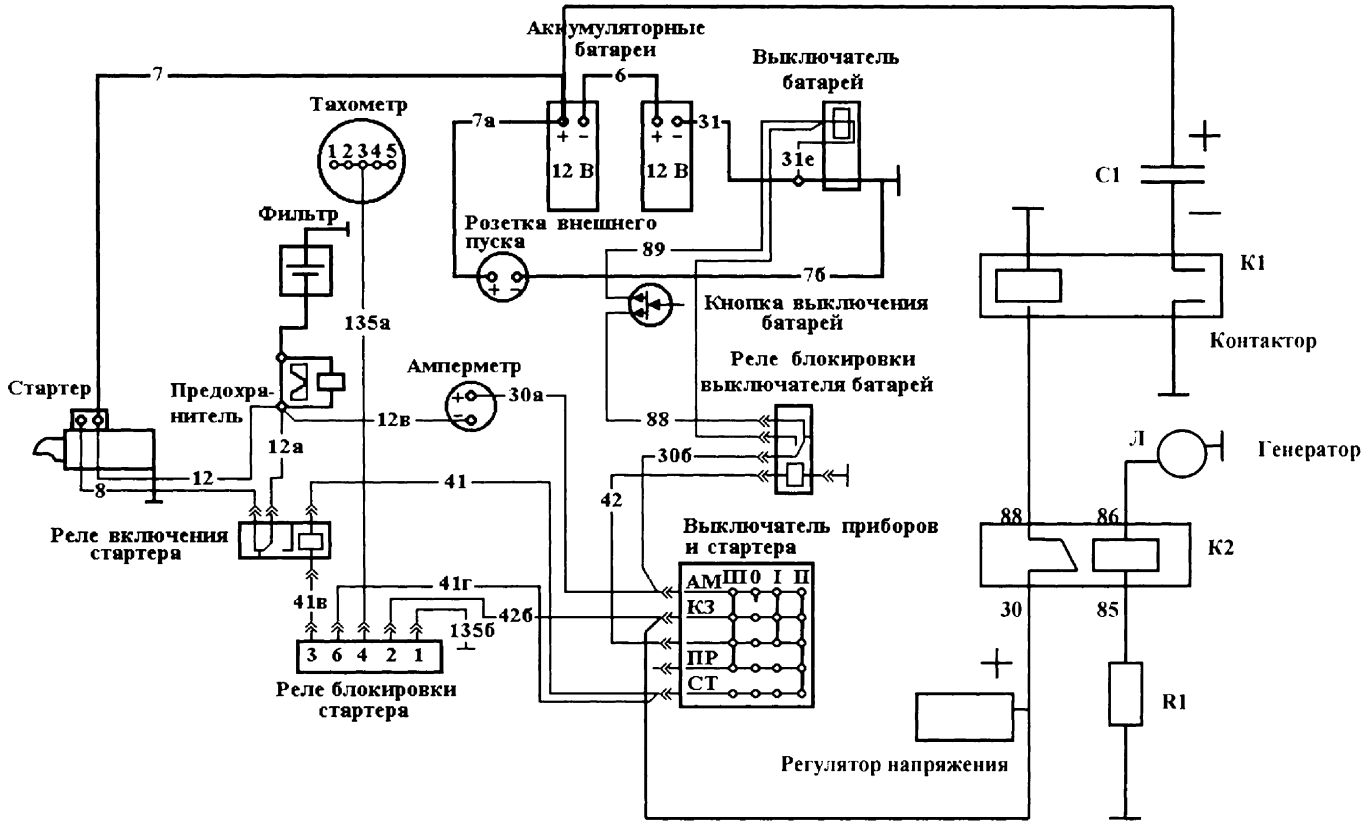


Рис. 1. Электрическая схема системы электростартерного пуска с комбинированным источником тока для автомобиля Урал-4320-31

способствовать внедрению и развитию таких систем.

Для установки комбинированных источников тока с молекулярным накопителем энергии на автомобилях семейства Урал Рязанский военный автомобильный институт совместно с ЗАО "НПО "ТехноКор" разработали электрическую схему для автомобиля Урал-4320-31.

На рис. 1 представлена электрическая схема системы электростартерного пуска с комбинированным источником тока (КИТ) для автомобиля Урал-4320-31.

В качестве КИТ были использованы две последовательно соединенные аккумуляторные батареи типа 6ТСТС-100А (батареи-модули), которые заняли место одной из штатных АБ, а на место второй штатной АБ параллельно был подключен молекулярный накопитель энергии МНЭ-210/28 (рис. 2).

Для автоматического подключения и отключения молекулярного накопителя энергии к бортовой сети автомобиля в схему системы электростартерного пуска были добавлены контактор К1, рассчитанный на высо-

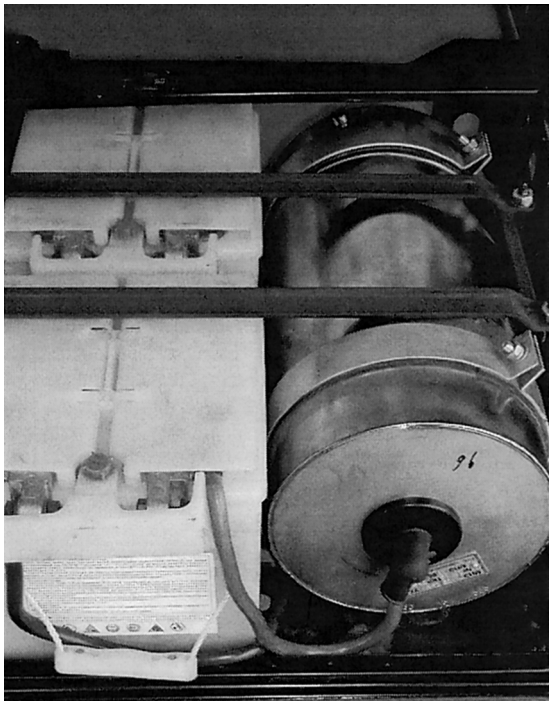


Рис. 2. Комбинированный источник тока в аккумуляторном отсеке

кую силу стартерного тока, и реле К2 (90.3747) с добавочным резистором R1. На обмотку контактора К1 подается напряжение через замкнутые контакты реле К2 с вывода "+" регулятора напряжения. Работой реле К2 управляет сигнал, подаваемый на обмотку реле с одной из фаз генератора. Такое построение схемы позволяет автоматически подключить молекулярный накопитель энергии к бортовой сети и начать его заряд от АБ после поворота выключателя приборов и стартера в I положение, и отключить его, после того как осуществляется пуск двигателя.

Работает система следующим образом.

При нажатии кнопки выключателя батареи АБ подключаются к сети автомобиля. Путь тока: положительный вывод АБ — провод 7 — стартер — провод 12 — предохранитель — провод 12в — амперметр — провод 30а — вывод АМ выключателя приборов и стартера — провод 30б — реле блокировки выключателя батарей — провод 88 — кнопка выключения батарей — провод 89 — вывод выключателя батарей — обмотка выключателя батарей — провод 31е — провод 31 — отрицательный вывод АБ.

При включении выключателя приборов и стартера в положение I к сети подключается контактор К1. Путь тока: вывод "+" регулятора напряжения — вывод 30 реле К2 — замкнутые контакты реле К2 — вывод 88 реле К2 — обмотка контактора К1 — корпус автомобиля.

Контактор К1 срабатывает и подключает к сети молекулярный накопитель энергии. Далее происходит заряд накопителя от АБ до их напряжения.

При включении выключателя приборов и стартера в положение II к АБ подключается обмотка реле включения стартера, в результате по цепи проходит ток: положительный вывод АБ — провод 7 — стартер — провод 12 — предохранитель — провод 12в — амперметр — провод 30а — выводы АМ и СТ выключателя приборов и стартера — провод 41 — обмотка реле включения стартера — провод 41в — выводы 3 и 1 реле блокировки стартера — провод 135б — корпус автомобиля — выключатель АБ —провод 31 — минусовой вывод АБ.

Контактами реле включения стартера замыкается цепь обмоток тягового реле стартера. Путь тока в этом случае следующий: положительный вывод — провод 7 —стартер — провод 12 — предохранитель — провод 12а — контакты реле включения стартера — провод 8 — втягивающая и удерживающая обмотки тягового реле стартера — корпус автомобиля — выключатель АБ — провод 31 — минусовой вывод АБ.

Тяговое реле стартера вводит шестерню привода в зацепление с зубчатым венцом маховика и подключает электродвигатель стартера к напряжению АБ и молекулярному накопителю энергии, после чего производится пуск двигателя.

После пуска двигателя начинает работать генератор и подавать напряжение на обмотку реле К2. Реле К2 срабатывает (его контакты размыкаются) и прерывает ток в обмотке контактора К1. Контактор К1 отключает молекулярный накопитель энергии от сети автомобиля до тех пор, пока генератор будет работать.

Основными преимуществами данной системы являются: простота и автоматическое подключение молекулярного накопителя энергии к АБ после включения выключателя приборов и стартера в первое положение и отключение его от сети автомобиля после пуска двигателя.

В настоящее время в Рязанском военном автомобильном институте системой электростартерного пуска с описанной выше КИТ оснащены три автомобиля, которые успешно проходят ресурсные эксплуатационные испытания.

Учитывая наличие оптимизированного типажа военной автомобильной техники, построенного из модулей АБ, следует разработать соответствующий типаж молекулярного накопителя энергии для КИТ, аналогично тому, как это было выполнено для военной автомобильной техники [9].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Квайт, С. М.** Пусковые качества и системы пуска автотракторных двигателей [Текст] / С. М. Квайт, Я. А. Менделевич, Ю. П. Чижков. — М.: Машиностроение, 1990. — 255 с.
2. **Чижков, Ю. П.** Методика расчета основных параметров системы электростартерного пуска с комбинированным источником тока [Текст] / Ю. П. Чижков // Автотракторное электрооборудование. — 2001. — № 5—6. — С. 10—13.
3. **Чижков, Ю. П.** Процесс прокручивания вала двигателя при использовании в системе пуска емкостного накопителя энергии [Текст] / Ю. П. Чижков // Машиностроитель. — 1998. — № 1. — С. 22—25.
4. **Поляков, Н. А.** Система электростартерного пуска транспортных средств с применением комбинированной энергетической установки [Текст]: дис. ... канд. техн. наук: 05.09.03 защищена 21.12.2006: утв. 24.04.07 / Поляков Николай Алексеевич. — М., 2006. — 169 с. — Библиогр.: с. 158—169. — 04200603322.
5. **Чижков, Ю. П.** Электроснабжение стартера от емкостного накопителя энергии [Текст] / Ю. П. Чижков, В. С. Антипенко, Н. А. Поляков // Грузовик. — 1998. — № 5. — С. 41—44.
6. **Воробьев-Обухов, А. А.** История одной карьеры [Текст] / А. А. Воробьев-Обухов, М. И. Колодочкин // За рулем. — 2004. — № 11. — С. 144—146.
7. **Антипенко, В. С.** Еще раз о новых накопителях энергии [Текст] / В. С. Антипенко, В. В. Зубенко, В. Н. Степанов, Ю. П. Чижков // Грузовик. — 1997. — № 10. — С. 25—28.
8. **Фесенко, М. Н.** Емкостные накопители энергии в электрооборудовании транспортных средств [Текст] / М. Н. Фесенко, Ю. П. Чижков // Грузовик. — 1999. — № 8. — С. 11—15.
9. **Антипенко, В. С.** Модульные аккумуляторные батареи для специализированного транспорта [Текст] / В. С. Антипенко и др. // Грузовик. — 2004. — № 9. — С. 3—8.

В. Н. Семенов,
канд. техн. наук,
С. С. Сурик,
инж.

Размерные цепи бесшатунного механизма ДВС С. С. Баландина

Анализ работоспособности механизма

Около сорока лет назад в советских научно-популярных периодических изданиях появились сенсационные материалы о неизвестной до тех пор конструкции двигателя внутреннего сгорания (ДВС), выполненного по схеме бесшатунного механизма (БШМ). В БШМ, как следует из названия, преобразование возвратно-поступательного движения во вращательное движение вала съема мощности осуществлялось без посредства шатунов. Автор и главный конструктор этих двигателей Сергей Степанович Баландин в 1968 г. выпустил книгу "Бесшатунные двигатели внутреннего сгорания", которая во втором дополненном издании была издана в 1972 г. Тиражи изданий были небольшие, а проблема создания высокоэкономичных и в тоже время малогабаритных двигателей интересовала (и интересует) многих, а поэтому тиражи разошлись очень быстро и теперь эти книги редкость.

Мы не будем пересказывать содержание книги С. С. Баландина, скажем лишь о том, что за период с 1938 по 1948 гг. в специальном КБ были сконструированы, построены и доведены ДВС по бесшатунной схеме мощностью от 140 до 3500 л. с. Велись чрезвычайно интенсивные разработки двигателей мощностью 10—12 тыс. л. с., в том числе в дизельном варианте. Все двигатели предназначались для нужд ВВС СССР. Разработки были, что естественно для той поры, засекречены, а в начале 50-х годов и были прекращены в связи с быстрым развитием реактивной авиации.

Попытки создания поршневых двигателей малой и средней мощности по бесшатунной схеме периодически возобновлялись энтузиастами "бесшатунного движения", в том числе и одним из авторов предлагаемой Вашему вниманию статьи, но создать работоспособный, надежный мотор по бесшатунной схеме пока, насколько известно, не смог никто. По сию пору ведутся теоретические и практические изыскания в области БШМ. Мы надеемся, что данная статья поможет, наконец, создать технологически приемлемую конструкцию массового применения, или, по меньшей мере, указать на пути решения технологических проблем БШМ.

Ниже приводится анализ работоспособности бесшатунного механизма двигателя внутреннего сгорания, предложенного С. С. Баландиным в книге "Бесшатунные ДВС", по результатам которого даются рекомендации по конструкции и настройке БШМ.

С. С. Баландин обращает внимание, что во всех кинематических парах бесшатунных двигателей между трущимися поверхностями имеются зазоры. Величины зазоров и допусков на несоосности и отклонения в размерах элементов механизма должны выбираться из условия, чтобы каждая из полусумм диаметральных зазоров в подшипниках

$$\delta_O + \delta_A + \delta_C + \delta_K \text{ или}$$
$$\delta_O + \delta_B + \delta_C + \delta_K,$$

где δ_O — радиальный зазор цапфы кривошипа в подшипнике О; δ_A — радиальный зазор шейки коленчатого вала А в подшипнике ползуна А; δ_C — радиальный зазор цапфы коленчатого вала С в подшипнике кривошипа С; δ_K — радиальный зазор между ползуном крейцкопфа и направляющей; δ_B — радиальный зазор шейки коленчатого вала В в подшипнике ползуна В

была больше суммы допусков на технологические отклонения от номинальных размеров (плюс), несоосность и неконцентричность элементов бесшатунного механизма, но должна быть меньше разности радиального зазора между поршнями и цилиндрами и допуска на несоосность цилиндров с направляющими" [1]).

Из рис. 1 следует, что $2\delta_A = d_{пА} - d_{шт.\,шА}$, то же касается остальных подшипников О, С, В. Автор поясняет, что диаметральный зазор $\Delta = 2\delta$, следовательно $\Delta_{пА} = d_{пА} - d_{шт.\,шА}$. Таким образом, полусумма диаметральных зазоров в точности равна сумме радиальных зазоров, каждый из которых равен половине диаметрального зазора. В другой интерпретации δ есть средний радиальный зазор, так как какое бы смещенное положение не занимала цапфа в отверстии подшипника, этот зазор также будет равен половине диаметрального зазора Δ. Наконец, величину δ можно рассматривать как предельное смещение цапфы от центрального положения до контакта со стенкой подшипника.

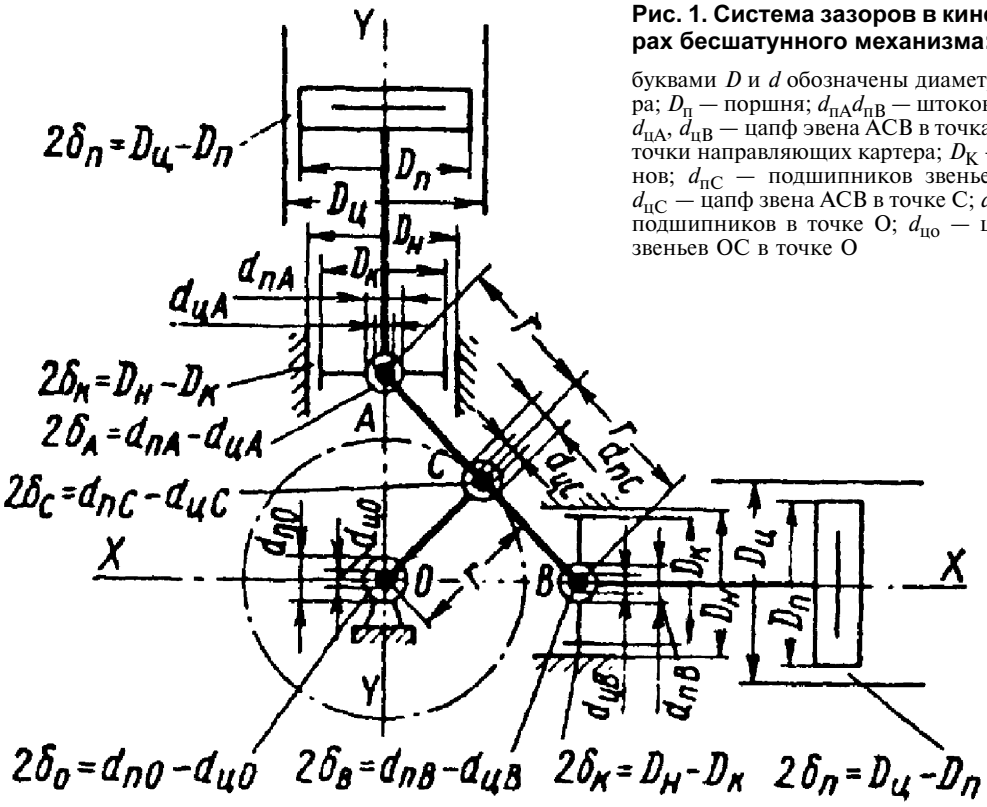


Рис. 1. Система зазоров в кинематических парах бесшатунного механизма:

буквами D и d обозначены диаметры: $D_ц$ — цилиндра; $D_п$ — поршня; $d_{пА}d_{пВ}$ — штоковых подшипников; $d_{цА}$, $d_{цВ}$ — цапф эвена АСВ в точках А и В; $D_н$ — расточки направляющих картера; $D_К$ — расточки ползунов; $d_{пС}$ — подшипников звеньев ОС в точке С; $d_{цС}$ — цапф звена АСВ в точке С; $d_{по}$ — центральных подшипников в точке О; $d_{цо}$ — центральных цапф звеньев ОС в точке О

Таким образом,

$$(D_ц - D_п)/2 - \Delta_{цн} > \delta_О + \delta_А + \delta_С + \delta_К > \Delta_{ОС} + \\ + \Delta_{СА} + \theta_О + \theta_н, \qquad (1)$$

где $(D_ц - D_п)/2$ — реальный радиальный зазор между поршнем и цилиндром; $\Delta_{цн}$ — реальная несоосность осей цилиндра и направляющих; $\Delta_{ОС}$ — допуск на длину звена ОС; $\Delta_{СА}$ — допуск на длину звена СА; $\theta_О$ — несоосность осей расточки под центральный подшипник и самого подшипника; $\theta_н$ — несоосность осей расточки под центральный подшипник и направляющей.

Примечание. Под осью направляющих надо понимать ось симметрии направляющих.

Правая часть неравенства автором [1] указана в общем виде, поэтому в дальнейшем будут даны добавления и пояснения.

Автор делает акцент на то, что между трущимися поверхностями имеются зазоры, но поскольку зазоры в подшипниках должны быть по определению, это относится только к ползунам и направляющим. Причем специально нигде не оговаривается то, что зазор между головкой поршня и цилиндром на порядок больше, чем между башмаками и направляющими (в традиционном кривошипно-шатунном механизме это тоже имеет место).

На рис. 2 дается пояснение кинематики звена АСВ при "заторможенном" кривошипе ОС, из которого следует, что это звено свободно вращается вокруг точки (оси) С . Как представляется, автор специально (для наглядности) изобразил "небольшой угол α" весьма существенным (примерное 30°) и это при том, что речь идет о малом сдвиге точки А от крайнего верхнего положения на ее оси OY, т. е. когда звено АСВ располагается практически вдоль оси OY. При этом автор предполагает (по умолчанию, поскольку речь идет о схеме, а не о конструкции) полное равенство звеньев механизма, т. е. АС = СВ = ОС.

На самом деле, что очевидно, какое-либо малое, но критичное, отклонение (в плюс или минус по длине) любого из этих звеньев от теоретической величины может привести к заклиниванию механизма. Например, если представить движение точки В влево (точка А движется вверх (рис. 2), а звено СВ длиннее (короче) звена ОС, то в области, близкой к точке О возможен "клин" по ползуну В, что физически означает чрезвычайно быстрый рост силы реакции на направляющей до бесконечности и останов вращения механизма.

Представляет практический интерес вероятностный случай выборки зазоров между ползуном и направляющей под воздействием силы P (рис. 2) в области малых углов α поворота кривошипа ОС. Здесь ползун В с некоторой силой будет упираться в направляющую и момент силы P, который должен довернуть звено АСВ, просто не возникает. Механизм не заклинивает, так как в этом случае сила реакции на направляющей конечна и не больше силы P, а запасенная инерция всего

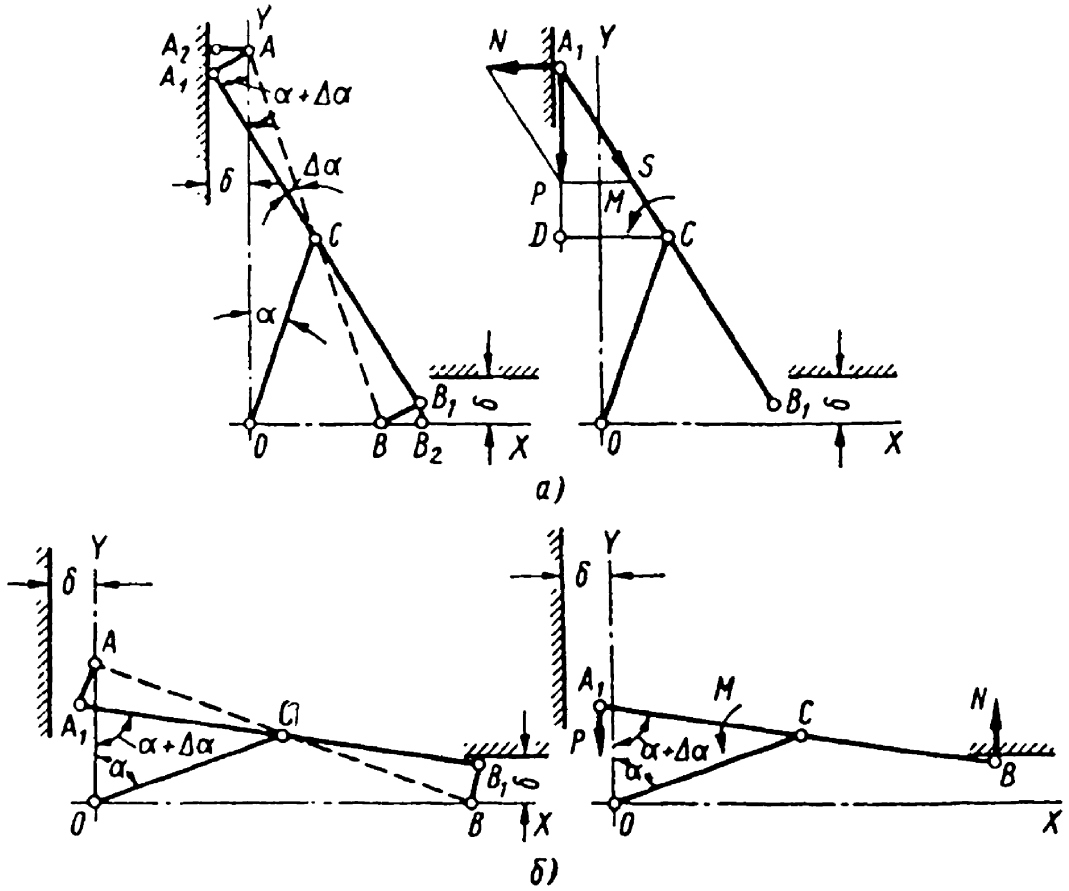


Рис. 2. Схема передачи силы Р на направляющие при двух ползунах

механизма и крутящий момент от других поршней превращает звено ОС из ведомого в ведущее. Это приводит к провороту механизма, но с дополнительной затратой энергии в указанной зоне, т. е. в пределах нескольких градусов поворота звена ОС около ВМТ.

Условимся называть случай критичного неравенства длин звеньев "клином 1-го рода", а случай упора ползуна в направляющую — "клином 2-го рода", хотя фактически суть явления в кратковременном заедании.

В реальной практике построения БШМ встречаются оба рода клина. Естественно, возникает вопрос о вероятности появления заклинивания, во-первых, при проведении сборки реального механизма и, во-вторых, при износе пар в эксплуатации. Отсюда возникает проблема назначения конструктором предельных отклонений для деталей БШМ или класса точности обработки т. е. в конечном счете, проблема стоимости изделия в целом. Конкретно задача ставится так: какой зазор (натяг) будет в паре ползун—направляющая при различном сочетании деталей с конкретными размерами. Здесь нужно решить чисто конструкторскую проблему нахождения замыкающего звена размерной цепи.

Обозначения осей, звеньев и поверхностей, составляющих реальную размерную цепь даны на рис. 3.

Попробуем вычислить величины зазоров в реальной конструкции двигателя ОМ-127РН по данным табл. 1 [1].

Дополнительно укажем, что ход поршня равен 146 мм, т. е. радиус кривошипа R (звенья АС, СВ) равен 36,5 мм

Как видно из приведенных величин предельных отклонений, последние назначались по 2-му классу точности, кроме отклонений отверстий подшипников, для которых выбран 1-й класс точности (здесь величины предельных отклонений даны по ГОСТ 3047—66, что соответствует 5-му или 6-му квалитету по ISO).

При расчете приняты следующие допущения:

1. Коленчатый вал смещается только плоскопараллельно, т. е. радиусы кривошипов (точнее, их предельные отклонения) изменяются в одну сторону одинаково и синхронно.

2. Непараллельность направляющих и накладок ползунов отсутствует.

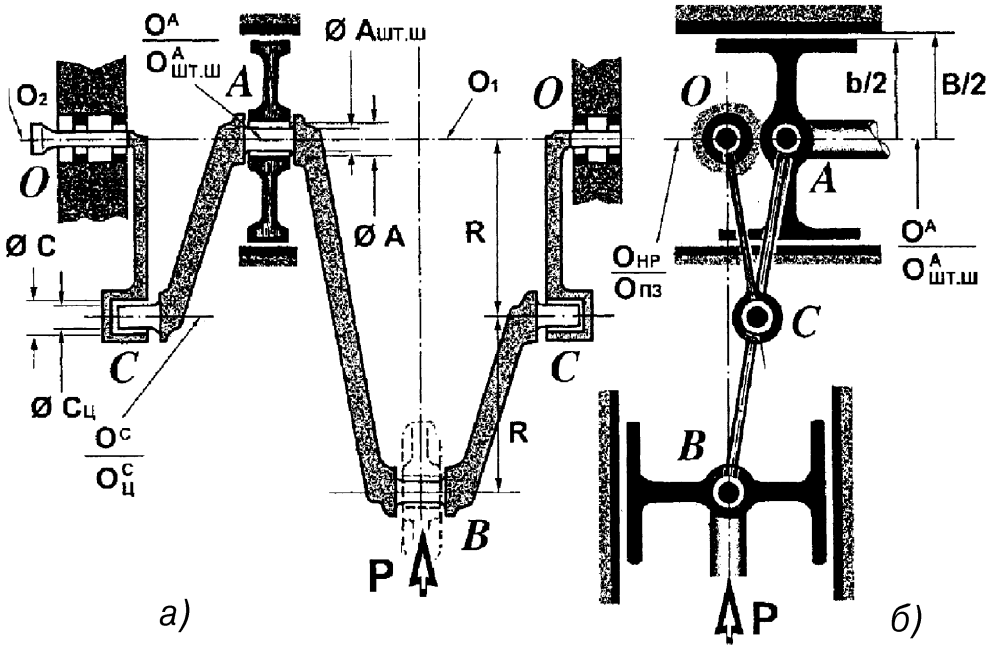


Рис. 3. Схема взаимного расположения осей, звеньев поверхностей (а) и зазоров (б) бесшатунного механизма:

O_1 — ось расточки блока под центральные подшипники кривошипов (базовая ось механизма); O_2 — ось цапф кривошипов (или ось центральных опор в другом исполнении механизма); O^C — ось подшипников диаметра С кривошипов для концевых опорных цапф коленчатого вала; $O^C_ц$ — ось концевых опорных цапф коленчатого вала, располагающихся в подшипниках С; $O^A_{шт.ш}$ — ось штоковой шейки "А" коленчатого вала в подшипнике А; O^A — ось подшипника "А" штоковой шейки коленчатого вала; R — номинальный радиус кривошипа, номинальный размер звеньев АС, СВ; Δ_R — предельное отклонение (симметричное) радиуса кривошипа; $O_{пз}$ — ось симметрии ползуна (по накладкам); $F_{пз}$ — опорная поверхность ползуна; $F_{нр}$ — опорная поверхность накладки направляющей; $O_{нр}$ — ось симметрии накладок направляющих для ползуна А

Таблица 1

Номинальные размеры, допуски и зазоры в основных сопряженных деталях БШМ двигателя ОМ-127РН (размеры даны в мм)

Параметры	Номинальный размер	Допуск	Зазор в сопряженных деталях
Диаметр цилиндров	155,0	+0,040	—
Диаметр поршней:			
у верхнего и нижнего донышек	153,8	±0,02	1,26—1,18
в средней части	154,3	±0,02	0,76—0,68
Расстояние между направляющими	175,0	+0,040	—
Внешний диаметр по накладкам ползунов	175,0	–0,100 –0,155	0,195—0,100
Диаметр штоковых подшипников в сборе	108,0	+0,021	—
Диаметр штоковых шеек коленчатого вала	108,0	–0,080 –0,125	0,146—0,08
Диаметр концевых и среднего опорных подшипников в минимальном сечении	108,0	+0,021	Трущаяся поверхность подшипников обрабатывается по гиперболе
Диаметр опорных шеек коленчатого вала	108,0	–0,080 –0,125	0,146—0,08

Таблица 2

Состояние α

i_1	i_2	i_3	i_4	i_5	i_6	i_7	i_8	i_9	i_{10}	k_{11}	k_{12}	k_{13}	k_{14}
↑ 0,015*	↓ 36,5	↑ 0,015	↑ 0,073	↑ 36,5	↑ 0,015	↓ 0,04	↑ 0,015	↑ 87,5	↓ 0,05	↓ 0,015	↑ 87,5	0,0 0,0	Натяг 0,058

* В случае опоры на шарикоподшипники цапф кривошипов ОС.

3. Угловое рассогласование опорных кривошипов ОС отсутствует, т. е. оба кривошипа лежат в одной плоскости.

4. Крейцкопф, связанный жестко со штоками-поршнями перемещается в зазорах между направляющими плоскопараллельно направляющим.

5. Температурные деформации, могущие повлиять на пространственное положение звеньев и поверхностей размерной цепи, не учитываются. Все детали БШМ абсолютно жесткие.

6. Расчет ведется методом максимум-минимум с целью уменьшения вариантов расчета. Векторы звеньев, откладываемые вверх положительные, векторы отклонений звеньев, откладываемые вниз отрицательные. Смещение осей цапф и шеек коленчатого вала определяется как сдвиг от центрального положения до контакта со стенкой подшипника "металл по металлу" без учета толщины масляной пленки.

Определим **состояние α**: равнодействующая P_B направлена вверх (рис. 3), подшипник В воздействует на шейку В по стрелке (по направлению действия силы). Цапфы $O_ц^C$ смещены до упора вверх, зазор δ_C в этом случае максимальный и равен 0,073 мм. Радиус R_{OC} минимальный, длина звена АС максимальная (по предельным отклонениям). Подшипник А смещен вниз до упора в шейку А, ось симметрии направляющих смещена вниз. Размер направляющих минимальный, размер ползуна максимальный. Все предельные отклонения назначены по 2—2а классу точности.

П р и м е ч а н и е. Несоосности и предельные отклонения назначают исходя из технологических возможностей оборудования, у автора [1] на это ссылок нет.

В табличном виде **состояние α** выглядит, как дано в табл. 2.

Сумма размерной цепи: $\Sigma_i = 0{,}015 - 36{,}5 + 0{,}015 + + 0{,}073 + 36{,}5 - 0{,}04 + 0{,}015 + 87{,}5 - 0{,}05 = 87{,}543$ мм

Минимальная координата опорной направляющей: $\Sigma_K = 87{,}5 - 0{,}015 = 87{,}485$ мм

Поскольку $\Sigma_i > \Sigma_K$, постольку в паре ползун-направляющая есть натяг $K_{14} = 87{,}485 - 87{,}543 = -0{,}058$ мм (рис. 4, а).

Теперь определим **состояние β**: равнодействующая P_B направлена вниз, подшипник В действует на шейку В против стрелки (т. е. звено АСВ растягивается, а колено АС сжимается, рис. 3, а). Цапфы $O_ц^C$ смещены до упора (вниз), зазор δ_C опять максимальный и равен 0,073 мм. Радиус R_{OC} максимальный, длина звена АС минимальная (по предельным отклонениям). Подшипник А смещен вверх до упора в шейку А, ось симметрии направляющих смещена вверх. Размер направляющих максимальный, размер ползуна — минимальный. Все предельные отклонения назначены по 2—2а классу точности. В табличном виде **состояние β** выглядит как дано в табл. 3.

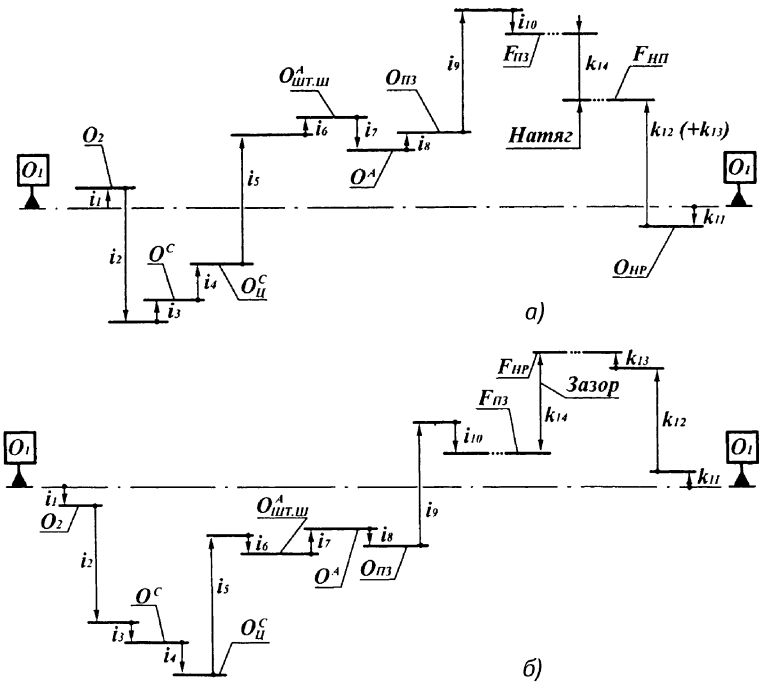


Рис. 4. Схема размерной цепи:

а и б — состояния соответственно α и β: K_{11} — несоосность базовой оси механизма и оси симметрии направляющих; K_{12} — номинальный размер половины ширины ползуна по накладкам ($B/2$); K_{13} — половина допуска на размер $B/2$; K_{14} — зазор в паре ползун-направляющая или натяг там же ("клин"); i_1 — несоосность базовой оси механизма и оси цапф кривошипов; i_2 — номинальный размер радиуса кривошипа R (опоры); i_3 — предельное отклонение Δ_R размера R; i_4 — смещение оси цапф коленчатого вала в подшипниках С; i_5 — номинальный размер СА звена АСВ (R); i_6 — предельное отклонение Δ_R размера СА; i_7 — смещение оси подшипника А относительно оси $O_{шт.ш}^A$; i_8 — несоосность оси подшипника А и оси симметрии ползуна $O_{пз}$; i_9 — номинальный размер половины ширины ползуна по накладкам ($b/2$); i_{10} — половина допуска на размер $b/2$

Таблица 3

Состояние β

i_1	i_2	i_3	i_4	i_5	i_6	i_7	i_8	i_9	i_{10}	k_{11}	k_{12}	k_{13}	k_{14}
↓ 0,015*	↓ 36,5	↓ 0,015	↓ 0,073	↑ 36,5	↓ 0,015	↑ 0,04	↓ 0,015	↑ 87,5	↓ 0,0775	↑ 0,015	↑ 87,5	↑ 0,02	Зазор 0,2055

Таблица 4

Состояние γ

i_1'	$i_1^{ЛФ}$	i_2	i_3	i_4	i_5	i_6	i_7	i_8	i_9	i_{10}	k_{11}	k_{12}	k_{13}	k_{14}
θ_0 ↑ 0,01	δ_0 ↓ 0,01	r ↓ 36,5	Δr ↑ 0,015	δ_c ↓ 0,04	r ↑ 36,5	Δr ↑ 0,015	δ_A ↓ 0,04	$\theta_{пл}$ ↑ 0,015	R ↑ 87,5	ΔR ↓ 0,05	$\theta_н$ ↓ 0,015	R ↑ 87,5	0,00	Зазор 0,07

Сумма размерной цепи: Σ_i = 0,015 – 36,5 – 0,015 – – 0,073 + 36,5 – 0,015 + 0,04 – 0,015 + 87,5 – 0,0775 = = 87,3295 мм

Максимальная координата опорной направляющей Σ_K = 87,5 + 0,015 + 0,02 = 87,535 мм. Поскольку $\Sigma_i < \Sigma_K$, постольку в паре ползун-направляющая есть зазор K_{14} = 87,535 –87,3295 = 0,2055 мм (рис. 4, *б*).

Примечания 1. Зазор, получившийся в результате расчетов, мнимый, поскольку на другой стороне ползуна появляется натяг (174,845 + 0,2055 – 175,04 = = 0,0105 мм, что определяет общий максимальный зазор 0,2055 – 0,0105 = 0,195 мм.

2. Из рис. 3, а видно, что подшипник А и вместе с ним ползун А не подвергаются действию силы $P_в$ до тех пор, пока коленчатый вал при своем движении не сдвинет подшипник и ползун. Реакция на шейке А возникнет, как только нижняя накладка ползуна войдет в контакт с нижней направляющей. Однако, если в подшипнике А будет максимальный радиальный зазор (здесь 0,073 мм), реакции в контакте не возникает. Расчет зазора в верхней направляющей (состояние β+) дает величину:

Σ_i = 0,015 – 36,5 – 0,015 – 0,073 + 36,5 – 0,015 + + 0,073 – 0,015 + 87,5 – 0,0775 = 87,3625 мм, зазор 87,535 – 87,3625 = 0,1725 мм. В нижней направляющей также имеется зазор 174,845 + 0,1725 – 175,04 = 0,0225 мм, т. е. **клина 2-го рода нет**.

Оба рассмотренных случая (α и β, но не β+) экстремального наложения предельных отклонений дают клин 2-го рода. Естественным образом возникает вопрос: может ли в рамках этих же предельных отклонений возникнуть клин 1-го рода. Рассуждения будем вести относительно верхней направляющей А в предположении наличия контакта между ней и ползуном, т. е. при наличии реакции смещения коленчатого вала вниз. Поскольку узел В в этом варианте не задействован и сила $P_В$ отсутствует, упростим схему.

Для того чтобы приблизить коленчатый вал (и ползун) к направляющей А, уменьшим радиальный зазор С с 0,073 (max) до 0,04 (min). Опишем **состояние γ**, в котором предельные отклонения звеньев и несоосность такие же, как в **состоянии α**, кроме звена i_1, которое до сих пор рассматривалось как интегральное, но которое, тем не менее, содержит в себе две составляющих i_1' и $i_1^{ЛФ}$, т. е. несоосность осей базовой и опорного кривошипа и зазор в посадке опоры. В случае применения шарикоподшипников (как в рассматриваемой конструкции двигателя) обе составляющие не более 0,01 мм. Составим таблицу состояния (табл. 4 и рис. 5).

Отметим, что при выполнении деталей звеньев механизма с указанными предельными отклонениями клин 1-го рода при сборке "насухо" возникнуть не может. Заметим, что зазор по нижней направляющей состав-

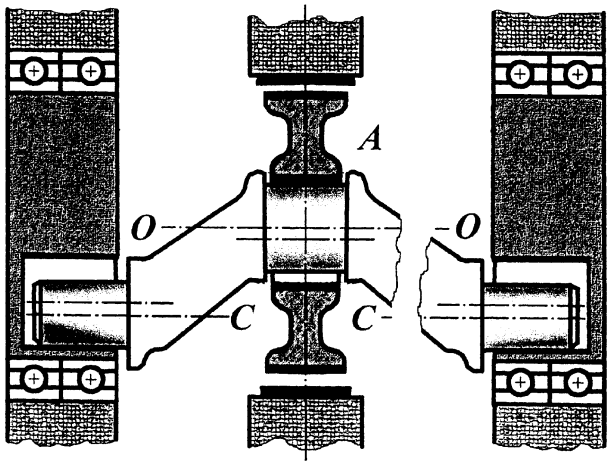


Рис. 5. Схема зазоров и смещений звеньев М механизма. Состояние γ

Таблица 5

Состояние δ

i_1'	$i_1^{ЛФ}$	i_2	i_3	i_4	i_5	i_6	i_7	i_8	i_9	i_{10}	k_{11}	k_{12}	k_{13}	k_{14}
θ_0 ↑ 0,01	δ_0 ↓ 0,01	r ↑ 36,5	Δr ↓ 0,015	δ_c 0,0 0,0	r ↑ 36,5	Δr ↑ 0,015	δ_A 0,0 0,0	$\theta_{пл}$ ↑ 0,015	R ↑ 87,5	ΔR ↓ 0,05	$\theta_н$ ↓ 0,015	R ↑ 87,5	0,00	Натяг 0,03

ляет 0,03 мм. Составим неравенство в символах:

$$\Sigma_i = \theta_0 - \delta_O - r + \Delta r - \delta_C + r + \Delta r - \delta_A + \theta_{пл} + R - \Delta R;\ \Sigma_k = R - \theta_н$$

$$\Sigma_l < \Sigma_K \text{ или } \Sigma_K - \Sigma_l > 0 \text{ или } R - \theta_н - \theta_O + \delta_O + r - 2\Delta r + \delta_C - r + \delta_A - \theta_{пл} - R + \Delta R > 0.$$

После перегруппировки:

$$\delta_O + \delta_C + \delta_A + \Delta R > \theta_н + \theta_O + \theta_{пл} + 2\Delta r \quad (2)$$

или

$$0{,}14 > 0{,}07.$$

Как видно, абсолютные величины r и R сокращаются и их можно не учитывать, однако они оставлены для наглядности. Величина ΔR (см. табл. 3) является половинкой диаметрального зазора" в паре направляющая-ползун или в символах С. С. Баландина δ_K (рис. 8) [1]. Учитывая это нетрудно понять, что неравенство (2) в точности соответствует неравенству (1), точнее его правой части. О левой части неравенства поговорим позже. Анализ неравенства (2) показывает, что в правой части стоит сумма половинок допусков, а не сумма допусков, как указано у автора.

Примечание: допуск — разница между предельными отклонениями, например допуск на радиус кривошипа коленчатого вала равен 0,03 мм, а симметричное предельное отклонение ± 0,015 мм. То же касается величин несоосностей $\theta_н$ ($\theta_{пл}$), которые здесь фигурируют как величины, равные 0,015 мм, допуск же составляет 0,03 мм. Разница между левой и правой частями неравенства как раз равна зазору (0,14 – 0,07 = 0,07 мм).

Рассмотрим далее, какие зазоры (натяги) могут возникнуть в механизме при нормальной подаче смазочного материала. Из теории подшипников скольжения известно, что при достижении некоторой скорости скольжения цапфа всплывает на масляном клине, а при приложении знакопеременных нагрузок она стремится занять практически соосное положение в подшипнике (δ_C и δ_A становятся равными нулю). При минимальных зазорах в подшипниках С и А (как в **состоянии γ**) это всплытие—смещение близко к величине 0,04 мм и звенья i_7 и i_4 не учитывают. То же касается шейки (цапфы) В, но она в этой плоской задаче не рассматривается.

Примечание: суть этого положения именно в минимальных зазорах, так как (чисто субъективное впечатление) высокочастотные перемещения цапфы не приведут к большому отклонению от соосности. Но если зазор станет достаточно большим (около 0,15 мм из-за износа) воображение отказывается принять реальность совпадения осей.

Отдельно следует рассмотреть поведение опоры в шарикоподшипнике, в котором всплытия нет, но на которую при работе двигателя действуют какие-то силы P_B (сейчас их не высчитываем), в результате чего зазоры в подшипниках могут быть выбраны и смещения совпадут с вектором силы P_B. Составим таблицу **состояния δ** (табл. 5).

После подстановок $\Sigma_i = 87{,}515$, $\Sigma_K = 7{,}485$, т. е. при экстремальном сочетании предельных отклонений размеров и несоосностей может появиться натяг, подобный клину 1-го рода, но возникающий только при вращении и при достижении устойчивого масляного клина парадокс:при работе насухо механизм работает, а при работе с маслом — заедает). Натяг 87,515 – 87,485 = 0,03 мм, при этом часть величины натяга принадлежит звену $i_1^{Л/Ф}$.

$$\Sigma_i = \theta_O + \delta_O - r + \Delta r + \delta_C + r + \Delta r + \delta_A + \theta_{пл} + R - \Delta R;$$

$$\Sigma_K = R - \theta_{нп};$$

$$\Sigma_i > \Sigma_K$$

или

$$\theta_O + \delta_O + 2\Delta r + \delta_C + \delta_A + \theta_{пл} + \theta_{нп} + R - R + \Delta R > 0.$$

После перегруппировки:

$$\Delta R < \theta_{нп} + \theta_O + \theta_{пл} + 2\Delta r + \delta_O. \quad (3)$$

Неравенство (3) не тождественно неравенству (1), что косвенно свидетельствует о том, что составление последнего автору потребовалось только для анализа условий возникновения клина 1-го рода. Обозначим клин при вращении "клином 3-го рода". При решении проблемы клина 3-го рода не принималась во внимание минимальная остаточная толщина масляного слоя в крейцкопфе, которая в первом приближении равна 0,005—0,01 мм [2], что приводит к усугублению натяга, который по величине становится равным радиальному зазору в подшипнике (0,04 мм в рассматриваемом случае, т. е. минимально возможный назначенный зазор по ЧТД). Если же зазор будет максимальным (в нашем примере 0,073 мм), то рассуждения и выводы будут точно такими же, за исключением поведения цапфы вала в подшипнике при больших зазорах при знакопеременной нагрузке. Заметим, что выдавливание более тонких слоев масла из зазора происходит за гораздо большее время, поэтому перемещение цапфы в зазоре в последнем случае будет также большим.

Если вернуться к анализу **состояний α** и **β**, то необходимо сделать дополнение о снижении или исчезновении клина 2-го рода при вращении механизма по сравнению со статичным положением.

Однако клин 3-го рода не есть контакт "металл по металлу" и, что для внимательного читателя должно быть очевидно, этот клин не является препятствием для вращения механизма, поскольку податливость масляных пленок в подшипниках С и А вкупе с упругостью направляющих нивелируют этот клин. Видимо именно такие (или близкие к ним) сочетания размеров и зазоров (натягов) имел в виду автор, когда упоминал, что определение нагрузок на направляющие, зависящих не только от сил давления газов или сил инерции, но и от упругих деформаций механизма, составляет наиболее сложную задачу динамики бесшатунных двигателей.

Представляет практический интерес реальный запас по зазорам в крейцкопфе как в процессе сборки, так и в процессе эксплуатации. Представим себе для начала идеальный бесшатунный механизм двигателя 127РН, у которого все размеры и несосности находятся в середине поля допуска, а цапфы и шейки коленчатого вала при вращении коаксиальны подшипникам опор и ползунов. Это **состояние θ** отражено в табл. 6.

$\sigma_1 = 87{,}5 - 0{,}06375 = 87{,}43625$ мм, $\Sigma_K = 87{,}5 + 0{,}01$ мм = = 87,51, зазор 87,51 – 87,43625 = 0,07375 мм.

Отсюда следует, что, например, если даже зазор в подшипнике С выполнен максимальным (0,073 мм) и при статической проверке будет приложена сила P_B, которая сдвинет коленчатый вал на 0,073 + 0,01 мм (0,01 мм — зазор в подшипнике О), контакта в ползуне А не произойдет, так как нужно еще выбрать зазор в подшипнике А.

Из рис. 2 внимательный читатель заметит, что реакции направляющих однозначны и являются статически определяемыми. В книге [1] С. С. Баландин подробно рассматривает проблемы БШМ, возникающие из-за того, что "суммарная сила P_B (рис. 3), действующая по оси цилиндра, воспринимается одновременно двумя ползунами (в точке А и в точке В), указывает, что определение реакций направляющих представляет основную сложность. Однако собственно причины, побуждающие звено АСВ опираться через ползуны на направляющие, оставлены без объяснений. Методика расчета реакций направляющих дается, исходя лишь из упругих свойств коленчатых валов, а проблема зазоров в кинематических парах не рассматривается из-за ее большой сложности [1].

Подсчет вероятности возникновения того или иного сочетания предельных отклонений требует знания конкретной статистики контрольных измерений по всем деталям, составляющим механизм. Автор [1] нигде не пишет прямо о подгонке зазоров в крейцкопфе, лишь дважды упоминает о шабрении накладок ползунов. Добиться нужной величины зазоров можно и путем селективной сборки, что широко применяется в двигателестроении, например при сборке шатунно-поршневой или цилиндропоршневой групп. Вообще в современном двигателе можно насчитать до полутора десятков разных регулировок, начиная от настройки форсунок и кончая тривиальной регулировкой тепловых зазоров в клапанах. Эти способы, применяемые повсеместно, преследуют цель удешевления производства изделия при сохранении его высоких эксплуатационных качеств. Представьте себе, что поставлена цель: собирать автомобиль только из деталей, имеющих номинальные размеры (без каких-либо отклонений). В этом случае даже арабские шейхи не могли бы себе позволить роскошь приобрести простой "Шеви".

В бесшатунном двигателе также можно (и, наверное, следует) применить этот метод, например, при подборе комплекта центральных опор с однозначным (в плюс или в минус) отклонением расположения осей подшипников С и радиусов кривошипов коленчатого вала. Но при этом полностью использовать весь выпуск деталей не удастся, даже если реальные отклонения размеров подчиняются закону нормального рас-

Таблица 6

Состояние θ

i_1	i_2	i_3	i_4	i_5	i_6	i_7	i_8	i_9	i_{10}	k_{11}	k_{12}	k_{13}	k_{14}
0,0 0,0*	↓ 36,5	0,0 0,0	0,0 0,0	↑ 36,5	0,0 0,0	0,0 0,0	0,0 0,0	↑ 87,5	↓ 0,06375	0,0 0,0	↑ 87,5	↑ 0,01	Зазор 0,07375

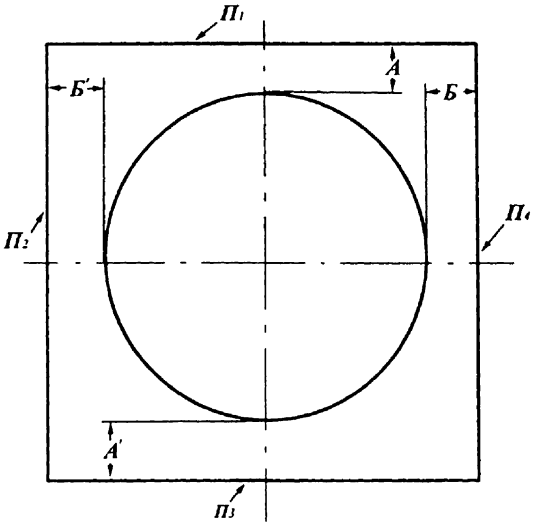


Рис. 6. Эскиз блок-картера

пределения. Но и закон нормального распределения в машиностроении далеко не единственный, все зависит от фактической настройки оборудования.

Наиболее сложным как в изготовлении, так и для контрольных измерений является получение необходимого минимального отклонения непересечения осей симметрии направляющих и базовой оси механизма (оси расточки центральных подшипников), более того, непосредственно измерить это отклонение невозможно. Рисунки [1], приведенные

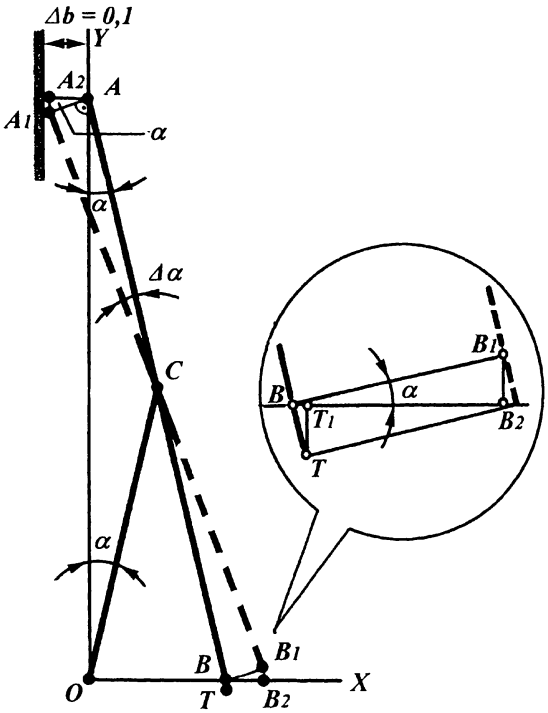


Рис. 7. Схема перемещения гайки В

ниже, не позволяют объективно оценить конструкцию крепления направляющих с точки зрения точности их расположения или настройки на необходимую точность. Тем не менее, можно получить некоторое представление о способе крепления, который обеспечивал указанное выше требование по точности на уровне десятых долей миллиметра, но не точнее 0,15 мм. Это со 100 % вероятностью должно было приводить к индивидуальной подгонке механизма. В связи с этим возникла идея о создании блока-картера (рис. 6).

1. Параллелепипед блока-картера должен иметь равенство размеров А—А′ и Б—Б′, что технологически легко достижимо и достоверно измеряется (равенство, конечно, в пределах допусков).

2. Поверхности $П_1$—$П_4$ должны быть базовыми для крепления (установки) направляющих.

3. Размеры А и Б должны быть выбраны исходя из конструктивной жесткости блока-картера и вряд ли меньше половины радиуса центральной расточки (выполняется по 2-му классу точности), что также вполне реально.

4. Неперпендикулярность поверхностей $П_1$—$П_4$ и $П_2$—$П_3$ и их шероховатость обеспечиваются любыми известными технологическими приемами.

В первом приближении схема настройки направляющих (не конструкция!) может быть сформирована так (рис. 3):

1. Направляющие А выставляют на заведомо большой размер В между ними, обеспечивая их взаимную параллельность базам П.

2. Прилагают некоторое усилие к ползуну В, которое должно обеспечить гарантированные контакты звеньев в подшипниках В, С и О, но при этом не деформировать блок-картер. Одновременно с этим к ползуну А прилагают несколько меньшую силу в этом же направлении, затем измеряют получившийся зазор между башмаком ползуна и направляющей.

3. Повторяют операции по п. 2 при приложении силы в противоположном направлении, измеряют тот же зазор на другой направляющей.

4. Проведя несложные вычисления, получают конкретные значения толщины регулировочных проставок под направляющие, что должно обеспечить настройку пары направляющих симметрично условной оси предельных перемещений ползуна.

5. Весь комплекс настройки проделывается точно так же в отношении направляющей В. Конечно, возможны и другие схемы, зави-

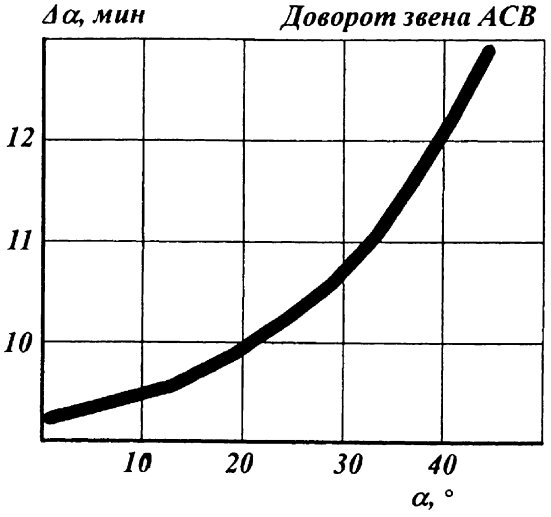


Рис. 8. Доворот звена АСВ

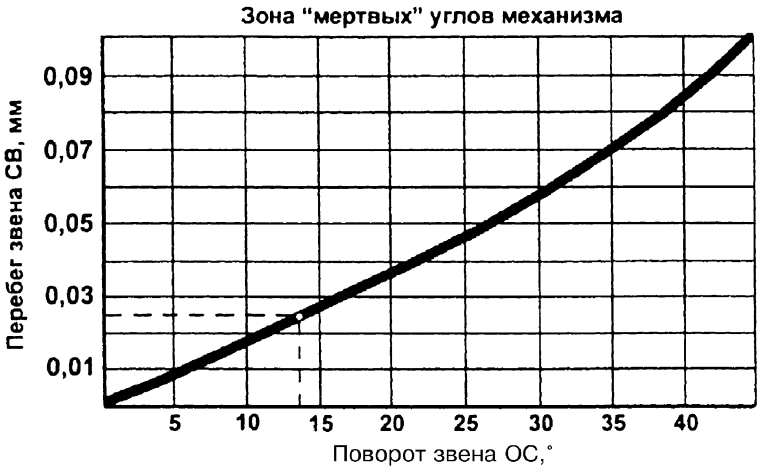


Рис. 9. Зона натяга по направляющей X

сящие от конструкции (например, настройка башмаков ползуна). Что касается симметричного зазора ΔB, который образуется после проведения настроечных манипуляций, то он может быть откорректирован в любую сторону (больше или меньше) в зависимости от назначения двигателя, общего фактического зазора в подшипниках коленчатого вала (плюс ползуна), предполагаемого ресурса и износов, пробега до подрегулировки и/или замены направляющих и т. д. Здесь главное — избежать вероятности возникновения клина 2-го рода и соблюсти рекомендации по минимальной толщине масляной пленки.

Дополнение: параллелепипед, точность изготовления которого оговорена в пояснениях к рис. 6, строго говоря, может и не иметь точного равенства размеров A—A′ и B—B′, т. е. вместо 1-го класса точности можно держать 3-й или даже 4-й класс, так как при настраиваемых направляющих достаточно выдерживать неперпендикулярность поверхностей $П_1$—$П_4$ и $П_2$—$П_3$.

Представляет практический интерес вопрос о том, как быстро точка B (рис. 7), если она "выходит" за пределы направляющей X (точка T), покинет зону образования (мертвая зона в области точки O на направляющей X).

Прежде чем решать эту задачу, заметим, что если точка B двигается строго по направляющим *X* (стало быть точка A двигается строго по оси *Y*), то точка T (перебег точки B) движется по вытянутому эллипсу и встает на направляющую X лишь в BMT, т. е. при угле $\alpha = 90°$. При фактически имеющихся зазорах ($\Delta B = 0{,}1$ мм) точка B занимает положение B_1, как только точка A упрется в направляющую в положении A_1. Доворот ($\Delta\alpha$) звена ACB при этом чрезвычайно мал (рис. 8) и составляет несколько угловых минут, поэтому в области малых углов ($\Delta\alpha$) положения CB и CB_1 можно принять практически параллельными (рис. 7), откуда видно, что "подъем" точки T до оси X с пренебрежимо малой погрешностью равен B_1B_2 или A_1A_2, так как треугольники AA_1A_2 и BB_1B_2 равны.

Поскольку угол при вершине A можно считать прямым, то угол A_1AA_2 практически равен α (но не $\Delta\alpha$!). Отсюда $A_1A_2 = B_1B_2$, $TT_1 = \Delta b\ S\ \mathrm{tg}\alpha$. Построим график $TT_1 = F(\alpha)$ (рис. 9).

Из графика видно, что если, например натяг (клин 2-го или 3-го рода) или перебег точки T будет примерно равен 0,025 мм, то мертвая зона составит 28° (или ± 14 °).

Физически это значит, что для каждого (малого) угла α есть максимальный перебег т. B ($BT \sim TT_1$), при котором из-за доворота $\Delta\alpha$ звена ACB натяг исчезает.

Понятно, что здесь в простейшем, чисто геометрическом случае проиллюстрирован лишь порядок величины угла поворота звена OC в качестве ведущего. Вопрос, как долго это звено будет ведущим практически в работе двигателя, зависит от множества факторов: вязкости масла, толщины масляного слоя, коэффициентов трения в парах, в том числе от угла трения звена ACB при его опирании на направляющую, податливости масляных слоев и упругости звеньев механизма и, конечно, от реальных зазоров или "натягов". График показывает также темп увеличения "мертвых" углов по мере возрастания "натяга" или, что то же по мере увеличения износа механизма, будет вести к снижению механического и эффективного КПД.

Отметим еще, опираясь на общие положения, что в силу одновременного взаимодействия указанных выше факторов, изменение роли звена OC должно происходить плавно, без ударов.

В процессе эксплуатации трущиеся пары бесшатунного механизма изнашиваются по-разному. Можно предположить, что наиболее быстрый износ будет в подшипниках C из-за двойной угловой скорости цапф коленчатого вала, во-первых, и из-за изгиба цапф при консольной нагрузку, во-вторых (рис. 10).

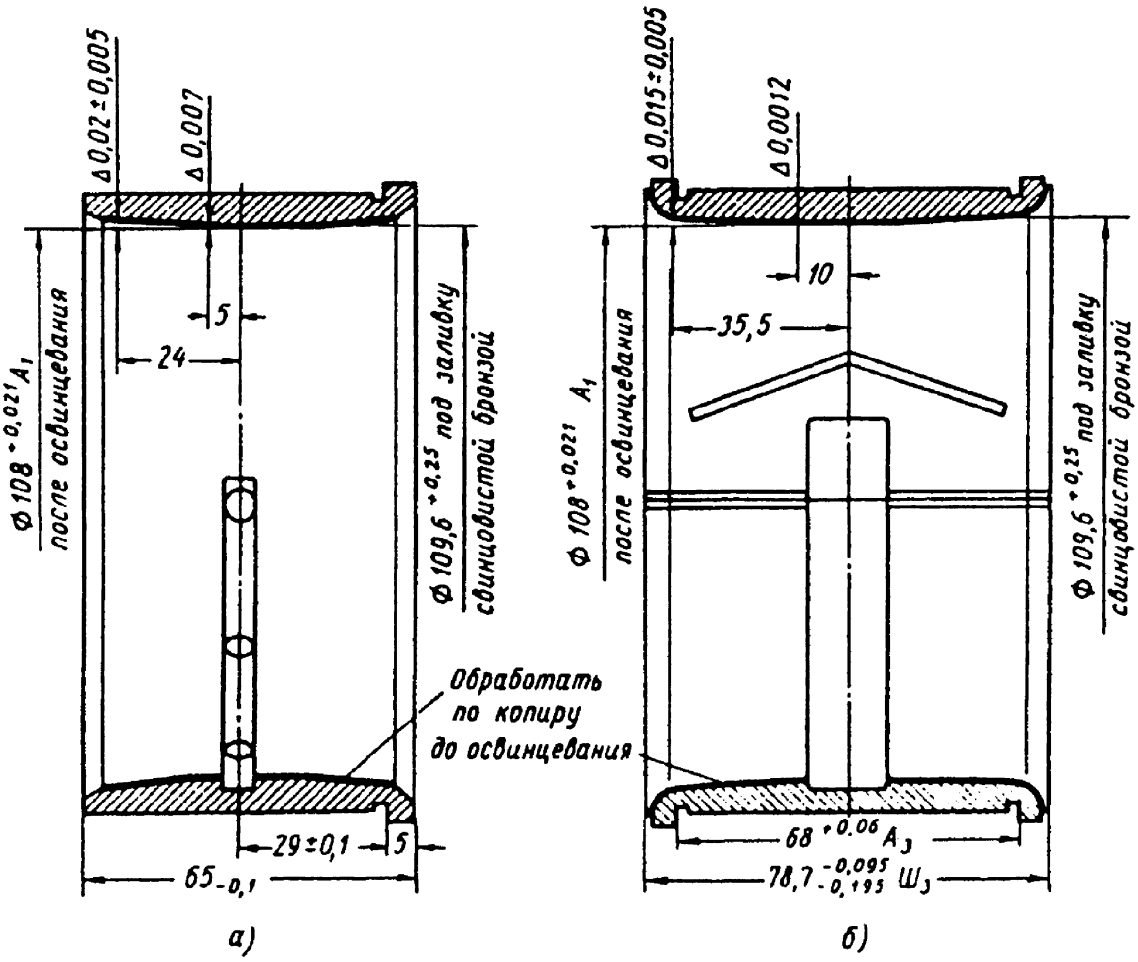


Рис. 10. Профили рабочей поверхности опорных подшипников двигателя ОМ-127 РН [1]

Самый медленный износ, как легко видеть, должен быть на направляющих-ползунах, а шейки (подшипники) А и В по темпу износа должны занять промежуточную позицию.

Анализ действия механизма при указанных предполагаемых износах (размерные цепи, рис. 3) приводит к неизбежному выводу о большой вероятности возникновения клина 2-го рода на малых частотах вращения и больших нагрузках.

В первом приближении напрашивается вывод о необходимости раздвижения направляющих, что при соответствующей конструкции можно легко и точно осуществить при мелком ремонте. Но сразу возникают вопросы:

1. Как скоро в эксплуатации двигатель "даст клин" или, что тоже самое, начнется заедание?

2. Как долго (сколько раз, на какую величину) можно пользоваться этим приемом в эксплуатации, учитывая еще и увеличивающуюся скорость перекладки ползуна?

3. Как этот фактор скажется на перекладке всей штоково-поршневой группы? При этом нужно рассматривать две схемы механизма:

а) случай крестообразного (или оппозитного) двигателя, где штоково-поршневые группы составляют единую жесткую сборку с ползунами;

б) случай V-образного двигателя, в котором перекладка ползунов осуществляется с кромочным контактом из-за смещения центра масс сборки ШПГ?

Решение этих непростых задач частично известно из опыта доводки двигателей 127К (127РН) (рис. 11 и 12).

Однако легко видеть, что соединение ползуна и штока через шарнир должно стать единственным и непременным техниче-

Рис. 11. Прицепной шток БШМ двигателя 127 РН [1]

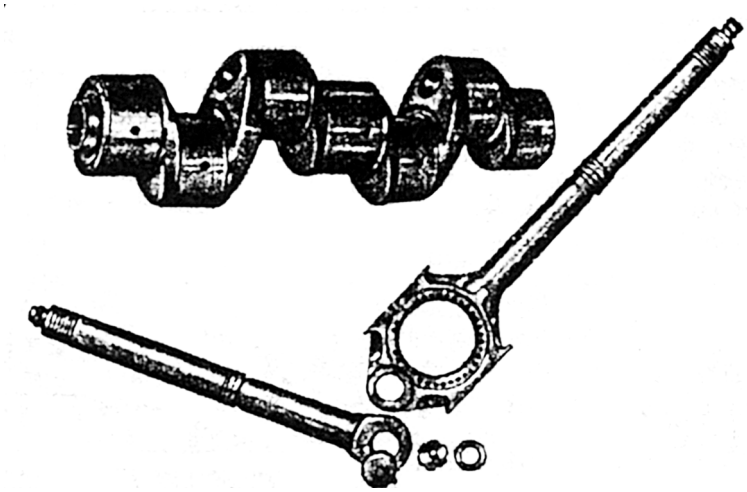


Рис. 12. Коленчатый вал и штоки двигателя ОМ-127РН после 138 ч работы [1]

ским приемом. С. С. Баландин рассматривает такое решение как вынужденное — для облегчения сборочных операций, но: в таком виде перекладка ползуна становится простой и, скорее всего, проблема "больших" зазоров в крейцкопфе будет решена, к тому же стабилизируется работа поршневых колец.

Резюме

1. Анализ размерных цепей в отношении зазора (натяга) в паре ползун – направляющая двигателя 127РН показывает, что есть некоторая вероятность появления "клина 2-го рода" как при сборке, так и в эксплуатации. Клин 3-го рода может возникать только при вращении коленчатого вала. Также при вращении может возникнуть совокупность клиньев 2-го и 3-го рода, в том числе из-за износа.

2. При сборке бесшатунного механизма вновь проектируемых двигателей требуется введение операций настройки зазоров в парах ползун – направляющая. По мере износа пар эти зазоры требуют корректировки.

3. Ползун следует конструктивно освободить от жесткой связи с поршневой группой, в этом случае Л. Ч. Н. будет выполняться автоматически при весьма умеренных точностях изготовления.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Баландин, С. С.** Бесшатунные двигатели внутреннего сгорания [Текст] / С. С. Баландин. — М.: Машиностроение, 1972 г.
2. **Венцель, С. В.** Смазка и долговечность двигателей внутреннего сгорания [Текст] / С. В. Венцель. — Техніка, 1977 г.

Научные аспекты разработки плана производства семейства МТС

Т. Д. Дзоценидзе,
канд. техн. наук

Современная экономика индустриально развитых стран все в большей степени превращается в инновационную, подразумевающую разработку, освоение производства и использование новых объектов, обеспечивающих преобразования в организационной и экономической сфере хозяйствования. Другими словами, разработка, реализация в производстве и эксплуатация новых средств развития инфраструктуры на частном примере семейства малогабаритных транспортных средству (МТС) с широкими функциональными возможностями для сельского хозяйства способствуют ускорению процесса интеллектуализации экономики и ее технологического развития.

В настоящее время в обществе есть понимание того, что в стране назрела необходимость в пересмотре существующих подходов к развитию инновационной деятельности, адаптации известных, а иной раз и к разработке новых принципов и механизмов комплексного инновационного развития экономики с учетом существующих условий [1—3]. Осознание того, что в экономике возник ряд тенденций, например, растущее значение сложных системных продуктов высокой наукоемкости и увеличение доли наукоемких отраслей в структуре ВВП, создает предпосылки для разработки плана производства семейства МТС.

Известно [4], что согласно международной торговой классификации, в группу ключевых технологий входит производство 16 наукоемких продуктов (в том числе радиоактивные материалы, фармацевтическая продукция, оборудование для автоматизированной обработки информации, полупроводниковые устройства, телекоммуникационное оборудование, аэрокосмическая и медицинская техника и др.). В группу технологий высокого уровня включено производство 41 вида продуктов (в том числе продукция автомобилестроения, электротехнической, химической промышленности и др.), которые рассчитаны на массового потребителя. В отечественной практике важнейшие технологии называют "критическими" и продукцию автомобилестроения раньше в перечень не включали.

Однако поставленные задачи обеспечили развитие промышленных парков ("технопарков"), когда создана производственная площадка с необходимой инфраструктурой (подведены коммуникации, построены производственные корпуса), а фирмы-подрядчики арендуют помещения, ставят оборудование и выпускают качественную и востребованную продукцию. При этом важно обратить внимание на региональное планирование. Например, многие эксперты приветствовали создание "нового автомобильного кластера" около С.-Петербурга. Однако вскоре результаты игнорирования принципов регионального планирования и учет только фактора удобных логистических решений дали о себе знать в виде дефицита рабочей силы, забастовок, которые, со своей стороны, гасились путем повышения оплаты труда.

Результаты анализа создавшейся ситуации позволяют сформулировать следующее решение — помимо промышленных, региональных центров и транспортных узлов (морские порты, пересечение железнодорожных путей и автомобильных дорог федерального значения), определенный интерес представляют города, расположенные на равном удалении от этих центров, с населением до 500 тыс. человек. При этом, как правило, имеются подъездные пути, промышленный потенциал и трудовые ресурсы.

В этом случае необходимо учитывать как потребность в развитии логистики, так и аспекты взаимодействия инвестиций и логистики. Для промышленных предприятий, выбирающих инновационный путь развития, важной является оценка так называемого "нулевого уровня" (исходного состояния) имеющегося инновационного потен-

циала, уровня проблем и постановки приоритетных задач создания инновационной системы производства [5]. В большинстве случаев оценку исходного состояния инновационного потенциала предприятия ведут по следующим параметрам:

— качество человеческого капитала — квалификация работников и доля инженерно-технических работников в общей численности работающих;

— уровень разработок — объем финансирования НИОКР и доля средств, направленных на создание новой продукции;

— промышленный потенциал — наличие производственных мощностей, необходимых для решения инновационных задач;

— качество менеджмента — нацеленность управляющих кадров на поиск и освоение новых рыночных ниш.

Часто по результатам проведенных исследований необходимо организовать следующие мероприятия:

— рост качества человеческого капитала — формирование новой мотивации работников и инновационного климата в коллективе;

— стимулирование НИОКР и повышение уровня разработок, культуры производства, взаимодействие с предприятиями, работающими на передовых рубежах научно-технического прогресса;

— переоснащение производства и накопление инновационного потенциала, диверсификация и снижение степени рыночных рисков;

— осуществление автоматизации и совершенствования производственных и управленческих процессов.

Можно заключить, что речь идет о комплексном решении задач системного характера. Причем реальной проблемой в промышленности остается неявное проявление "сопротивления" нововведениям, выраженное в неустойчивости и обратимости инновационного процесса, периодическом возврате предприятий к "дореформенной" жизни. В этом смысле на передний план выходят взаимоотношения между бизнесом и наукой, или проблема коммерциализации результатов НИОКР [3]. Эту проблему при прочих равных условиях невозможно решить без определения приоритетных задач и создания новой инновационной инфраструктуры.

На этапе рассмотрения инновационных проектов важно достоверно оценить эффективность предлагаемых к реализации наукоемких разработок. При этом необходимо учесть как общественную значимость проекта, так и рыночную эффективность его реализации. На сегодняшний день используется нормативная база [6], которая позволяет не ограничиваться только экономическими параметрами, обратить особое внимание на "общественную" эффективность проекта и в случае получения неудовлетворительных результатов принимать решение или о неэффективности инвестиций в проект, или об отказе в финансировании со стороны государства.

С другой стороны, достоверная оценка эффективности инновационных проектов во многом зависит от качества исходных данных. Например, не секрет, что степень износа основных фондов в АПК является практически критической. Объем инвестиций в основной капитал ограничен общим финансовым состоянием предприятий, и, несмотря на уверенный рост за последние годы, в 2005 г. соответствовал только 40 % уровня 1990 г. [7]. Понятно, что такое состояние дел в промышленности требует одновременного решения задач системного характера.

Хотелось бы остановиться на особенностях, условно собранных в две группы, которые в значительной степени могут повлиять на эффективность инвестиций в проект производства семейства МТС.

Первое. Финансовые инструменты — ограниченное количество оборотных средств; высокая стоимость кредитных ресурсов; уровень инфляции (в том числе, валютной); высокая потребность в привлечении бюджетных средств и особенности бюджетной политики.

Второе. Уровень рисков — сложная структура экономических связей на региональном и межотраслевом уровнях; трудности в земельных и имущественных отношениях; другие риски, систематического или несистематического характера.

Дальнейший анализ методологии оценки эффективности инновационных проектов [8] позволяет заключить, что оценка проекта по производству семейства МТС должна вестись по обобщенным, универсальным показателям, которые нами сгруппированы в следующий перечень:

— фактор времени. В бизнесе жизненно важен темп. Причем этот фактор может существенно повлиять не только на конкурентоспособность продукта и "ожидания" потребителей, но и на ритмичность производственного процесса и стоимость финансовых инструментов;

— фактор выгоды. Учет интересов и целей различных участников проекта, моделирование денежных потоков и ориентация на положительный интегральный эффект позволяют обеспечить корректный выбор варианта проекта с учетом оценки эффективности как отдельных его этапов, так и в

целом для ситуации "с проектом" в сравнении с ситуацией "без проекта". Этот фактор подразумевает системный характер принимаемых решений и позволяет рассматривать проект на протяжении всего жизненного цикла продукта;

— фактор риска. Здесь важно учесть, что оценка рисков начинается на этапе изучения и выявления многообразия существенных экономических и неэкономических последствий реализации проекта. В этом контексте при оценке эффективности проекта не должны учитываться затраты, которые уже осуществлены, но не обеспечивают получения альтернативных доходов и могут быть отнесены к "невозвратным". Предсказуемость инфляционных процессов и определение влияния случайных факторов на показатели эффективности и устойчивости проекта могут сыграть значительную роль.

Реализация такого рода системного подхода для достоверной оценки эффективности инвестиционных решений в нашем случае позволит реализовать проект производства семейства МТС с обеспечением общеэкономического эффекта.

У нас в стране считается, что ключевую роль в развитии инновационной деятельности должна сыграть внутрифирменная наука, интегрированная в реальный сектор экономики. Однако равнение на опыт больших корпораций индустриально развитых стран при том, что отечественная заводская наука незначительна по своим ресурсам (не более 6 % затрат на исследования и разработки), создает стимулы только для решения краткосрочных научно-технических задач в масштабах собственного производства. К этому можно добавить, что большая часть результатов НИОКР не подготовлена к коммерциализации или же из-за решения задач локального характера не может претендовать на сколько-нибудь значительные результаты. Не упрощает ситуацию и то, что сами предприятия часто не готовы к внедрению новых разработок и уровень инновационной активности в промышленности не превышает 10 % по сравнению с 51 % по странам ЕС. При этом доля средств предпринимательского сектора в затратах на науку более чем втрое меньше, чем в индустриально развитых странах.

Применительно к решению проблемы внедрения в производство семейства МТС для коммерциализации результатов НИОКР должна быть выбрана такая стратегия реализации проекта, которая даст возможность обеспечить эффективность инновационных мероприятий.

Обобщение имеющегося опыта [2] позволяет заключить, что для успешной реализации проекта необходимо:

— освоить пустующие ниши специализированной техники (случай с семейством МТС);

— разработать технику, которую трудно копировать или возможно с большими затратами финансовых и трудовых ресурсов (в конструкцию МТС заложены специфические технические решения);

— создавать наукоемкие продукты с высоким экспортным потенциалом (семейство МТС может быть востребовано в странах СНГ и дальнего зарубежья);

— обеспечить защиту технических решений (по техническим решениям семейство МТС защищено двумя десятками патентов на промышленные образцы, изобретения и патенты);

— разместить заказы на специализированных производствах, приспособленных к серийному выпуску комплектующих высокого качества (модульный принцип создания конструкции образцов МТС позволяет организовать производство отдельных модулей или их компонентов по вышеупомянутой схеме);

— участвовать в создании или покупать промышленные активы там, где это оправдано соответствующей компетенцией изготовителя для размещения производства или заказа на узлы и агрегаты (развитие проекта по освоению производства МТС, в дальнейшем, может подразумевать осуществление такого ряда шагов).

Можно заключить, что производство семейства МТС необходимо организовать в виде производственно-логистического комплекса (ПЛК), когда в одной системной целостности объединены разработчики НИОКР; производственные фирмы (предприятия, выпускающие единичные автокомпоненты, узлы, агрегаты, сборочные модули); сборочная площадка, располо-

женная в выбранном по упомянутым выше соображениям месте; причем логистические службы не только играют роль соединительных звеньев между составными элементами комплекса, но и реализуют процесс коммерциализации НИОКР, связав разработчиков с рынком.

Предложенный вывод обоснован еще и тем, что, как известно [9], инвестиции, с одной стороны, выступают необходимым условием существования и функционирования логистической системы. С другой стороны, — в качестве целенаправленного экономического потока — потока материальных, финансовых, информационных, трудовых и других ресурсов, являются объектом управления логистики.

Во втором случае логистизация инвестиционного потенциала представляется в виде интегральной функции, которая объединяет в себе основные цели инвестиций и логистики. Другими словами, связав разработчиков с рынком готовых продуктов, логистизация инвестиций предполагает способность разрабатывать, производить и сбывать товар более эффективно, чем конкуренты. То есть, конкурентное преимущество достигается за счет организации всего цикла операций с товаром: от идей разработки до утилизации списанных объектов. Создание ПЛК требует меньше инвестиций, чем строительство полномасштабного производства; составные части проекта можно реализовать относительно быстро и без чрезмерных требований к качеству и количеству трудовых ресурсов. Следует также отметить, что внутри обозначенной системы легче увеличить номенклатуру выпускаемой продукции в виде моделей и модификаций семейства МТС, вести постоянную модернизацию и совершенствование машин, оперативно менять модельный ряд.

Однако одной из главных задач на уровне логистизации инвестиций становится задача многоуровневого управления качеством внутри ПЛК. Выходная проверка на задействованных в системе предприятиях, у поставщиков и перевозчиков; входной контроль у промежуточных потребителей; вопросы качества конечной продукции в ежедневном режиме и выборочный периодический контроль серийного продукта; контроль качества потоковых операций внутри системы и поведения продукта у потребителя — это перечень только части задач, определяющих минимизацию влияния возможных рисков.

В концепции ПЛК важное место должны занимать вопросы межорганизационной кооперации [10—11]. Для обеспечения бесперебойной работы всей системы необходимо создать единые информационные каналы, позволяющие своевременно информировать участников комплекса об актуальных изменениях в параметрах протекающих производственных и других процессов. Организация ПЛК позволит гибко реагировать на изменения рыночной конъюнктуры за счет построения новых организационных и функциональных схем взаимодействия предприятий. Здесь подразумеваются, в том числе те предприятия, которые непосредственно связаны с потребителем семейства МТС — структурами АПК и частными лицами — индивидуальными покупателями.

Исходя из экономического смысла логистизации инвестиций, важным звеном ПЛК должна стать та часть логистической системы агроснабжения, которая обеспечивала управление и регулирование товарных, транспортных, финансовых и информационных потоков еще в недалеком прошлом, но со временем пришла в упадок [12]. Предприятия сельхозмашиностроения, сельхозтоваропроизводители, снабженческие и сервисные организации разобщены, действуют обособленно и не всегда можно рассчитывать на достижение важной системной цели — обеспечения технического перевооружения АПК в приемлемые сроки и с минимально возможными издержками. В повестке дня стоит задача построения макрологистической системы ресурсного обеспечения АПК, но рассмотрение данной задачи выходит за пределы нашего исследования. Применительно к нашей теме следует отметить, что охват ПЛК данной проблемы требует серьезных усилий системного характера.

На основе результатов исследований были сформулированы задачи, определяющие конфигурацию и план основных и вспомогательных производств ПЛК:

— создание инфраструктуры производства в виде территориально-промышленного комплекса (кластера) как важного фактора регионального развития;

— обеспечение мультипликативного экономического эффекта в различных отраслях промышленности путем создания нового нишевого продукта;

— придание импульса социальной сфере путем создания рабочих мест, обеспечения мобильности населения, снижения алкогольной зависимости и роста производительности труда в сельском хозяйстве;

— обеспечение синергетического эффекта усилий государственно-частного партнерства.

В результате проведения мероприятий по реализации предложенного плана производства семейства МТС в 2008 году на одном из машиностроительных предприятий г. Старая Русса Новгородской области должна быть изготовлена установочная серия базовых моделей семейства. Ведется подготовка серийного производства.

Проблема развития рынка техники и обновления машинно-тракторного парка (МТП) не первый год стоит в повестке дня [13—15]. В 90-х годах прошлого века нарушение нормальных взаимоотношений между сельскохозяйственными товаропроизводителями и промышленными предприятиями объективно привело к негативным последствиям в производстве и потреблении технических средств, используемых в сельском хозяйстве — резко упали платежеспособный спрос на технику, а следовательно, ее производство и поставка. В отличии от правительств других стран, которые напрямую стимулируют покупку новой техники, в России государство применяет в основном лизинг и субсидирование кредитов, предоставляемых сельхозпроизводителям для закупки новых отечественных машин и оборудования. Рассматриваются и обсуждаются другие меры, но в рамках проводимых исследований хотелось бы уделить особое внимание эффективности логистических методов и процессу предоставления субсидий для приобретения техники в лизинг.

При разработке концепции ПЛК был предложен принцип распространения механизма логистизации инвестиций на процесс реализации товарных образцов транспортных средств. Такой подход подразумевает создание инфраструктуры сервиса (например, дилерской сети) — по техническому обслуживанию и продаже запасных частей, а также поставке расходных материалов и других ресурсов. В настоящее время логистические издержки значительны и способствуют повышению конечной цены на технику и ресурсы. Поэтому сокращения издержек в экономических взаимоотношениях хозяйствующих субъектов можно добиться путем восстановления (или создания) местного (районного) уровня инфраструктуры, приблизив потребителя к рынку техники. Несмотря на то, что в зависимости от финансового состояния того или другого сельскохозяйственного товаропроизводителя стимулирование обновления парка машин и механизмов может осуществляться с помощью различных экономических инструментов, ясно, что для КФХ и ЛПХ основным подходом при покупке семейства МТС могут являться лизинг и прямое субсидирование. По мере развития банковских услуг в сельской местности можно наладить продажу транспортных средств в кредит при приемлемой процентной ставке.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Цветков, В. А.** Технологическое развитие как важнейший фактор конкурентоспособности национальной экономики [Текст] / В. А. Цветков, Е. В. Моргунов // Промышленная политика в Российской Федерации. — 2008. — № 2. — С. 22—35.
2. **Рубан, О.** Приручить дракона [Текст] / О. Рубан // Эксперт. — 2008. — № 13. — С. 78—84.
3. **Стенограмма** пленарного заседания "Стратегия 2020: роль бизнеса, роль власти" на IV ежегодном конгрессе национального бизнеса "Пора предпринимать"/Выступление М. Д. Прохорова. — М., 2...3 июля 2008 г. Источник [Электронный ресурс] — http://deloros.ru/forum2008/plenar.doc С. 12—15.
4. **Фоломьев, А.** Высокотехнологичный комплекс в экономике России [Текст] / А. Фоломьев // Экономист. — 2004. — № 5. — С. 42—49.
5. **Сухарев, С. О.** Инновационная система производства — развитие интеллектуального потенциала [Текст] / С. О. Сухарев, О. С. Сухарев // Промышленная политика в Российской Федерации. — 2008. — № 2. — С. 42—51.
6. **Методические** рекомендации по оценке инвестиционных проектов. Вторая редакция. Официальное издание. — М.: Экономика, 2000.
7. **Виленский, П.** О методологии оценки эффективности реальных инвестиционных проектов [Текст] / П. Виленский, В. Лившиц, С. Смоляк, А. Шахназаров // Российский экономический журнал. — 2006. — № 9—10. — С. 63—73.
8. **Виленский, П. Л.** Оценка эффективности инвестиционных проектов: теория и практика [Текст] / П. Л. Виленский, В. Н. Лившиц, С. А. Смоляк. Изд. 3-е. — М.: Дело, 2004.
9. **Позняк, О.** Эволюция взаимодействия инвестиций и логистики [Текст] / О. Позняк // Прикладная логистика. — 2007. — № 9. — С. 14—16.
10. **Бережной, В. И.** Логистические потоки и их математическое описание [Текст] / В. И. Бережной, Е. В. Бережная, Т. А. Порохня // Прикладная логистика. — 2007. — № 12. — С. 2—4.
11. **Иванов, Д.** Проблемы интегрированного управления производственно-логистическими процессами на уровне межорганизационной кооперации и пути их решения [Текст] / Д. Иванов, А. Некрасов // Прикладная логистика. — 2008. — № 1. — С. 5—11.
12. **Калашников, С. А.** Логистическая система обеспечения сельского хозяйства товарами производственно-технического назначения [Текст] / С. А. Калашников, Н. А. Мишакова // Техника и оборудование для села. — 2005. — № 4. — С. 40—42; 2005. — № 5. — С. 32—34; 2005. — № 6. — С. 30—32.
13. **Программа** поэтапного обновления машинно-тракторного парка Ростовской области до 2010 года / Минсельхоз России, ГНУ "ВНИИПТИМЭСХ" // Техника и оборудование для села. 2005. № 7. С. 7—10; 2005. № 8. С. 13—16; 2005. № 9. С. 5—7.
14. **Альферьев, В. П.** Развитие рынка техники в сельском хозяйстве [Текст] / В. П. Альферьев, А. В. Федотов // Техника и оборудование для села. — 2006. — № 5. — С. 8—11; 2006. — № 6. — С. 11—13; 2006. — № 7. — С. 7—10.
15. **Черноиванов, В. И.** Стимулирование обновления машинно-тракторного парка [Текст] / В. И. Черноиванов, С. А. Горячев // Техника и оборудование для села. — 2006. — № 11. — С. 6—8.

И. В. Ходес,
д-р техн. наук.,
М. В. Бондаренко,
П. Г. Егоров

Обоснование методики компьютерной поддержки активной безопасности АТС

Наблюдаемое увеличение скоростей движения АТС ужесточает требования к их активной безопасности. При этом первостепенную значимость приобретают управляемость и ее предельное состояние — устойчивость. Выполненные в Волгоградском государственном техническом университете (ВолгГТУ) исследования по управляемости колесной машины позволяют прогнозировать устойчивость движения с учетом всего комплекса массогеометрических параметров АТС, упругодемпфирующих свойств подвески, шин, внешних условий движения и управляющих воздействий водителя, а на основе бортовой компьютерной системы заблаговременно сообщать водителю об опасности воспроизводимого режима движения.

Ниже дано обоснование методики оценки критической скорости устойчивого движения АТС с учетом комплекса учитываемых параметров (рис. 1) и условий движения. Движение осуществляется при периодическом переменном радиусе $R = L/(\theta_0 \sin 2\pi t/T_0)$, где $L = a + b$ — продольная база АТС, θ_0, T_0, t — соответственно амплитуда, период, текущее время изменения радиуса; на подъем α, с ускорением $\dot{V}$, скоростью V; коэффициент сцепления с дорогой φ и поперечный наклон β полотна дороги.

Определяется критическая скорость $V_{кр}$ условию сцепления (заноса) передней или задней оси и опрокидыванию АТС набок в такой последовательности.

1. Находятся вертикальные реакции на оси R_{z1} и R_{z2}:

$$\left.\begin{aligned} R_{z1} &= \lambda_1 mg\cos\alpha + \Delta R_{пр}; \\ R_{z2} &= \lambda_2 mg\cos\alpha - \Delta R_{пр}, \end{aligned}\right\} \quad (1)$$

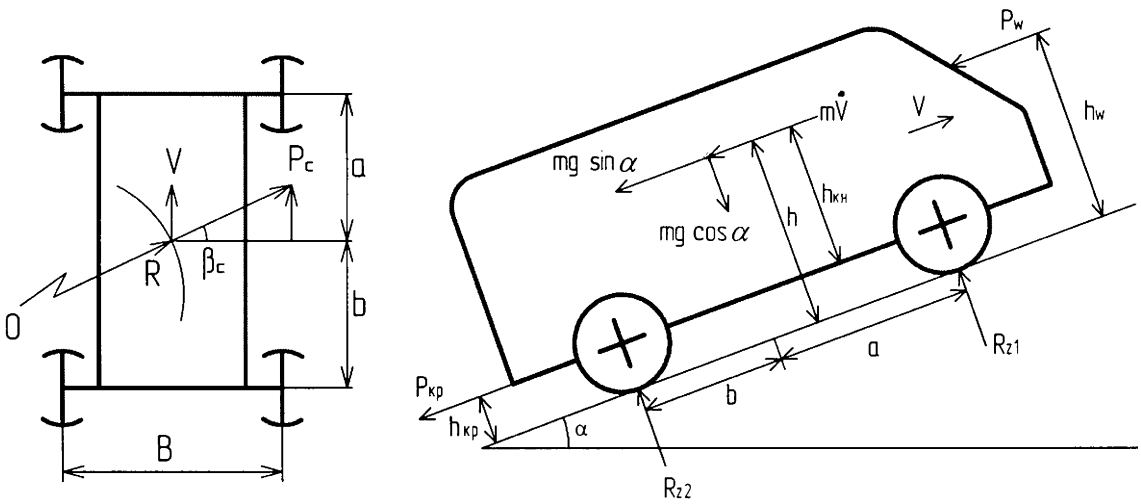


Рис. 1. Схема сил по условию движения АТС:

h, a, b — координаты центра массы; $h_{кн}$, $h_{кр}$, h_w — высоты оси крена, шарнира связи с прицепом и центра давления воздушного потока; m — масса; $mg\sin\alpha$, $mg\cos\alpha$, $m\dot{V}$, P_w, $P_{кр}$, P_c — составляющие веса, инерционное усилие, равнодействующая сила от лобового сопротивления вечного воздушного потока, нагрузка на крюке от прицепа, центробежная сила; R_{z1}, R_{z2} — нормальные реакции дороги на переднюю и заднюю оси, R — радиус поворота относительно центра O, β_c — угол между направлением радиуса и нормалью к продольной оси

где $\lambda_1 = b/(a+b)$, $\lambda_2 = a/(a+b)$ — коэффициенты статического распределения нормальных реакций;

$$\Delta R_{пр} = \pm m\dot{V}h/L + P_{кр}h_{кр}/L + \\ + P_w h_w/L \pm mgh\sin\alpha/L + \\ + P_c b\sin\beta_c/L \qquad (2)$$

— величина перераспределения реакций с учетом условий движения. При спуске и торможении ставятся знаки "+", соответственно при подъеме и разгоне — "–".

2. Определяется податливость АТС к шинному и креновому довороту (дополнительному углу поворота за счет бокового увода шин передней и задней осей и деформации подвески на этих осях). Податливость оценивается отношением результирующего доворота, возникающего от некоторой задаваемой тестовой поперечной силы $P_т \approx 0{,}3mg$, приложенной в центре подрессоренной массы на высоте оси крена $h_{кн}$, к величине тестовой силы, т. е. $D_\Sigma = D_ш + D_п = \theta_\Sigma(P_т)/P_т$ с учетом конкретной схемы подвески передней и задней осей и расположения подрессоренной массы относительно высоты оси крена (где $D_ш$ и $D_п$ — податливости от шинного и кренового доворотов).

2.1. Находится угол поворота за счет увода обоих мостов для тестовой силы с учетом перераспределения сил в продольной плоскости

$$\theta_{ш1} = -P_т\frac{\lambda^I}{K_{01}};\ \theta_{ш2} = -P_т\frac{\lambda^{II}}{K_{02}}, \qquad (3)$$

где

$$\lambda^I = R_{z1}/(mg\cos\alpha) \\ \text{и } \lambda^{II} = R_{z2}/(mg\cos\alpha). \qquad (4)$$

Коэффициенты сопротивления уводу K_{01} и K_{02} находятся с учетом нормальных реакций R_{z1}, R_{z2} при тестовом нагружении, когда инерционные силы разгона соответственно передне- и заднеприводного АТС $F_{K1} = 0$, $F_{K2} = 0$ (т. е. $\dot{V} = 0$); $P_w = 0$; $\alpha = 0$; $P_с = 0$ и $P_{кр} = 0$:

$$\left.\begin{aligned} K_{01} &= \left(2 - \frac{\Delta R_z}{mg}\right) Kq_{R1}q_\varphi q_{F1}; \\ K_{02} &= \left(2 - \frac{\Delta R_z}{mg}\right) Kq_{R2}q_\varphi q_{F2}, \end{aligned}\right\} \qquad (5)$$

где q_{R1}, q_{R2}, q_φ, q_{F1}, q_{F2} — уточняющие коэффициенты, предложенные Д. А. Антоновым [1];

$$\Delta R_z = P_т h/B;$$

$$q_{R1,R2} = 1 - \left(0,6\left(\frac{\Delta R_z}{R_z}\right)^2 \sin\Delta R_z\right) + \\ + 0{,}4\left(\frac{\Delta R_z}{R_z}\right)^3 + 0{,}16\frac{\Delta R_z}{R_z}; \qquad (6)$$

$$q_\varphi = \frac{1{,}15}{1 + 2/(30\varphi)};\ q_{F1} = \frac{\sqrt{1 - 0{,}5\varphi\dot{V}_1/(2g)}}{1 + 0{,}375\varphi\dot{V}_1/(2g)};$$

$$q_{F2} = \frac{\sqrt{1 - 0{,}5\varphi\dot{V}_2/(2g)}}{1 + 0{,}375\varphi\dot{V}_2/(2g)}.$$

Эквивалентный из-за увода шин угол доворота

$$\theta_ш = -\theta_{ш1} - (-\theta_{ш2}) = \theta_{ш2} - \theta_{ш1}, \qquad (7)$$

а коэффициент податливости к довороту из-за увода шин с учетом (3)

$$D_ш = \frac{\theta_ш}{P_т} = \frac{\lambda^{II}}{K_{02}} - \frac{\lambda^I}{K_{01}}. \qquad (8)$$

2.2. Коэффициент доворота машины $D_п$ от влияния подвески находится следующим образом.

Если в точке центра массы действует та же поперечная тестовая сила $P_т$ (принимаем $P_т \approx 0{,}3mg$ на высоте оси крена $h_{кн}$ при высоте для передней и задней подвесок h_1 и h_2), получим

$$h_{кн} = \frac{ah_2 + bh_1}{a + b}. \qquad (9)$$

Поперечный тестовый момент, вызывающий деформацию подвески

$$M_\beta = P_т h_{кн} = 0{,}3mg\frac{ah_2 + bh_1}{a + b|}, \qquad (10)$$

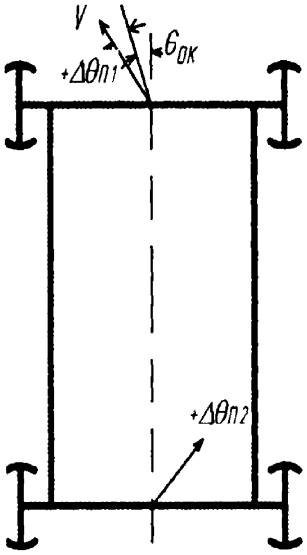


Рис. 2. Схема для определения знака углов доворота передней и задней осей

а изменение деформации подвески

$$\Delta h_п = M_\beta / C_\beta, \qquad (11)$$

где $C_\beta = C_{ст} + (C_{п1} B_1^2 + C_{п2} B_2^2)/4$ и $C_{п1}$, $C_{п2}$, B_1, B_2 — линейные жесткости передней и задней подвесок, колея их колес, $C_{ст}$ — жесткость стабилизаторов, приведенная к колесам.

Определяются углы доворотов осей передней и задней подвесок (рис. 2). Знак "+" ставится, если доворот передней оси осуществляется в ту же сторону, что и задаваемый водителем поворот управляемых колес θ_0, и для задней оси, если имеется доворот в сторону увеличения кривизны поворота.

Углы доворота $\Delta\theta_п$ определяются с учетом конкретной схемы подвески и влияния:

а) смещения координат по высоте $h_п$ шарниров рулевых тяг на поворотной цапфе и рулевом механизме;

б) изменения развала плоскости колеса с проявлением собственно развала и дополнительного смещения координат шарниров тяг;

в) деформации сайлент-блоков подвески от поперечной силы $P_т$ с изменением координат шарниров рулевых тяг (см. п. а) и развала (см. п. б).

Суммарный угол доворота передней оси $\Delta\theta_{01} = \Sigma\Delta\theta_{п1}$, задней $\Delta\theta_{02}$, суммарный для АТС $\Delta\theta_п = \Delta\theta_{01} + \Delta\theta_{02}$ и искомый коэффициент доворота от действия подвески $D_п = \Delta\theta_п / P_т$, а суммарный угол для АТС

$$D_\Sigma = D_п + D_ш. \qquad (12)$$

3. Определяется центробежная сила при задаваемом отклонении управляемых колес на угол θ_0. На основе методики [2]

$$P_с = \frac{F\theta_0}{1 - FD_\Sigma}, \qquad (13)$$

где $F = mV^2/L$ — постоянная величина.

Линеаризуя зависимость $\Delta\theta = D_\Sigma P_с$ в зоне наиболее вероятных проявлений амплитуды центробежной силы $P_с = (0{,}1 \div 0{,}5)P_т$, получаем эквивалентный угол доворота $\Delta\theta$ АТС. Более строгое определение коэффициента доворота можно получить, выражая его в виде функции $\Delta\theta(P_т)$ с последующим нахождением производной $\frac{d\Delta\theta}{dP_т} = D_\Sigma(P_т)$. Это позволит иметь фиксированную величину коэффициента доворота АТС для конкретной поперечной силы $P_с$, т. е. $D_\Sigma(P_т = P_с)$.

4. Записывается условие устойчивости по заносу передней и задней осей

$$\left.\begin{aligned} \varphi R_{Z1} &> \sqrt{\left(\lambda^I\right)^2 U^2 P_с^2 + F_{K1}^2}; \\ \varphi R_{Z2} &> \sqrt{\left(\lambda^{II}\right)^2 U^2 P_с^2 + F_{K1}^2}, \end{aligned}\right\} \qquad (14)$$

где $U \approx 1{,}2$ — коэффициент динамичности из-за поперечных линейных колебаний; $F_K \approx m\dot{V}$ — инерционная сила разгона полноприводной машины или торможения; $F_{K1} = \lambda^I m\dot{V}$ и $F_{K2} = \lambda^{II} m\dot{V}$ — то же для разгона соответственно передне- и заднеприводной.

Используя выражение (13), освобождаются от иррациональности в выражении (14) и получают

$$\varphi^2 R_{Z1}^2 > U^2 P_с^2 (\lambda^I)^2 + F_{K1}^2;$$

$$\varphi R_{Z2}^2 > U^2 P_с^2 (\lambda^{II})^2 + F_{K2}^2. \qquad (15)$$

Подставляя в выражение (15) соответствующие значения R_{Z1}, R_{Z2}, $P_{са}$, F_{K1}, F_{K2} и обозначая $\Phi_1 =$

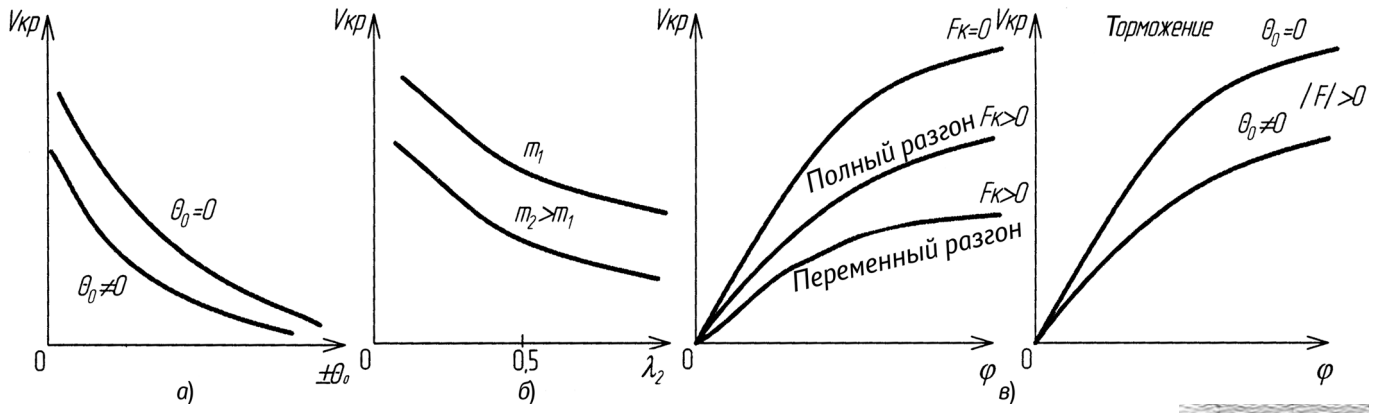


Рис. 3. Критическая скорость в зависимости от параметров:

а — амплитуды поворота рулевого колеса θ_0; б — коэффициента распределения массы по продольной базе $\lambda_2 = a/L$; в — коэффициента φ сцепления соответственно при разгоне $\dot{V} > 0$, при торможении $\dot{V} < 0$

$= (\varphi^2 R_{Z1}^2 - F_{K1}^2)/(\lambda_1^2 U^2)$, $\Phi_2 = (\varphi^2 R_{Z2}^2 - F_{K2}^2)/(\lambda_2^2 U^2)$, получают

$$V_{\text{кр}1}^2 = \frac{-\Phi_1 D_\Sigma + \theta_0\sqrt{\Phi_1}}{\theta_0^2 - D_\Sigma^2 \Phi_1}\,\frac{L}{m};$$

$$V_{\text{кр}2}^2 = \frac{-\Phi_2 D_\Sigma + \theta_0\sqrt{\Phi_2}}{\theta_0^2 - D_\Sigma^2 \Phi_2}\,\frac{L}{m}. \qquad (16)$$

Анализируются некоторые условия движения.

1) Если $D_\Sigma = 0$, $F_{\text{к}1} = 0$, $F_{\text{к}2} = 0$ — свободное качение, то $V_{\text{кр}1}^2 = \dfrac{\varphi R_{z1} L}{\theta_0 \lambda_2 U m}$, $V_{\text{кр}2}^2 = \dfrac{\varphi R_{z2} L}{\theta_0 \lambda_2 U m}$.

2) Если $D_\Sigma = 0$ и $F_{\text{к}1} \neq 0$, $F_{\text{к}2} \neq 0$, то получим $V_{\text{кр}1}^2 \leqslant \dfrac{L\sqrt{\varphi^2 R_{z1}^2 - F_{\text{к}1}^2}}{\theta_0 \lambda_1 U m}$ и $V_{\text{кр}2}^2 \leqslant \dfrac{L\sqrt{\varphi^2 R_{z2}^2 - F_{\text{к}2}^2}}{\theta_0 \lambda_2 U m}$. Здесь соответственно $V_{\text{кр}1} < V_{\text{кр}2}$.

Из этого следует, что допустимое предельное торможение—разгон возможно при условии $\varphi^2 R_{z1}^2 - F_{\text{к}1}^2 > 0$ и $\varphi^2 R_{z2}^2 - F_{\text{к}2}^2 > 0$. Отсюда $\dot{V}_{\text{кр}1} = \varphi\lambda^I g$ и $\dot{V}_{\text{кр}2} = \varphi\lambda^{II} g$. Очевидно, при $\lambda_1 < 0{,}5$ и $\lambda_2 < 0{,}5$ допустимое ускорение окажется меньшим в режиме разгона АТС при переднем приводе с предельной массой.

При ограничении условия устойчивости по боковому опрокидыванию, наиболее характерного, например, для двухъярусных автобусов, критическая скорость

$$V_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{Lg(B/(2h) - \sin\beta)}{\theta_0 U + mgD_\Sigma B/(2h) - \sin\beta}}. \qquad (17)$$

Некоторые результаты анализа критической скорости в зависимости от угла поворота управляемых колес θ_0, расположения центра массы λ, h, коэффициента сцепления φ, касательной силы тяги при разгоне—торможении для АТС с колесной формулой 4 × 4, 2 × 4, 4 × 2 представлены на рис. 3. Главным достоинством обоснованного алгоритма является возможность комплексной оценки устойчивости АТС с учетом ее массогеометрических и упругодемпфирующих характеристик, погодных условий, дорожного профиля, режима управления по интенсивности разгона—торможения, поворота рулевого колеса.

Представленная методика является основой алгоритма для бортовой компьютерной системы АТС, способной заблаговременно предупреждать водителя об опасности воспроизводимого режима движения по сближению действительной скорости с критической и давать общую оценку качества вождения. Это, безусловно, повысит активную безопасность движения особенно на междугородных трассах, где аварийные последствия оказываются наиболее тяжелыми.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Антонов, Д. А.** Теория устойчивости движения многоосных автомобилей [Текст] / Д. А. Антонов. — М.: Машиностроение, 1978. — 215 с.
2. **Ходес, И. В.** Центробежная сила [Текст] / И. В. Ходес, М. В. Бондаренко // Тракторы и сельхозмашины. — № 4. — 2007.

Б. М. Солоницын

Влияние технологической оснастки на качество обработки зубчатых колес

На качество обработки зубчатых колес значительное влияние оказывают инструмент для черновой и чистовой обработки и применяемые приспособления.

Для отработки геометрии профиля червячных фрез и диаграмм шеверов для 14 наименований шестерен спроектирована зуборезной лабораторией и изготовлена (в мастерской технологического управления (ТУ)) технологическая оснастка. Было спроектировано и изготовлено 14 приспособлений для зубофрезерования шестерен, 12 оправок для зубошевингования и 12 оправок для контроля зубчатых колес.

Для получения более высокого качества обработки зубчатых колес коробки передач индивидуально для каждого зубчатого колеса проектировались и отрабатывались червячные фрезы и шеверы.

В большинстве случаев изготовленный по расчетным параметрам зуборезный инструмент не обеспечивает требуемого качества. Характерными недостатками червячных фрез являются недостаточная подрезка ножки зуба нарезаемого колеса и отсутствие фаски на головке зуба. Шеверы с чистоэвольвентным профилем не всегда обеспечивают требуемый профиль зуба, а также форму и расположение пятна контакта. Имеют место случаи повышенного колебания измерительного межцентрового расстояния (ИМР) на одном зубе. Внедрение эффективного зуборезного инструмента в производство вызывает необходимость обработки инструмента с целью проверки и уточнения отдельных геометрических параметров червячных фрез и диаграмм шеверов.

Таблица 1

№ по пор.	Наружный диаметр зубчатого венца (номинальное значение $119{,}8_{-0{,}22}$), мм	Радиальное биение наружного диаметра зубчатого венца, мм
1	119,65	0,02
2	119,59	0,02
3	119,51	0,03
4	119,68	0,02
5	119,53	0,02

В процессе отработки геометрии инструмента каждое зубчатое колесо фрезеровалось и шевинговалось вновь спроектированным и изготовленным инструментом. После зубонарезания и шевингования измерялись следующие параметры зубчатых колес: колебание ИМР на одном зубе и за один оборот; погрешность профиля и направление зуба; калибр зуба; расположение пятна контакта и уровень шума.

Для отработки геометрии зуборезного инструмента заготовки поступили в зуборезную лабораторию со Смоленского автоагрегатного завода (САЗа).

Контрольно-обкатной станок фирмы "Демм" позволяет производить контроль зубчатых колес типа валов длиной, не превышающей 250 мм. Поэтому заготовки первичного и промежуточного валов коробки передач для контроля формы расположения пятна контакта и уровня шума были изготовлены укороченной длины.

Заготовка выполнялась с посадочным диаметром $72{,}5^{+0{,}03}$ мм под пробку, которая запрессовывалась в вал, после чего заготовка подвергалась механической обработке и контролировалась по биению зубчатого венца.

Таблица 2

№	Фрезерование			Шевингование		
	Размер по ИМР, мм	F_i'', мм	f_i'', мм	Размер по ИМР, мм	F_i'', мм	f_i'', мм
1	–0,10—0,15	0,04	0,01—0,02	+0,07—+0,11	0,04	0,005
2	–0,10—0,15	0,05	0,01—0,02	+0,15—+0,10	0,04	0,01
3	–0,11—0,15	0,05	0,01—0,02	+0,13—+0,16	0,03	0,005

Примечание. F_i'' — колебание значений ИМР за один оборот зубчатого колеса; f_i'' — колебание значений ИМР на одном зубе.

Заготовки нумеровались и сортировались по группам. В табл. 1 представлены параметры заготовок партии А.

Отработка геометрии зуборезного инструмента выполнялась в соответствии с методикой проведения исследований по отработке геометрии такого инструмента.

В процессе отработки геометрии режущего инструмента каждое зубчатое колесо нарезалось и контролировалось по следующим элементам: погрешность профиля зуба f_{fr}; погрешность направления зуба $F_{\beta r}$; калибр зуба.

Зубофрезерование зубчатых колес выполнялось цельными червячными фрезами на режиме: $V = 48{,}4$ м/мин; $n = 140$ мин$^{-1}$; s = 0,9 мм/об.

После зубофрезерования припуск под шевингование контролировался по длине общей нормали. При этом отмечено отсутствие фасок по длине зуба. После перешлифовки профиля червячных фрез фаска по длине зуба соответствовала заданным параметрам.

Шевингование зубчатых колес выполнялось методом параллельного шевингования дисковыми шеверами. В результате анализа результатов измерений зубчатых колес было принято, что необходимым шевером должен быть чистоэвольвентный.

После трех перешлифовок шевера было обеспечено требуемое качество зацепления по пятну контакта, уровню шума и другим параметрам.

Измерение фрезерованных и шевинговальных зубчатых колес выполнялось по следующим элементам: колебание ИМР за оборот и на одном зубе на контрольном приспособлении. Пример полученных результатов измерения колебания ИМР за один оборот и на одном зубе зубчатых колес после зубофрезерования и шевингования приведен в табл. 2.

Зубофрезерование заготовок выполнялось с припуском 0,15 мм по калибру зуба под шевингование. После зубошевингования чистоэвольвентными шеверами форма и расположение пятна контакта в паре не соответствовали требованиям ТУ, предъявляемых к зубчатому зацеплению этой пары.

Поэтому была произведена коррекция шевера.

После зубошевингования чистоэвольвентным шевером расположение пятна контакта в паре соответствовало требованиям ТУ, предъявляемым к зубчатому зацеплению этой пары. Измерение зубчатых колес выполнялось по следующим элементам: колебание ИМР за один оборот и на одном зубе на контрольном приспособлении (см. табл. 2).

В результате полученных данных исходя из обеспечения наилучшего качества зацепления, были отработаны диаграммы шеверов для получения требуемой точности зубчатого зацепления. Созданы диаграммы шеверов с чистоэвольвентным и корригированным профилем, которые обеспечивают требуемое качество зацепления по пятну контакта, уровню шума и точности профиля.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Клепиков, В. В.** Комплексный подход к теоретическим и экспериментальным методам обработки зубчатых колес [Текст] / В. В. Клепиков. — Поиск, 2001. — 578 с.
2. **Базров, Б. М.** Модульная технология в машиностроении [Текст] / Б. М. Базров. — М.: Машиностроение, 2001. — 368 с.

М. И. Ефимов,
канд. техн. наук

Автоматический контроль геометрических параметров детали

Рассматриваются методы контроля геометрических параметров детали и единая функциональная схема автоматического контроля параметров детали.

Контрольные операции являются ответственными этапами любого технологического процесса. Контроль может быть различным. Однако его основное назначение состоит в непрерывной или периодической корректировке (регулировке) технологического процесса, т. е. в устранении возникающих отклонений его отдельных характеристик или параметров от установленной нормы.

Быстрое развитие машиностроительной промышленности и растущие требования, предъявляемые к точности, качеству и геометрической форме сопрягаемых деталей, создают предпосылки более широкого внедрения в производство автоматического контроля деталей.

В машиностроении применяют два метода контроля деталей:

— технологический — активный;

— послеоперационный — пассивный.

В зависимости от назначения средства активного контроля разделяют на четыре группы:

1) устройства, контролирующие детали непосредственно в процессе их обработки на станке; 2) подналадчики; 3) блокировочные устройства;

4) устройства, контролирующие детали перед обработкой на станке.

К устройствам, контролирующим детали непосредственно в процессе их обработки на станке, относятся приборы, контролирующие размеры деталей, положение режущей кромки инструмента непосредственно в процессе обработки детали и через цепь обратной связи подающие команду на прекращение обработки при достижении заданных размеров детали.

Подналадчики — это измерительные приборы, которые через цепь обратной связи производят подналадку станка или измерительного устройства, управляющего работой станка, когда контролируемый размер детали выходит за допустимые пределы. Подналадчики не определяют действительные размеры обрабатываемых деталей, но контролируют и поддерживают размеры обрабатываемых деталей в пределах заданного допуска на обработку.

Блокировочные устройства контролируют детали непосредственно после обработки на станке. Если размеры деталей выходят за заданные пределы, то блокировочное устройство подает команду на прекращение обработки деталей на станке. Блокировка — это простейшая форма активного контроля, которая может производиться и в процессе обработки деталей (например остановка станка при превышении допустимых значений сил и мощности резания). Защитно-блокировочные устройства применяют на шлифовальных, токарных, сверлильных станках и автоматических линиях.

Средства, контролирующие заготовки перед их обработкой, проверяют предельные габаритные размеры и не пропускают на станок заготовки, выходящие за допустимые размеры.

По степени автоматизации измерительные устройства для послеоперационного контроля разделяют на три группы:

1) измерительное устройство с измерительным сигналом;

2) полуавтоматические измерительные устройства;

3) автоматические измерительные устройства.

При контроле деталей *измерительным* устройством с *измерительным сигналом* (световым или звуковым) последний подается, когда

контролируемый размер детали находится в пределах допуска. Контрольный полуавтомат контролирует детали автоматически, однако установка детали на позицию полуавтомата и съем ее производятся оператором вручную. При автоматическом контроле деталей на контрольном автомате установка, контроль и снятие детали автоматизированы действиями измерительного устройства.

Измерительные устройства для послеоперационного автоматического контроля разбраковывают или сортируют обработанные детали по группам и размерам.

По используемому методу измерения средства автоматического контроля разделяют на следующие: измеряющие отклонения размеров от заданных (относительный метод) и непосредственно измеряющие размер заготовки (абсолютный метод).

По типу измерительных приборов, используемых в средствах автоматического контроля, их разделяют на механические, электроконтактные, пневматические и индуктивные.

Электроконтактные преобразователи (датчики) широко применяются в контрольно-сортировочных автоматах и полуавтоматах. К достоинствам их можно отнести: невысокую стоимость, простую конструкцию и схему включения, удобство в наладке и обслуживании.

Время срабатывания их очень незначительно. Они пригодны для измерения деталей с допусками более 10 мкм. Производительность контроля измерений высокая. Наименьший допуск группы сортировки 2,5 мкм. К числу недостатков электроконтактных преобразователей следует отнести сравнительно большие габаритные размеры, что затрудняет их использование в многомерных приспособлениях; необходимость периодической зачистки контактов ввиду их подгорания (окисления); чувствительность к вибрации и ударам, а также неполную герметичность, что существенно влияет на колебания силы тока и напряжения в цепи (вследствие чего требуется их тщательная стабилизация).

В последние годы схемы включения индуктивных преобразователей усовершенствованы и широко применяются в средствах автоматического контроля.

Пневматические измерительные системы широко распространены в нашей стране и за рубежом. Это объясняется рядом их достоинств: высокой точностью при простой схеме конструкции и удобством обслуживания, достаточно высокой стабильностью, незначительной погрешностью измерений, дистанционностъю измерений, нечувствительностью к вибрации. Указанные достоинства позволяют применять их для контроля в процессе обработки детали. Пневматические измерительные устройства легко автоматизируются. К числу факторов, ограничивающих возможности использования пневматического метода измерений, следует отнести прежде всего необходимость наличия особого источника энергии, специальных устройств для стабилизации давления и тщательной очистки потребляемого сжатого воздуха, так как нарушение этих условий ведет к значительному росту погрешностей.

За последние годы появились *комбинированные системы*, например пневмоиндуктивные, электроконтактно-индуктивные, пневмоэлектронные и другие, в которых сочетаются различные физические принципы преобразования измерительных сигналов. Эти системы наиболее перспективны, так как сочетают в себе достоинства каждого из составляющих элементов.

Средства активного контроля выполняют совокупность операций, необходимых для сравнения действительного размера обрабатываемой детали с заданным размером. Они в зависимости от результатов этого сравнения управляют технологическим процессом. Независимо от технологического оборудования автоматический контроль геометрических параметров детали в общем виде предлагается строить по единой типовой функциональной схеме (см. рисунок), состоящей из определенных узлов, предназначенных для выполнения поставленных задач.

Датчики и нормализаторы сигналов 1 до стандартного уровня воспринимают изменения контролируемого размера и преобразуют их для дальнейшей обработки резуль-

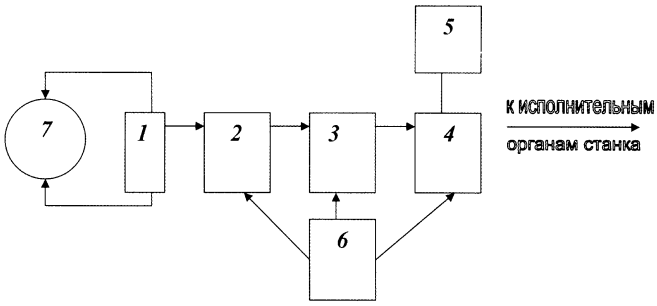


Схема автоматического контроля геометрических параметров детали

татов измерений. Измерительное устройство 2 контролирует изменение размера детали 7. Автоматическое управление процессом обработки детали на станке осуществляется с помощью дискретных сигналов-команд, выдаваемых средством контроля, когда размер обрабатываемой поверхности детали достигнет заданного значения.

При этом устройство —преобразователь 3 преобразует измерительный аналоговый сигнал в дискретный электрический сигнал.

Команды преобразователя 3 на станках выполняют путем коммутации мощных электрических цепей станка, приводящих в действие его исполнительные органы, поэтому электрический сигнал — команду преобразователя 3 усиливают. Коммутацию внешних выходных электрических цепей осуществляют с помощью электромагнитных реле. Все это вместе образует блок усилителя 4 командных сигналов. Для информации об исполнении команды служит блок сигнализации 5.

Автоматический контроль геометрических параметров детали должен иметь источник питания, а в некоторых случаях два источника питания (пневматические приборы). Для поддержания заданных параметров применяют специальные блоки питания 6, преобразующие поступающую из сети электроэнергию в такой вид энергии, которая необходима для работы данного измерительного устройства.

Предложенная единая функциональная схема построения средств автоматического контроля геометрических параметров детали, решающая совокупность поставленных задач, является весьма полной и типовой. Однако в некоторых случаях (например в мелкосерийном производстве, когда технологическое оборудование не приспособлено для восприятия команд и их реализации) средства контроля упрощают путем исключения отдельных узлов. Построение средств активного контроля из отдельных самостоятельных узлов экономически выгодно и удобно.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Ефимов, М. И.** Система автоматического контроля наличия или поломки инструмента в зоне резания при обработке детали. "Приоритеты развития отечественного автотракторостроения и подготовки инженерных и научных кадров" [Текст] / М. И. Ефимов // Материалы 49-й Международной научно-технической конференции. М.: МАМИ, 2005. — Часть 1.
2. **Ефимов, М. И.** Промышленные контроллеры в автоматизированных системах управления [Текст] / М. И. Ефимов // Информатика и машиностроение. — Изд-во Виражцентр, 1998. — № 3 (21).

20 новых автобусов НЕФАЗ на Сахалине

Камазовские автобусы приобретены для нужд муниципального образования за счет средств областного бюджета в рамках действия долгосрочной программы по обеспечению островной столицы автобусами большой вместимости. Губернатор Александр Хорошавин сообщил, что в этом году приобретено свыше 50 автобусов НЕФАЗ для перевозки жителей островного региона.

Машины предназначены специально для городских и пригородных перевозок. На них распространяется гарантия сроком 3 года. Одновременно в салоне могут находиться 114 пассажиров. Он оборудован так называемыми антивандальными креслами. Плавность движения автобуса, а значит и комфортность поездки, обеспечивает автоматическая коробка передач ZF.

На всех 20 автобусах установлена система GPS-навигации с функцией голосовой связи, что обеспечивает непрерывную связь с единой диспетчерской службой. Кроме того, автобусы оборудованы системой учета пассажиров. Благодаря этому на диспетчерский пульт в реальном времени будет поступать информация о количестве перевезенных человек. С начала 2009 г. в областном центре будут изменены маршруты городского транспорта. На линии с большим пассажиропотоком выйдут дополнительные автобусы большой вместимости.

(По материалам отдела по связям с общественностью ОАО "КАМАЗ")

Б. М. Солоницын

Технологические процессы обработки зубьев муфт с внутренним зацеплением

Зубчатые муфты, применяемые в автомобилестроении, представляют собой, как правило, переключаемые шестерни с закрытым или полузакрытым зубчатым венцом, зубья которого имеют уменьшенную высоту по сравнению с нормальными зубьями шестерен и закругленные торцы.

Зубчатые муфты по своей конструкции исключают в большинстве случаев возможность применения высокопроизводительного метода их обработки — зубофрезерования. Обработка производится по одному из двух технологических процессов.

Первый процесс: операция 1 — долбление зуба на зубодолбежном станке в два прохода с применением двухпрофильного копира; операция 2 — закругление продолбленного зуба на зубозакругляющем станке специальным инструментом. Недостатком этого процесса является наличие заусенцев на профиле зуба, образующихся при зубозакруглении, особенно при затуплении зубозакругляющего инструмента.

Второй процесс: операция 1 — предварительное зубодолбление; операция 2 — зубозакругление; операция 3 — окончательное зубодолбление.

При этом процессе устраняется основной недостаток первого процесса обработки зубчатых муфт — заусенцы на профиле зубьев, но имеются недостатки: низкая производительность, большое количество потребного оборудования, площадей, производственных рабочих, более низкая точность обработки.

Поэтому основной задачей являлось изыскание такого метода обработки зубьев зубчатых муфт с внутренним зацеплением, который устранил бы недостатки как первого, так и второго процессов.

Был разработан, исследован и внедрен в производство новый технологический процесс, в котором операция 1 — закругление внутренних зубьев специальной фрезой по целому металлу. Операция 2 — долбление зубьев в два прохода на одном зубодолбежном станке с применением двухпрофильного копира.

Таким образом, разработанный новый технологический процесс обработки — зубьев зубчатых муфт с внутренним зацеплением на шестернях 2-й и 4-й передач вторичного вала коробки передач автомобиля обеспечивает высокую производительность, хорошее качество обработки, уменьшение потребного количества оборудования, площадей и численности производственных рабочих. Последовательность обработки профиля зубьев показана на рис. 1 и 2.

При подготовке к внедрению и в период внедрения нового технологического процесса были выполнены следующие основные работы:

— изготовлена и опробована в лабораторно-производственных условиях новая технологическая оснастка к зубозакругляющим и зубодолбежным станкам;

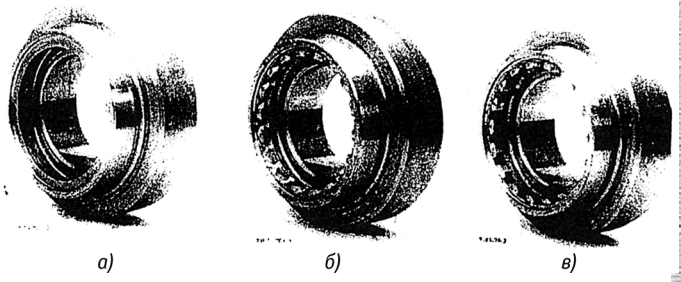


Рис. 1. Схема обработки зуба по первому новому процессу:

а — заготовка; б — закругление зуба по целому металлу; в — долбление зуба

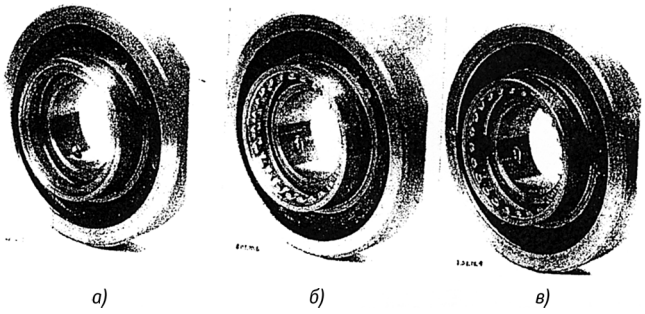


Рис. 2. Схема обработки зуба по второму новому процессу:

а — заготовка; б — закругление зуба по целому металлу; в — долбление зуба

— проведена модернизация зубозакругляющих станков мод. СТ-1480 для работы их с охлаждением. Кроме того, уточнена конструкция демпфера для замедления скорости подачи инструмента в период его врезания.

Внесены изменения в конструкцию зубозакругляющего инструмента для его закругления по целому металлу.

Для зачистки заусенцев и обдувки деталей от стружки и эмульсии разработано специальное приспособление. В результате внедрения нового технологического процесса обработки зубчатых муфт с внутренним зацеплением на шестернях 1-й и 4-й передач вторичного вала аннулируются операции чернового зубодолбления, высвобождено 12 зубодолбежных станков, на основании чего произведена перепланировка производственных участков.

Критерием, определяющим эффективность применения того или иного технологического процесса, являются: производительность или трудоемкость, стойкость инструмента и точность обрабатываемого изделия. Поэтому основными видами исследований при испытании нового и существующего технологических процессов обработки зубчатых муфт с внутренним зацеплением явились стойкостные испытания зубообрабатывающих инструментов, точность обработки и сопоставление двух вариантов технологического процесса по технико-экономическим показателям.

Исследование операции зубодолбления при новом и существующем процессах обработки зубчатых муфт с внутренним зацеплением производилось в лабораториях и производственных условиях. Учитывая, что операция чернового зубодолбления при новом процессе аннулируется, исследованию подвергались только процессы чистового зубодолбления в сопоставимых условиях, т. е. на одном и том же оборудовании, под наблюдением исследователей лаборатории. Основные параметры долбяков приведены в табл. 1.

Таблица 1

Параметр	Размер долбяка	
	А	Б
Число зубьев	11	17
Модуль	3,5	3,5
Диаметр делительной окружности, мм	38,5	59,5
Материал	Р6М5	Р6М5

Таблица 2

Параметр	Размер изделий	
	А1	Б1
Число зубьев	18	4
Модуль	3,5	3,5
Диаметр делительной окружности, мм	63	84
Материал	25XFM	25XFM
Твердость, НБ	156—207	156—207

Обрабатываемыми изделиями являлись шестерни 2-й и 4-й передач вторичного вала коробки передач. Основные параметры изделий приведены в табл. 2.

Основным параметром, определяющим эффективность применения инструмента, является его стойкость, поэтому проводились сравнительные стойкостные испытания. В них определялась средняя стойкость долбяков за один установ на станке — при окончательном зубодолблении после закругления предварительно продолбленных зубьев в существующем процессе и при долблении зуба после закругления по целому металлу в новом процессе. Исследования долбяков проводились на зубодолбежных станках фирм Лоренц, Либхер, 5В12 при следующих режимах резания (табл. 3 и 4).

В качестве охлаждающей жидкости использовался сульфофрезол.

Как видно, испытания на стойкость долбяков проводились при существующем и новом технологических процессах на одних и тех же станках, но при разных режимах резания. В новом процессе режимы были более высокие в целях максимального уменьшения машинного времени при двухпроходной обработке зубьев. Результаты стойкостных испытаний долбяков между их переточками приведены в табл. 5.

Таблица 3

Станок фирмы	Существующий процесс			Новый процесс		
	Число двойных ходов, мин	Размер двойного хода, мм	Число проходов	Число двойных ходов, мин	Размер двойного хода, мм	Число проходов
Лоренц	650	0,25	1	690	0,32	2
Либхер	600	0,35	2	600	0,35	2

Таблица 4

Станок фирмы	Существующий процесс			Новый процесс		
	Число двойных ходов, мин	Размер двойного хода, мм	Число проходов	Число двойных ходов, мин	Размер двойного хода, мм	Число проходов
Лоренц	650	0,57	1	690	0,35	2
	600	0,37	1	700	0,35	2
	660	0,37	1	740	0,35	2
Либхер	480	0,5	1	560	0,35	2

Таблица 5

Изделие	Существующий процесс		Новый процесс	
	Средняя стойкость инструмента, мин	Величина затупления, мм	Средняя стойкость инструмента, мин	Величина затупления, мм
А1	510	0,4	411	0,4
А2	335	0,34	272	0,33

С введением нового процесса при обработке в два прохода стойкость долбяков уменьшилась на 20 %. В процессе проведения стойкостных испытаний долбяков измеряли точность обработки зубьев зубчатых муфт внутреннего зацепления путем определения радиального биения зубчатого венца. Точность обработки при новом процессе выше, чем при существующем процессе обработки зубьев.

Исследование процесса закругления зубьев проводилось по методике, аналогичной исследованию процесса зубодолбления в лабораторных и производственных условиях.

При существующем процессе обработки зубчатых муфт с внутренним зацеплением зубозакругление проводилось после предварительного зубодолбления, при новом процессе — по целому металлу.

Объект исследования — фрезы для закругления зубьев шестерен № 8Р-8618.

Обрабатываемое изделие — то же, что при зубодолблении.

Станок — зубозакругляющий мод. Ст-1480, был модернизирован для работы с применением охлаждающей жидкости и демпфером для замедления скорости подачи инструмента при врезании.

Испытания на стойкость зубозакругляющих фрез проводились на следующих режимах резания (табл. 6 и 7).

Таблица 6

Режим резания	Существующий процесс	Новый процесс
Число оборотов фрезы в мин	1410	1300
Число двойных ходов	64	53
Охлаждение	Без СОЖ	Эмульсия

Таблица 7

Режим резания	Существующий процесс	Новый процесс
Число оборотов фрезы в мин	1460	1300
Число двойных ходов	42	53
Охлаждение	Без СОЖ	Эмульсия

Таблица 8

Существующий процесс			Новый процесс		
Число обрабатываемых деталей	Количество опытов	Средний износ, мм	Число обрабатываемых деталей	Количество опытов	Средний износ, мм
190 180	10 8	1,0 1,1	180 170	9 10	1,1 1,1

Таблица 9

Момент на первичном валу, Н • м	Частота вращения первичного вала, $мин^{-1}$	Продолжительность испытаний, ч
50 100	1500 1500	1 1

Таблица 10

№ испытания	Радиальное биение на зубьях, мм					Общее радиальное биение за один оборот, мм
	1-й	2-й	3-й	4-й	5-й	
6	0	0	–0,01	–0,01		0,01
12	0	+0,01	0	+0,01		0,01
1	0	+0,01		+0,01	0	0,01
5	0	0		–0,01	–0,01	0,01

В процессе испытания фрез систематически измерялась величина затупления зубьев фрез с отсчетом количества обработанных деталей.

Начало исследования фрез при обработке по целому металлу показало несовершенность конструкции существующих фрез. При закруглении по целому металлу наблюдалось затирание зубьев фрез по внутреннему диаметру и по наружному конусу, при этом не обеспечивалось достаточное перекрытие резов, что влияло на образование значительного заусенца между зубьями. Затирание зубьев объясняется отсутствием затылования в радиальном направлении по внутренней сфере и наружному конусу. Наличие заусенца вызвано недостаточной шириной режущей ленточки, расположенной по торцу зуба фрезы.

По рекомендации лаборатории были изготовлены и испытаны фрезы дополнительным затылованием увеличенной шириной ленточки по торцу зуба фрезы. Испытания этих фрез дали положительные результаты, которые и были внедрены при закруглении по целому металлу.

Результаты сравнительных стойкостных испытаний фрез для закругления внутренних зубьев по целому металлу для нового и существующего процессов приведены в табл. 8.

Как видно из табл. 8, стойкость закругляющих фрез при работе по новому процессу ниже, чем стойкость фрез при работе по существующему процессу. Это объясняется тем, что при новом процессе при закруглении по целому металлу нагрузки на фрезу возрастают.

Сравнение технико-экономических показателей существующего и нового технологических процессов обработки зубчатых муфт внутреннего зацепления показало, что текущие и капитальные затраты при новом процессе ниже, чем при прежнем процессе минимум в 1,5 раза. Испытания коробок передач с увеличенными боковыми углами (3°) на самовыключение проводились на стенде (табл. 9).

На стенде испытания проводились с собранными комплектами муфточных соединений. В результате испытаний происходило самовыключение 3-й и 5-й передач. Анализ результатов испытаний показал необходимость утонения зубьев кареток синхронизатора 3-й и 5-й передач с нерабочей стороны на 0,6—0,7 мм, кроме 4-го и 5-го зубьев, расположенных подряд.

Были изготовлены каретки синхронизаторов 3-й и 5-й передач с прикатными зубьями под углом 3° с полными зубьями соответственно 5-м и 4-м, остальные зубья были ослаблены по нерабочей стороне на 0,6 мм методом последующего зубодолбления. Результаты измерений радиального биения зубчатого венца приведены в табл. 10.

После сборки коробок передач с увеличенными углами боковых сторон (3°) муфточных соединений 3-й и 5-й передач вновь были подвергнуты стендовым испытаниям. Явление самовыключения передач не наблюдалось. Эксплуатационные испытания подтвердили правильность сделанных выводов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Клепиков, В. В.** Комплексный подход к теоретическим и экспериментальным методам обработки зубчатых колес [Текст] / В. В. Клепиков. — М.: Поиск, 2001. — 578 с.
2. **Прогрессивные** технологические процессы в автостроении. Под ред. С. М. Степашкина [Текст]. — М.: Машиностроение, 1980. — 319 с.

Л. Г. Трембовельский,
канд. техн. наук

Оценка производительности и технико-экономической эффективности грузовых автомобилей и автобусов

Предлагаются различные критерии для обеспечения высокой технико-экономической эффективности грузовых автомобилей и автобусов, которые следует использовать в процессе проектирования для взаимосогласованности характеристик двигателя, трансмиссии и шин автотранспортного средства.

Оценка результатов перевозочной работы грузовых автомобилей и автопоездов лежит в основе доводочных работ по улучшению их эксплуатационных свойств путем обеспечения рациональной согласованности двигателя, трансмиссии, шин, аэродинамики и автотранспортного средства (АТС) в целом.

Поэтому такая оценка должна отражать уровень прогрессивности образцов новой техники, их конкурентноспособность в сопоставлении с лучшими образцами автотранспортной техники; включать критерии, измерители и нормативы, обуславливающие реализацию взаимно правильно подобранных характеристик систем автомобиля.

Такие показатели тягово-скоростных и топливных свойств автомобиля и автопоезда, как максимальная скорость, время разгона на заданном пути или до заданной скорости, средняя скорость движения, расход топлива, не характеризуют технический прогресс, хотя оказывают на него влияние.

Количественная оценка перевозочной работы АТС должна производиться на основе комплексных критериев и нормируемых измерителей, отражающих закономерные связи основных факторов перевозочной работы с конструктивными параметрами и выходными характеристиками двигателя и силового привода автомобиля.

В основу оценки прогрессивности и конкурентоспособности новых моделей автопоездов и грузовых автомобилей должны входить следующие общеизвестные основные факторы:

$m_а$ — полная масса автопоезда, автомобиля, кг;

$m_н$ — полезная нагрузка, тс;

S — пройденный путь, км;

t — время прохождения пути S, ч;

Q — расход топлива, затраченный на прохождение пути S, л или кг.

Из этих факторов должна состоять система комплексных критериев, измерителей и нормативов оценки производительности и технико-экономической эффективности на трассах перевозочной работы.

Распространенным критерием оценки АТС является путевая производительность, т · км

$$W_S = m_н S.$$

Однако этот критерий не характеризует темп перевозочной работы.

Критерием, учитывающим время, за которое совершена перевозочная работа, является часовая производительность [(т · км)/ч] АТС:

$$W = \frac{m_н S}{t} = m_н v_{ср}.$$

Средняя скорость движения $v_{ср}$ является важным фактором, так как от нее зависят прямые и косвенные расходы при эксплуатации.

Технико-экономическая эффективность АТС зависит от среднего расхода топлива, скорости движения и полной массы.

Представим количественный критерий технико-экономической эффективности грузового автомобиля (автопоезда) в виде:

$$K_{\text{т ээ}} = \frac{m_{\text{а}} v_{\text{ср}}}{G_{\text{т ср}}},$$

где $G_{\text{т ср}}$ — средний часовой расход топлива (л/ч или кг/ч) при прохождении АТС пути S со скоростью $v_{\text{ср}}$.

Используя связь путевого Q_S (л/100 км) и часового $G_{\text{т ср}}$ расхода топлива $G_{\text{т ср}} = Q_S \frac{v_{\text{ср}}}{100}$, рассмотрим соотношение:

$$\frac{v_{\text{ср}}}{G_{\text{т ср}}} = \frac{v_{\text{ср}}}{Q_S \frac{v_{\text{ср}}}{100}} = \frac{100}{Q_S}.$$

Соотношение $100/Q_S$ называется экономическим фактором автомобиля, который можно представить в следующем виде [1]:

$$K = \frac{100}{Q_S} = \frac{v_{\text{ср}}}{G_{\text{т ср}}}.$$

С учетом фактора K критерий технико-экономической эффективности примет вид (т • км)/л:

$$K_{\text{т ээ}} = K m_{\text{а}} = \frac{100 m_a}{Q_S}.$$

Рассмотрим значения критерия технико-экономической эффективности автомобилей различных типов и моделей.

В таб. 1 и 2 представлены технические характеристики автомобилей соответственно малой и средней грузоподъемности.

Таблица 1

Технические характеристики автомобилей малой грузоподъемности

Показатель	FAW CA 1041K26L-11, Китай	Avia 21S, Чехия	Tata-407, Индия	IVECO turbo Daily 59-12, Италия	Mersedes L 508D, Иран	ЗИЛ-5301			Nissan L80.14, Япония
						ЗИЛ5301ВЕ, Россия	ЗИЛ-5301КО, Россия	ЗИЛ5301АР, Россия	
Тип автомобиля	Грузовой, бортовой	Фургон	Грузовой, бортовой	Фургон	Автобус	Грузовой, бортовой	Грузовой, бортовой	Грузовой, бортовой	Грузовой, бортовой
Двигатель	САДЧ-32-09	Avia 71128	Tata 497 SP	8140.47	ДМ 314.992	ММЗ Д-245.9Е2	Cat 3054	MIDR 04.02.26	Nissan B6.60
Тип двигателя	Линейный дизель								
Число цилиндров	4	4	4	4	4	4	4	4	6
Рабочий объем, л	3,168	3,596	2,956	2,499	3,782	4,75	3,99	4,118	5,985
Номинальная мощность, кВт (л. с.)	66 (89,8)	58,0 (78,9)	47,8 (65)	85,0 (115,6)	69,1 (94)	100 (136)	101 (137,4)	100 (136)	99,2 (135)
Частота вращения, мин$^{-1}$	3400	3000	3000	3800	2800	2400	2600	2400	2800
Максимальный крутящий момент, Н • м (кгс • м)	210 (21,4)	205 (20,9)	157 (16)	245 (25)	245,3 (25)	460 (46,9)	445 (45,4)	460 (46,9)	400 (40,2)
Частота вращения, мин$^{-1}$	1900—2100	1800	2200	2000	1800	1600	1600	1800	1400
Грузоподъемность, кг	1650	1380	2760	3240	3100	3000	3000	3000	4380
Полная масса, кг	4060	4300	5160	6000	6420	6950	6950	6950	7800
Удельная мощность, кВт/т (л. с./т)	16,3 (22,1)	13,5 (18,3)	9,3 (12,6)	14,2 (19,3)	10,8 (14,6)	14,4 (19,6)	14,5 (19,8)	14,5 (19,8)	12,7 (17,3)

Таблица 2

Технические характеристики грузовых автомобилей средней грузоподъемности

Показатель	Форд-Карго 1317, Германия	ЗИЛ-4329КО, Россия	ЗИЛ-432930, Россия	ЗИЛ-4331, Россия	ЗИЛ-433360, Россия	ЗИЛ-433180, Россия	ЗИЛ-436200, Россия	ЗИЛ-4362СО, Россия
Тип автомобиля	Грузовой, бортовой							
Колесная формула	4 × 2	4 × 2	4 × 2	4 × 2	4 × 2	4 × 2	4 × 2	4 × 2
Двигатель	Deutz F6L-413F	FAW, Китай CAYDF-14E2	ММЗ, Беларусь Д-245.9Е2	ЗИЛ-645	ЗИЛ-508.10	ММЗ, Беларусь Д-260.1Е2	ММЗ, Беларусь Д-45.9	Cumming ISBe 150-30 (Евро-3)
Тип двигателя	V-образный дизель	Рядный дизель	Рядный дизель	V-образный дизель	V-образный карбюраторный	Рядный дизель	Рядный дизель	Рядный дизель
Число цилиндров	6	4	4	8	8	6	4	4
Рабочий объем, л	9,57	4,75	4,75	8,74	6,0	7,12	4,75	3,9
Номинальная мощность, кВт (л. с.)	130 (177,0)	103 (140,1)	100 (136)	136,7 (186)	110 (150)	130,8 (178)	100 (136)	108 (146,9)
Частота вращения, мин$^{-1}$	2500	2300	2400	2800	3200	2100	2400	2500
Максимальный крутящий момент, Н • м (кгс • м)	613 (62,5)	510 (52,0)	460 (46,9)	537,5 (54,8)	402 (41)	780 (76,5)	460 (46,9)	550 (56,1)
Частота вращения, мин$^{-1}$	1500	1300—1500	1600	1400	1800—2000	1400	1600	1250—1600
Грузоподъемность, кг	6000	6000	6000	6000	6000	8000	4500	4500
Полная масса, кг	12 000	11 000	11 000	12 000	11 000	14 500	8940	8825
Удельная мощность, кВт/т (л. с./т)	10,8 (14,7)	9,4 (12,7)	9,1 (12,4)	11,4 (15,5)	10,0 (13,6)	9,0 (12,3)	11,2 (15,2)	12,2 (16,6)

Эти автомобили относятся к различным экологическим классам — от 0 до 3.

В табл. 1 представлены как автомобили семейства ЗИЛ-5301, оборудованные различными двигателями, так и их зарубежные аналоги. В табл. 2 рассмотрены автомобиль ЗИЛ-4331 и его основной аналог Форд-Карго 1317 и автомобили новых семейств ЗИЛа: ЗИЛ-432900, ЗИЛ-436200, ЗИЛ-433180.

Зависимость критерия технико-экономической эффективности от скорости установившегося движения этих автомобилей представлена на рис. 1—3.

Анализируя зависимость критерия технико-экономической эффективности от скорости установившегося движения (рис. 1—3), видим, что значения критерия с увеличением скорости уменьшаются. Однако очень показательно сравнение значений критерия на конкретной скорости для различных моделей автомобилей. Так, для рассмотренных автомобилей малой грузоподъемности наилучшее значение критерия имеют при автомобили Nissan L 80.14 и IVECO turbo-Daily 50-12 при скорости 60 и 80 км/ч.

Для автомобилей семейства ЗИЛ-5301 лучшие значения критерия имеют место при комплектации автомобиля двигателем MIDR 04.02.26, которые приближаются к значениям критерия технико-экономической эффективности лучших автомобилей-аналогов.

У автомобилей средней грузоподъемности лучшие значения критерия $K_{\text{т ЭЭ}}$ имеет автомобиль Форд-Карго 1317.

Критерий технико-экономической эффективности $K_{\text{т ЭЭ}}$ отражает производительность АТС, если представить полную массу как сумму массы снаряженного АТС и мас-

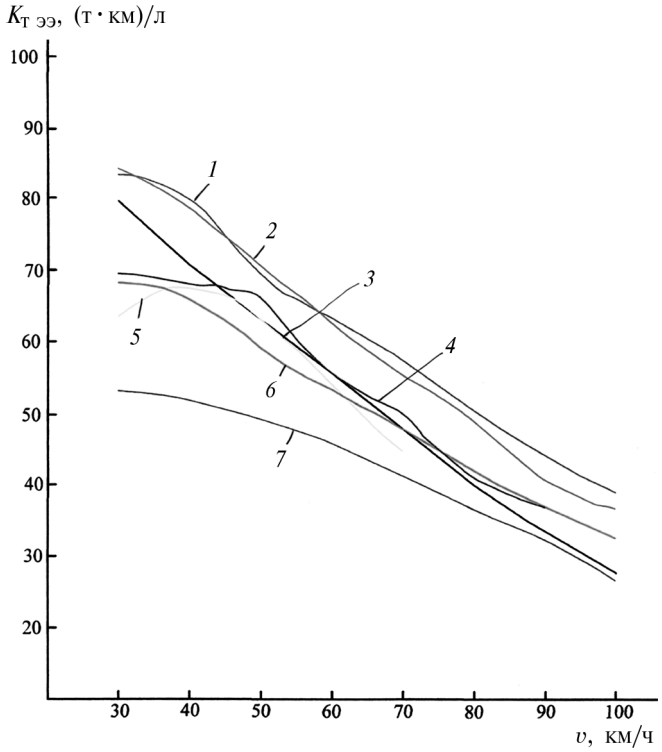


Рис. 1. Зависимость критерия технико-экономической эффективности от скорости установившегося движения автомобилей малой грузоподъемности:

1 — IVECO Turbo — daily 59—12 (6000 кг); 2 — Nissan L-80.14 (7800 кг); 3 — ЗИЛ-5301ВЕ (6950 кг); 4 — M-BL-508D (6420 кг); 5 — TATA 407 (5100 кг); 6 — AVIA 21S (4300 кг); 7 — FAW CA (4060 кг)

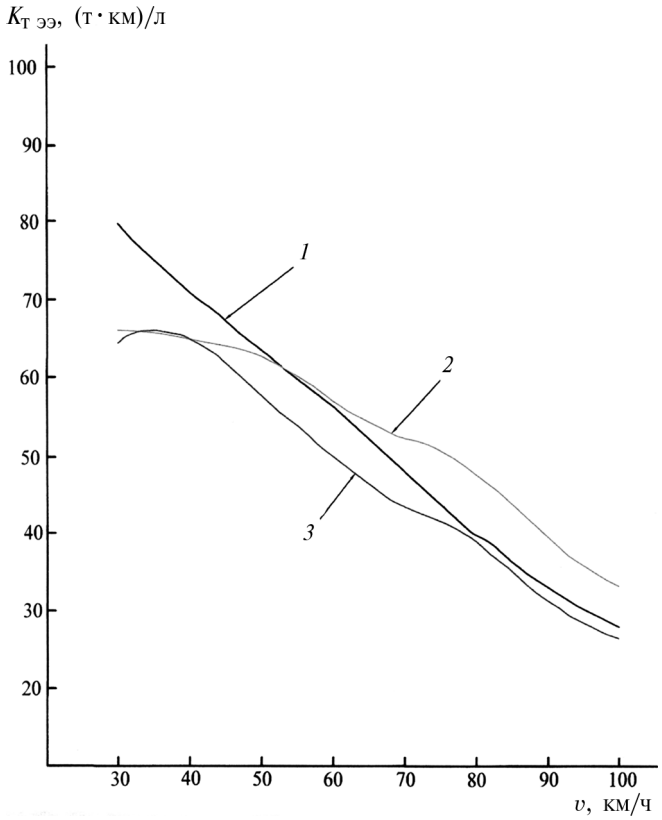


Рис. 2. Зависимость технико-экономической эффективности от скорости установившегося движения автомобиля ЗИЛ-5301 с различными двигателями:

1 — ЗИЛ-5301ВЕ; 2 — ЗИЛ-5301АР; 3 — ЗИЛ-5301КО

су нагрузки, считая коэффициент использования грузоподъемности, равный 1:

$$K_{т\ ээ} = \frac{m_{сн} v_{ср} + W}{G_т}.$$

Рассмотрим изменение критерия технико-экономической эффективности при изменении грузоподъемности. Автомобиль ЗИЛ-5301 ВЕ при грузоподъемности 3000 кг имеет полную массу 6950 кг. При увеличении грузоподъемности до 3500 кг полная масса составляет 7300 кг.

Автомобиль ЗИЛ-436200 моделирует автомобиль ЗИЛ-5301 ВЕ грузоподъемностью 4500 кг. Эти автомобили имеют одинаковые двигатели и коробку передач. Несущие системы автомобиля ЗИЛ-436200 (рама, подвеска, задний мост) имеют оригинальную конструкцию. Полная масса автомобиля составила 8940 кг. Поэтому условно примем значения $K_{т\ ээ}$ автомобиля ЗИЛ-436200 как значения критерия для автомобиля ЗИЛ-5301ВЕ грузоподъемностью 4500 кг.

Изменение критерия технико-экономической эффективности автомобиля ЗИЛ-5304 ВЕ от скорости установившегося движения показано на рис. 4.

Таким образом, анализируя значение критерия, видно, что применение двигателей Д-245.9Е2 на ЗИЛ-5301ВЕ позволяет увеличивать грузоподъемность автомобиля.

Критерий $K_{т\ ээ}$ предопределяет через фактор скорости и энергетические затраты раскрытие причинно-следственных связей между выходными характеристиками АТС, двигателя трансмиссии и скоростными и топливно-экономическим показателями.

Используя маркетинговые исследования интересующей рыночной ниши, для обеспечения конкурентоспособности вновь создаваемого или модернизируемого семейства грузовых автомобилей, рекомендуется задавать значения (нормировать) W, $v_{ср}$ и $K_{т\ ээ}$ при различных эксплуатационных усло-

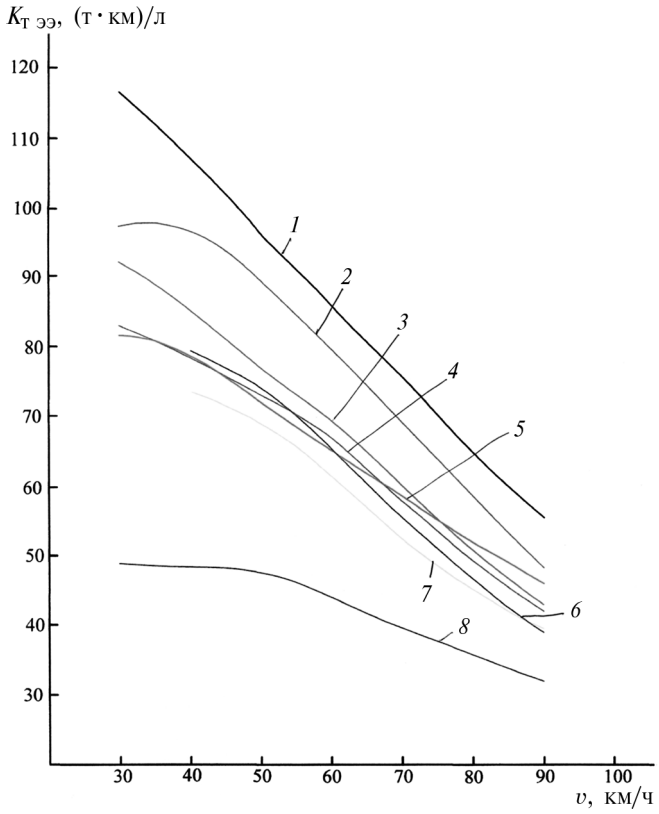


Рис. 3. Зависимость критерия технико-экономической эффективности от скорости установившегося движения автомобилей грузоподъемностью 4,5—8 т:

1 — Ф-К1317; 2 — ЗИЛ-433180; 3 — ЗИЛ-4329КО; 4 — ЗИЛ-432930; 5 — ЗИЛ-433100; 6 — ЗИЛ-436200; 7 — ЗИЛ 4362СО; 8 — ЗИЛ-433360

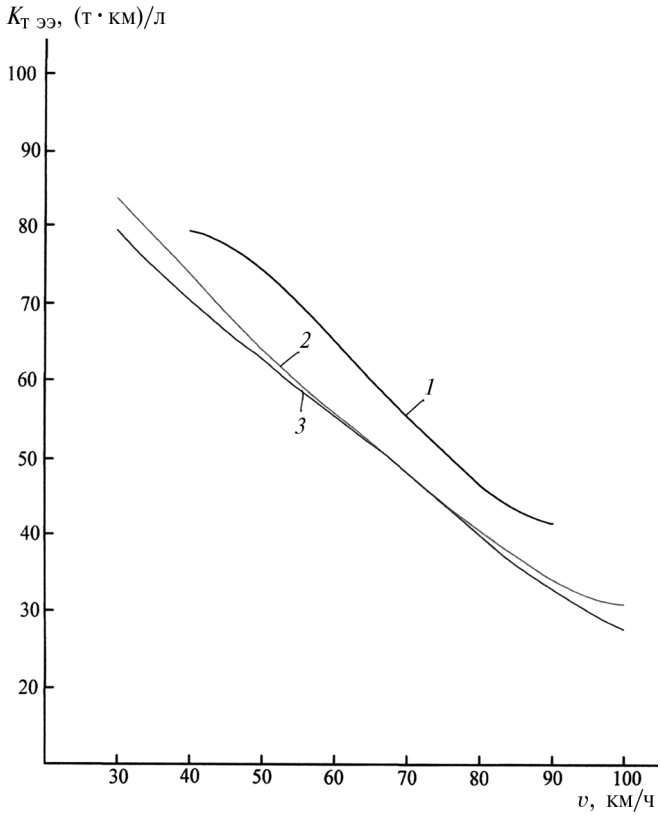


Рис. 4. Зависимость критерия технико-экономической эффективности от скорости установившегося движения автомобиля ЗИЛ-5301ВЕ с различной грузоподъемностью (т):

1 — 4,5; 2 — 3,5; 3 — 3,0

виях, приведенных в техническом задании на автотранспортные средства.

Для получения высоких значений $K_{т\ ээ}$ при заданных средних скоростях движения в процессе проектирования необходимо обеспечить взаимосогласованность характеристик двигателя, трансмиссии, шин автомобиля (автопоезда) и тем самым наиболее полно реализовать их потенциальные возможности.

Рекомендуемые критерии:

— объективно отражают производительность, тягово-скоростные показатели и топливную экономичность грузовых автомобилей и автопоездов, позволяют определить уровень технического прогресса и конкурентоспособность по указанным показателям;

— предопределяют через фактор скорости ($v_{ср}$) и энергетические затраты $G_{т\ ср}$ раскрытие причинно-следственных связей между выходными характеристиками АТС, двигателя, трансмиссии, шин и скоростными и топливно-экономическим показателями, что позволяет использовать их для исследования и проектирования АТС, а также определить путь дальнейших исследований;

— позволяют провести выбор полигонных и натурных маршрутов для проведения испытаний АТС различного назначения;

— дают возможность оперативной оценки технико-экономической эффективности грузовых автомобилей и автопоездов при проведении дорожных испытаний.

Л. Г. Трембовельский,
канд. техн. наук,
С. А. Аникин,
И. М. Копылов

Метод оценки влияния некоторых параметров автомобиля на токсичность отработавших газов

Рассмотрено влияние изменения массы автомобиля на содержание вредных веществ в отработавших газах.

При выборе таких конструктивных параметров автомобиля, как полная масса, аэродинамические характеристики, сопротивление качению и радиус качения (применяемые шины), коэффициент полезного действия трансмиссии (тип трансмиссии), передаточные числа трансмиссии необходимо учитывать три, зачастую противоречащих друг другу фактора:

— топливную экономичность;

— скоростные свойства и приемистость;

— токсичность отработавших газов.

Можно сформулировать и обратную задачу, заключающуюся в том, что с помощью выбора рассмотренных параметров автомобиля управлять перечисленными факторами.

Для решения поставленных задач могут быть использованы характеристики двигателя и информация о выбросах вредных веществ с отработавшими газами двигателя.

Эта информация может быть дана в виде таблиц, графиков. Наиболее удобной формой может являться зависимость выбросов от частоты вращения коленчатого вала двигателя и нагрузки на двигатель, выраженная в виде уравнения, т. е. математическая модель.

Рассмотрим два дизеля:

— рядный четырехцилиндровый, мощностью 100 кВт, установленный на автомобиле грузоподъемностью 3 т;

— V-образный восьмицилиндровый мощностью 136 кВт, установленный на автомобиле-тягаче, предназначенном для работы в составе автопоезда полной массы 23,5 т.

Ниже в табл. 1 и 2 приведены значения количества токсичных составляющих в отработавших газах, полученных при стендовых испытаниях двигателей при различных нагрузочных режимах работы (U).

Для составления математической модели выберем полином второй степени, описывающий двухфакторную модель исследования $y = f(x_1, x_2)$.

Воспользуемся методами планирования эксперимента, применяе-

Таблица 1

Количество токсичных составляющих (млн$^{-1}$) в отработавших газах четырехцилиндрового двигателя

U, %	CO	CH	NO_x	U, %	CO	CH	NO_x	U, %	CO	CH	NO_x
	1200 мин$^{-1}$*				1800 мин$^{-1}$				2400 мин$^{-1}$		
100	180	103	1020	100	150	60	625	100	240	70	450
67	160	100	800	70,5	140	80	520	75	150	127	390
45	200	120	600	47	210	127	407	50,5	180	133	300
22,3	350	300	380	23,5	330	250	200	26	210	170	170
—	—	—	—	—	—	—	—	9,3	330	255	100

* Частота вращения коленчатого вала двигателя.

Таблица 2

Количество токсичных составляющих (млн$^{-1}$) в отработавших газах восьмицилиндрового двигателя

U, %	CO	CH	NO_x	U, %	CO	CH	NO_x	U, %	CO	CH	NO_x
	1200 мин$^{-1}$*				2000 мин$^{-1}$				2800 мин$^{-1}$		
100	2175	450	1120	100	1110	240	2150	100	180	150	1100
91,8	840	415	1110	96,4	810	240	2225	74,3	345	100	850
84,7	525	420	1100	92,1	570	235	2275	49,4	390	100	525
70,6	330	430	1000	85,2	360	245	2325	23,5	540	150	275
42,4	275	330	580	768	245	225	2250	9,8	585	200	150
14,1	280	280	280	63,4	210	230	2025	—	—	—	—
				57,5	220	230	1750	—	—	—	—
				44,6	260	235	1475	—	—	—	—
				36,2	375	240	1150	—	—	—	—
				24,9	510	270	775	—	—	—	—

* Частота вращения коленчатого вала двигателя.

мыми для построения интерполяционных формул. Схема построения модели по матрице ЦКП (центрального композиционного планирования) изложена в работе [1].

Зависимость между частотой вращения коленчатого вала двигателя, нагрузкой двигателя (мощностью) и выбросами вредных веществ будем искать в виде

$$y = B_0 + B_1X_1 + B_2X_2 + B_{12}X_1X_2 + B_{11}X_1^2 + B_{22}X_2^2,$$

где B_0, B_1, ..., B_{22} — коэффициенты, подлеждащие определению; X_1, X_2 — факторы, независимые аргументы.

Решение задачи определения коэффициентов осуществим по схеме центрального композиционного плана (ЦКП). Исходя из экспериментальных данных (см. табл. 1 и 2), область определения можно представить следующим образом: нагрузка на двигатель U изменяется в пределах от 10 до 100 % ($10 \leqslant U \leqslant 100$ %), а частота вращения коленчатого вала двигателя n от 1200 до 2400 мин$^{-1}$; для четырехцилиндрового двигателя $1200 \leqslant n \leqslant 2400$ мин$^{-1}$, для восьмицилиндрового двигателя $20 \leqslant U \leqslant 100$ % и $1200 \leqslant n \leqslant$ до 2800 мин$^{-1}$.

Введем новые координаты:

для четырехцилиндрового двигателя:

$$\left.\begin{aligned} X_1 &= \frac{n - \dfrac{n_{max} + n_{min}}{2}}{(n_{max} - n_{min})/2} = \frac{n - 1800}{600}; \\ X_2 &= \frac{U - \dfrac{U_{max} + U_{min}}{2}}{(U_{max} - U_{min})/2} = \frac{U - 55}{45}; \end{aligned}\right\} \quad (1)$$

для восьмицилиндрового:

$$X_1 = \frac{n - 2000}{800}; \; X_2 = \frac{U - 60}{40}. \quad (2)$$

В результате получим следующие уравнения:

для четырехцилиндрового дизеля:

$$\text{CO } y = 244{,}67 - 27{,}25X_1 - 116{,}67X_2 + 75{,}25X_1X_2 - 24{,}75X_1^2 + 78{,}5X_2^2; \quad (3)$$

$$\text{CH } y = 107{,}33 - 41{,}92X_1 - 129{,}92X_2 + 52{,}375X_1X_2 + 11{,}25X_1^2 + 92{,}75X_2^2; \quad (4)$$

$$NO_x \; y = 400{,}39 - 179{,}25X_1 + 283{,}00X_2 - 109{,}75X_1X_2 + 106{,}92X_1^2 - 56{,}33X_2^2. \quad (5)$$

для восьмицилиндрового двигателя:

$$\text{CO } y = 281{,}22 - 277{,}5X_1 + 346{,}33X_2 - 568{,}75X_1X_2 + 16{,}17X_1^2 + 516{,}67X_2^2; \quad (6)$$

$$\text{CH } y = 242{,}67 - 126{,}83X_1 + 20{,}67X_2 - 46{,}00X_1X_2 + 8{,}5X_1^2 + 11{,}00X_2^2; \quad (7)$$

$$NO_x \; y = 1089{,}56 - 49{,}5X_1 + 535{,}83X_2 - 18{,}75X_1X_2 - 467{,}83X_1^2 + 143{,}17X_2^2. \quad (8)$$

Проверка моделей на адекватность показала их корректность. Автомобиль ЗИЛ-5301 с рассмотренным четырехцилиндровым двигателем имеет передаточное число главной передачи 3,273. Однако, учитывая большой запас мощности двигателя, возможно уменьшение передаточного числа до значения 2,734 по критериям тягово-скоростных свойств. Оценим влияние изменения передаточного числа главной пе-

Таблица 3

Содержание вредных веществ в отработавших газах при различных значениях передаточного числа U_0

Передаточное число главной передачи, u_0	Скорость установившегося движения, υ, км/ч	Частота вращения коленчатого вала двигателя, n, мин$^{-1}$	X_1	Нагрузка двигателя U, %	X_2	Выбросы вредных веществ, млн$^{-1}$		
						CO	CH	NO_x
3,273	60 80	1436,57 1915,4	–0,6057 0,1924	41,7 61,9	–0,2959 0,1524	306,2 224,64	192,7 83,6	440,0 408,5
2,734	60 80	1200 1600	–1,0 –0,3333	51,9 68,6	–0,069 0,3028	260,5 215,7	173,5 86,4	659,2 563,6

редачи на токсичные выбросы в отработавших газах при установившемся движении. Рассмотрим скорости установившегося движения автомобиля 60 и 80 км/ч. С передаточным числом главной передачи $u_o = 3{,}273$ при скорости движения 60 км/ч частота вращения коленчатого вала двигателя составляет 1436,6 мин$^{-1}$, а нагрузка двигателя 41,7 %, следовательно, координаты $X_1 = -0{,}6057$, $X_2 = -0{,}2956$ и содержание CO в отработавших газах составит 306,195 млн$^{-1}$.

Используя уравнения (2) и (3), получаем CH, равное 192,735 и NO_x — 439,958 млн$^{-1}$. Для передаточного числа $u_0 = 2{,}734$ выбросы CO, CH и NO_x составят соответственно 260,507; 173,52 и 659,188 млн$^{-1}$. Аналогичный расчет для скорости 80 км/ч показывает неоднозначное влияние уменьшения передаточного числа главной передачи на содержание вредных веществ в отработавших газах. Результаты расчета представлены в табл. 3.

Исследования уравнений выбросов вредных веществ на экстремум при изменении передаточного числа главной передачи от 2,734 до 3,273 показали, что максимальные и минимальные значения выбросов находятся на границах этих изменений.

Из табл. 3 видим, что содержание CO с уменьшением передаточного числа главной передачи снижается, а NO_x возрастает. В эксплуатации грузовые автомобили используются с различной степенью нагрузки. Некоторые модели двигателей применяют одновременно на различных моделях автомобилей. Например, АМО ЗИЛ использует один и тот же двигатель для установки на следующие модели автомобилей: ЗИЛ-5301ВЕ (полная масса $m_a = 6950$ кг), ЗИЛ-436200 ($m_a = 9000$ кг), ЗИЛ-432930 ($m_a = 11000$ кг).

Таким образом, актуально можно оценить влияние изменения полной массы автомобиля на токсичность отработавших газов. Рассмотрим увеличение грузоподъемности автомобиля ЗИЛ-5301 с четырехцилиндровым дизелем грузоподъемностью 3—3,5 т. При этом полная масса возрастает с 6,95 до 7,3 т. В табл. 4 приведена краткая техническая характеристика автомобиля ЗИЛ-5301ВЕ и ЗИЛ-432930 с четырехцилиндровым двигателем.

Таблица 4

Техническая характеристика автомобилей ЗИЛ-5301ВЕ и ЗИЛ-432930

Показатель	ЗИЛ-5301ВЕ	ЗИЛ-432930
Коробка передач	ЗИЛ-5301	ЗИЛ-432930
Передаточные числа на передачах:		
I	6,45	5,63
II	3,56	2,64
III	1,98	1,48
IV	1,275	1,00
V	1,0	0,81
Передаточное число главной передачи	3,273	6,33
Шины	И-359	И-Н142Б
Радиус качения $r_к$, м	0,359	0,492

В табл. 5 приведены результаты расчета содержания CO, CH и NO_x в отработавших газах автомобилей ЗИЛ-5301 и ЗИЛ-432930 с четырехцилиндровым двигателем при установившихся скоростях движения.

Анализ данных табл. 5 показывает, что с увеличением скорости движения содержание вредных веществ в отработавших газах уменьшается. Темп снижения составляющих в выбросах различный. Выбросы CO при повышении скорости движения с 50 до 80 км/ч при различной массе снижаются на 32,4—38 %, CH — на 65,9—67,7 %, NO_x — на 6,8—22,6 %. При увеличении полной массы автомобиля содержание CO при скорости 50 и 60 км/ч практически не изменяется (колебания результатов составляют 1,8—2,3 %), а при скорости движения 80 км/ч и увеличении полной массы до 11000 кг уменьшается на 6 %.

Таблица 5

Количественная оценка содержания вредных веществ в отработавших газах автомобиля с различной полной массой

Автомобиль	Полная масса, кг	Вредные вещества	Содержание вредных веществ в отработавших газах (млн$^{-1}$) при скорости установившегося движения, км/ч		
			50	60	80
ЗИЛ-5301	6950	CO CH NO_x	332,0 245,5 527,6	306,1 122,9 439,7	224,5 83,6 408,4
	7300	CO CH NO_x	336,3 250,1 517,2	300,7 187,2 449,8	222,1 80,7 416,2
ЗИЛ-432930	11 000	CO CH NO_x	339,9 233,3 408,3	301,1 173,7 342,9	210,6 78,7 339,7

Содержание углеводородов при скорости движения 50 и 60 км/ч возрастает до 6 %, при скорости 80 км/ч уменьшается на 6—7 %.

При увеличении полной массы автомобиля ЗИЛ-5301ВЕ на 350 кг выбросы NO_x практически не уменьшились, а при увеличении полной массы до 11000 кг выбросы снизились на 22,0—16,8 % в зависимости от скорости.

Таким образом, проведенный анализ позволяет выяснить тенденции влияния скоростного режима и полной массы на выбросы вредных веществ.

В 1985—1986 гг. АМО ЗИЛ и НИЦИАМТ ФГУП НАМИ (бывший ЦНИАП НАМИ) провели исследования силового и топливного балансов автомобиля ЗИЛ-4331 (в то время ставился на производство) по сравнению с автомобилем Форд Карго 1317. Автомобиль ЗИЛ-4331 (табл. 6) исследовался в следующих комплектациях:

— без прицепа; полная масса 12000 кг;

— в составе автопоезда с прицепом ГКБ 8350, полная масса 23 500 кг;

— оборудованный шинами 9.00 20R ИН142Б, имеющими $r_к = 0{,}492$ м и коэффициент сопротивления качению $f_0 = 0{,}008$ при скорости, близкой к нулю;

— оборудованный шинами 11R × 22,5 "Мишлен", имеющими $r_к = 0{,}507$ м и коэффициент сопротивления качению $f_0 = 0{,}005$;

— без тента; фактор обтекаемости $KF = 2{,}61$ кг/м;

— с тентом; $KF = 2{,}89$ кг/м.

Таблица 6

Техническая характеристика автомобиля ЗИЛ-4331

Показатель	ЗИЛ-4331
Тип автомобиля	Грузовой бортовой
Колесная формула	4 × 2
Двигатель	V-образный дизель
Число цилиндров	8
Рабочий объем, л	8,74
Номинальная мощность, кВт (л. с.) при частоте вращения, мин$^{-1}$	136,7 (186) 2800
Максимальный крутящий момент, Н • м (кгс • м) при частоте вращения, мин$^{-1}$	537,5 (54,8) 1400
Грузоподъемность, кг:	
— без прицепа	6000
— в составе автопоезда	14 000
Полная масса, кг:	
— автомобиля	12 000
—автопоезда	23 500

Для оценки влияния конструктивных изменений автомобиля на токсичность отработавших газов выберем две скорости установившегося движения 60 и 80 км/ч.

Координаты рабочих точек топливно-энергетического поля двигателя определяем по формуле (2).

Содержание токсичных компонентов в отработавших газах рассчитываем по уравнениям (6)—(8). Полученные результаты расчета приведены в табл. 7.

Анализируя результаты расчетов в табл. 7, видим, что применение шин "Мишлен", уменьшающих сопротивление качению, приводит при скорости установившегося движения 60 и 80 км/ч к следующим факторам:

Таблица 7

Содержание токсичных компонентов в отработавших газах автомобиля ЗИЛ-4331 с V-образным дизельным восьмицилиндровым двигателем

Комплектность автомобиля ЗИЛ-4331	Полная масса, кг	Вредные вещества	Содержание вредных веществ в отработавших газах (млн$^{-1}$) при скорости установившегося движения, км/ч	
			60	80
Без прицепа, без тента, шины И-Н142Б	12 000	CO CH NO_x	237,2 271,7 789,9	176,0 198,9 926,6
Без прицепа, без тента, шины "Мишлен"		CO CH NO_x	252,9 274,4 705,9	217,3 207,9 842,2
Без прицепа, с тентом типа "домик", шины И-Н142Б	23 500	CO CH NO_x	236,6 272,0 795,4	175,8 198,9 951,9
С прицепом ГКБ 8350, без тента, шины И-Н142Б		CO CH NO_x	397,3 290,4 1060,1	476,0 206,4 1406,2

— увеличению содержания оксида углерода на 6,6 и 23,5 %;

— увеличению содержания углеводов на 1 и 4,5 %;

— уменьшению содержания оксида азота на 10,6 и 9,1 %.

Применение тента типа "домик" практически не изменяет содержание оксида углерода и углеводородов в отработавших газах и незначительно (на 2,7 %) увеличивает содержание NO_x при скорости 80 км/ч.

Использование прицепа и увеличение полной массы до 23,5 т приводит к значительному ухудшению экологии отработавших газов:

— содержание оксида углерода возрастает на 67,5 и 170,5 % в зависимости от скорости движения;

— углеводороды увеличиваются на 6,9 и 3,8 %;

— оксиды азота возрастают на 34,2 и 51,8 %.

Таким образом, можно сделать вывод о влиянии различных комплектаций автомобиля на токсичность отработавших газов при установившемся движении.

При магистральном или городском движении такая оценка также возможна как на уровне средних показателей, для чего необходимо режимометрирование движения АТС, так и в режиме реального времени. В последнем случае координаты X_1 и X_2 необходимо рассматривать как функции времени. Причем координату $X_2 = X_2(t)$, характеризующую нагрузку двигателя, можно определять по мгновенному часовому расходу топлива, используя в обратном порядке алгоритм определения расхода топлива по известному сопротивлению движения, применяемому в математических моделях движения автомобиля.

Кроме задач анализа, используя уравнение содержания вредных веществ в отработавших газах, можно решать и задачи синтеза.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Михайлов, В. И.** Планирование экспериментов в судостроении [Текст] / В. И. Михайлов, К. М. Федоров // Судостроение, 1978.

Экспресс-почта для ремонтников: быстро, удобно, просто

Литейный завод ОАО "КАМАЗ" успешно реализовал проект под названием "АСУ "Ремонт-Наряд".

Благодаря этому проекту информационной сетью охвачены все корпуса литейного производства, оповещение о поломке полностью автоматизировано и по времени занимает меньше минуты. Это означает, что экстренный ремонт технологического оборудования в случае возникновения его необходимости будет проводиться оперативнее, а простои техники существенно сократятся. По оценке специалистов, время выполнения заявки на ремонт уже снизилось в среднем на 30 %, а потери времени из-за простоев — на 10 %.

Подобная "экспресс-почта" по передаче заявки на ремонт бригаде "неотложной помощи" пришлась по душе всем металлургам "КАМАЗа": удобно, быстро, просто. Департамент информационных и коммуникационных технологий (ДИКТ) ОАО "КАМАЗ-Металлургия" "опутывает" сейчас подобной сетью и кузнечный завод "КАМАЗа".

Первые грузовые автомобили фирмы DAF с дизелями по нормам EEV

Первые грузовые автомобили фирмы DAF с дизелями по нормам EEV: трехосный автомобиль-мусоровоз DAF CF RW 119 (слева) и двухосный седельный тягач DAF XF (справа)

С апреля 2008 г. голландская фирма DAF поставляет грузовые автомобили серий CF и XF105 с дизелями, сертифицированные по нормам EEV. Эти автомобили повышенной экологической безопасности выделяют на 50 % меньше несгоревших углеводородов (CH) с отработавшими газами, чем автомобили с двигателями, сертифицированными по нормам Евро-5, которые вступают в силу в 2009 г.

Благодаря этим дизелям фирма DAF достигла на своих автомобилях уровня выбросов отработавших газов, который считался возможным только на бензиновых двигателях.

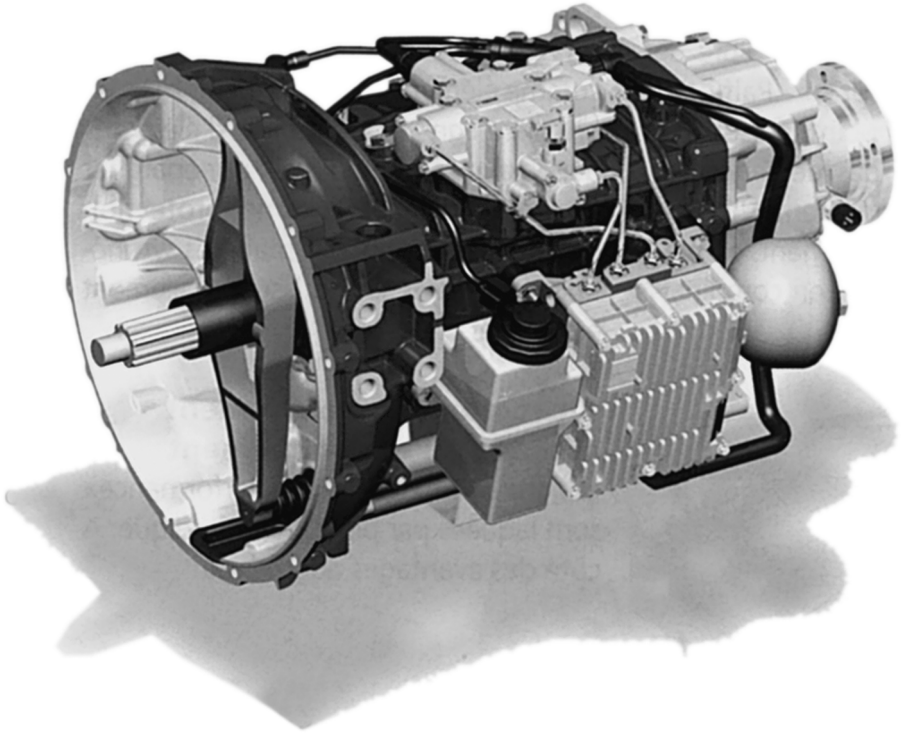
Фирма DAF предлагает полную гамму дизелей, сертифицированных по нормам Евро-5. В сравнении с нормами Евро-1 15-летней давности новые двигатели выделяют с отработавшими газами на 75 % меньше оксидов азота (NO_x) и на 94 % — CH. Эта экологическая норма достигается на дизелях типа DAF Paccar благодаря сочетанию технологии очистки отработавших газов DAF SCR и электронной системы впрыска топлива с элементами интеллекта, причем без необходимости применения фильтра пассивной очистки CH. При установке этого фильтра экологические показатели улучшаются. Выбросы CH снижаются на 50 % и составляют около 0,015 г/(кВт · ч), т. е. на 25 % меньше, чем предельно допустимые нормы EEV.

Таким образом, современные дизели по экологическим характеристикам не уступают бензиновым, при этом они стали более эффективными, надежными, с увеличенным сроком эксплуатации и сниженными расходами на техническое обслуживание. Поэтому, по мнению генерального директора отделения грузовых автомобилей фирмы DAF Trucks N. V., непонятно упорство некоторых муниципальных и региональных властей использовать на общественном и коммунальном транспорте автомобили с бензиновыми двигателями.

Для двухосного тягача DAF CF 75 фирма DAF предлагает дизель Paccar PR EEV рабочим объемом 9,2 л, развивающий мощность 250—360 л. с. На автомобилях DAF CF 85 и XF 105 монтируется дизель Paccar MX EEV рабочим объемом 12,9 л и мощностью 360—510 л. с. Для автомобиля LF 45, предназначенного для городских перевозок, выпускается двигатель мощностью 126 л. с., также сертифицированный по нормам EEV.

(По материалам журн. "Transport Routier". — 2008. — N 6.
Б. И. Буров)

Новая автоматизированная коробка передач Volvo I-Sync



Новая шестиступенчатая автоматизированная коробка передач Volvo I-Sync

Шведская фирма Volvo представила новую шестиступенчатую автоматизированную коробку передач I-Sync для грузовых автомобилей серии FL.

Коробка передач механическая, с программным обеспечением автоматической смены передач. Как и ранее разработанная коробка передач I-Shift новая коробка сочетает в себе преимущества механических (надежность и легкость в управлении) и автоматических (комфортность вождения) коробок передач.

В отличие от коробки передач I-Shift, предназначенной для большегрузных автомобилей, работающих на магистральных перевозках грузов, коробка I-Sync монтируется на двухосных автомобилях серии Volvo FL полной массой 12—18 т и общей массой 26 т, работающих в городе с частыми остановками.

Новая коробка передач устанавливается с дизелем Volvo D7 рабочим объемом 7 л мощностью 240 и 280 л. с. и максимальным крутящим моментом 1050 Н · м, сертифицированным по нормам Евро-4. Она обеспечивает гибкую и комфортную смену передач и легка в управлении, что важно для водителей, часто пересаживающихся на работу с одного автомобиля на другой.

Оптимизация смены передач способствует снижению расхода топлива и выбросов CO_2 и других токсичных веществ в окружающую среду. По заявлению разработчиков снижение степени износа узлов и деталей благодаря установке новой коробки передач позволяет уменьшить затраты на техническое обслуживание и ремонт, увеличить срок эксплуатации сцепления. Интервалы периодического технического обслуживания те же, что для механических коробок, но сроки замены масла увеличиваются до 300 тыс. км пробега автомобиля.

(По материалам журн. "Transport Routier". — 2008. — N 6. ***Б. И. Буров)***

Обновленная серия TopClass 400 туристских автобусов фирмы Setra

Рисунки см. на 4-й полосе обложки

Германская фирма Setra представила обновленную серию TopClass 400 двухэтажных туристских автобусов класса "люкс". По заявлению директора автобусного отделения фирмы Setra Omnibusse, целью новой модернизации автобусов серии 400 было внедрение максимального числа технических новшеств с минимальными изменениями внешнего дизайна модели. Были улучшены качественные характеристики и безопасность, уменьшена собственная масса автобуса.

Безопасность движения на первом месте

Фирма Setra всегда уделяла первостепенное внимание активной и пассивной безопасности городских и туристских автобусов. В 1984 г. фирма первой стала серийно монтировать тормозную систему ABS на междугородных и туристских автобусах. Другими новшествами являются передвижное сиденье водителя, устанавливаемое серийно, новая интегрированная система FCG поглощения лобовых ударов. Эта система обеспечивает повышенную безопасность другим участникам дорожного движения, вовлеченным в ДТП. Система отвечает стандарту безопасности движения Евросоюза ECE R 93 и признана самой надежной для водителя и пассажиров.

В области активной безопасности движения фирма Setra предлагает целый ряд технических новшеств. Передние фары теперь обеспечивают намного лучшее освещение пересекающейся дороги при повороте автобуса. Кроме того, противотуманные фары автоматически включаются при достижении автобусом скорости движения 40 км/ч и более. Они выполняют роль главных фар при повороте.

Регулятор расстояния до впереди движущегося транспортного средства типа Tampomat усовершенствован. Благодаря радару критические дорожно-транспортные ситуации выводятся на дисплей в кабине водителя, и происходит автоматическое торможение. Кроме того, система контроля вождения предупреждает водителя с помощью вибрации сиденья в случае опасного выезда на край дорожного полотна и линии безопасности.

Улучшен и облегчен доступ в кабину водителя. При открывании средней двери салона автоматически выдвигается поручень. Ступеньки передней лестницы сделаны более плоскими и увеличены по ширине.

Усовершенствованная гамма двигателей

На автобусах моделей S415 HD, S 415 HDH, S 416 HDH и S 417 HDH монтируется дизель OM 457 LA, развивающий мощность 428 л. с. и крутящий момент 2100 Н · м или 455 л. с. (2200 Н · м).

По отдельному заказу на автобусах моделей HDH может быть установлен восьмицилиндровый V-образный двигатель OM 502 LA, развивающий мощность 503 л. с. и крутящий момент 2300 Н · м. Этот двигатель серийно устанавливается на двухэтажных автобусах S 431 DT. На автобусе S 411 HD компактной конструкции монтируется шестицилиндровый V-образный двигатель OM 501 LA мощ-

ностью 501 л. с. и крутящим моментом 1900 Н • м. Все модели автобусов оборудованы восьмиступенчатой автоматизированной коробкой передач ZF-AS-Tronic Power Shift производства фирмы Mercedes-Benz, кроме модели S411 и двухэтажных модификаций.

Хорошие впечатления от вождения

Первые дорожные испытания новой обновленной серии Setra TopClass 400 получили положительную оценку водителей и показали, что эти автобусы действительно являются первоклассными. Впечатляющим примером могут быть дорожные испытания двухэтажного 78-местного автобуса с мощным восьмицилиндровым V-образным двигателем. Двигатель работает совершенно бесшумно для пассажиров. Несмотря на значительные габаритные размеры автобуса (высота 4 м, длина 14 м) все водители — участники испытаний отметили легкость в управлении и маневрировании, отличный обзор из кабины.

Для своих клиентов фирма Setra открыла информационный дизайн-центр 3D-Busdesigner. При выборе автобуса потенциальному покупателю даются советы и учитываются его запросы и пожелания по заказываемой модели автобуса. Клиент может выбрать основной цвет кузова, форму зеркал заднего обзора, колпаков колес, ткани штор и обивки сидений, форму и объем багажных отсеков и т. д.

Центр оборудован экраном размером 60 дюймов (152,4 см) по диагонали, на котором дается очень четкое и детальное трехмерное изображение нового автобуса, сидений, багажников и т. д. Если отдельные узлы и детали конструкции автобуса не устраивают клиента, то по его замечаниям можно быстро внести требуемые изменения. Движения камеры моделирования внутри и вокруг заказываемой модели автобуса обновленной серии TopClass теперь возможны благодаря новой программе автоматизированного проектирования, специально разработанной для информационного дизайн-центра 3D-Busdesigner фирмы Setra.

(По материалам журн. "Transport Routier". — 2008. — N 6. ***Б. И. Буров)***

Вклад фирмы Scania в защиту окружающей среды

Рисунки см. на 2-й полосе обложки

Шведская фирма Scania имеет репутацию новаторской фирмы. Только она и фирма MAN достигли норм Евро-5 с помощью системы EGR — рекуперации и дожига отработавших газов без применения реагента EdBlue.

Как и все ведущие производители грузовых автомобилей и автобусов, фирма Scania участвует в жесткой конкурентной борьбе за создание самого чистого экологичного двигателя. В настоящее время фирма лидирует в Европе по поставкам серийных городских автобусов с двигателем, работающим на этаноле. С 2009 г. она будет поставлять грузовые автомобили с этим двигателем, предназначенные для городских перевозок грузов.

Специалисты фирмы Scania считают, что в настоящее время этанол является самым выгодным альтернативным видом топлива для двигателей, созданных на базе дизелей, устанавливаемых на автомобилях, предназначенных для городских перевозок. Этанол прост в эксплуатации, как и все другие виды топлива, при этом выбросы CO_2 снижаются на 90 %.

В течение 20 лет фирма Scania эксплуатирует городские автобусы с двигателем, работающим на этаноле в Стокгольме и в других городах и странах, включая Китай. Производство этанола для применения в качестве автомобильного топлива растет во всем мире, так же как и инфраструктура для его производства, поставок и хранения.

Для работы дизеля необходимо 5—7 % присадок к топливу, чтобы улучшить зажигание и смазывание двигателя. Уровень тепловой эффективности этого двигателя составляет 43 %, дизеля 44 %. Цена этанола для конечного потребителя зависит от размера налогов, установленных государством. Однако после первого периода эйфории с применением биотоплива начались полемика и критика этого направления.

Ведущие фирмы разработали целый ряд двигателей, работающих на природном газе, биогазе и других видах биотоплива. Большинство из них отвечает не только нормам Евро-5, которые вступают в силу в октябре 2009 г., но и более строгой экологической норме EEV (Enhanced Environmentally friendly Vehicle).

Специалисты фирмы Scania подчеркивают, что необходимым условием оправданного применения этанола и других видов биотоплива является отсутствие конкуренции с пищевой промышленностью и соблюдение рабочих стандартов при производстве этанола. Например, этаноловое топливо, применяемое на автобусном общественном транспорте г. Стокгольма, вырабатывается из отходов местной древесины. Наоборот, использование тропических деревьев для переработки на биотопливо является неприемлемым решением проблемы сохранения окружающей среды. Поэтому использование биотоплива сейчас подвергается большому сомнению.

Новый двигатель, работающий на этаноле

Новый пятицилиндровый дизель фирмы Scania, работающий на этаноле, имеет рабочий объем 9 л, турбонаддув с воздушным охлаждением и систему EGR очистки отработавших газов. Этот двигатель отвечает стандарту EEV. Двигатель работает бесшумно, имеет насос-форсунку в каждом

цилиндре и два вала с противовесами в масляном картере. Двигатель развивает мощность 220 л. с. и крутящий момент 1200 Н · м. Двигатель является составной частью единой модульной системы фирмы Scania. По экологическим характеристикам он является наиболее совершенным по отношению к будущим нормам Евро-6.

Гибридная технология фирмы Scania

Гибридная технология фирмы Scania является большим достижением в деле защиты окружающей среды. Первые грузовые автомобили и автобусы серийного производства фирмы должны появиться через три года.

Городской автобус с гибридным дизель-электрическим двигателем не имеет трансмиссии и механического привода колес. Дизель приводит в действие только генератор переменного тока с заданным рабочим режимом (частотой вращения вала). Генератор вырабатывает электрический ток, который подается через аккумуляторную батарею в электродвигатель, установленный на мосту или на втулках колес.

Конструкция автобуса имеет ряд новшеств, в частности, очень низкий уровень пола салона и сиденье водителя, расположенное посередине кабины, а также значительно сдвинутый назад задний мост.

Единственным недостатком гибридной технологии является необходимость хранения электроэнергии, наличия аккумуляторной батареи и, возможно, дополнительной мощности двигателя. Вероятно, в ближайшие годы будут найдены решения в этой области.

Следует отметить, что одна швейцарская фирма-производитель конденсаторов сотрудничает с фирмой Scania в проекте создания надежных и компактных аккумуляторных батарей для автомобильного транспорта. В проекте рассматриваются возможности усовершенствования и применения различных видов гибридных технологий: "Sériel". "Parallèle", "Mild", "Plug" с традиционными аккумуляторными батареями, сверхмощными конденсаторами и литиево-ионными аккумуляторными батареями.

В конце 2008 г. фирма Scania проведет дорожные испытания серийного гибридного привода на традиционных городских автобусах, работающих на этаноле.

Эксплуатация двигателя на этаноле позволяет экономить не менее 25 % топлива и уменьшить выбросы CO_2 до 90 %.

50-процентное снижение выбросов CO_2

К 2020 г. фирма Scania планирует сократить выбросы CO_2 на 50 % благодаря использованию гибридной технологии, биотоплива: компостного газа, этанола, природного газа, водорода, топливных элементов и т. д. на всей гамме грузовых автомобилей и автобусов. Эти планы являются вполне реализуемыми. Например, в 60-ые годы средний расход дизельного топлива составлял 50 л/100 км и более. В настоящее время грузовой автомобиль в среднем расходует 30—35 л/100 км. Таким образом, на трехзвенном седельном автопоезде типа Mega-Liner 50 % снижение расхода топлива и выбросов CO_2 вполне реализуемо, учитывая объем и массу перевозимого груза (до 60 т и более).

Роль человеческого фактора

Специалисты фирмы Scania считают, что несмотря на значительный технический прогресс в современном автомобилестроении роль водителя остается решающей в области производительности труда, охраны окружающей среды и безопасности движения.

Поэтому фирма вкладывает большие средства в разработку технологии по профессиональной подготовке водителей. Энергосберегающий и предусмотрительный стиль вождения позволяет экономить 10—15 % топлива, снизить затраты на техническое обслуживание и ремонт. Наибольший прогресс в этом направлении достигнут в Швейцарии.

(По материалам журн. "Transport routier". — 2008. — N 6. ***Б. И. Буров)***

Художественный редактор *Т. Н. Галицына*. Технический редактор *Е. М. Патрушева*. Корректор *Л. М. Мазурина*

Сдано в набор 21.08.2008. Подписано в печать 29.09.2008. Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная. Усл. печ. л. 7,84. Уч.-изд. л. 9,01. Заказ 1045.

Отпечатано в ООО "Подольская Периодика", 142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15