*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, В. А. Зорин, Н. А. Иващенко, Л. Г. Красневский, В. В. Корсаков, А. С. Кузнецов, В. Г. Мазепа, В. А. Марков, В. Ф. Платонов, 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), 246-10-33, 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
Тел. (499) 269-49-97
E-mail: grouzovik@mashin.ru
http://www.mashin.ru

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

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

© ООО "Издательство Машиностроение", "Грузовик &", 2009
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)

5 *Кальмансон Л. Д.* Трансмиссия полноприводных автомобилей (Продолжение)

10 *Николаев Ю. И., Поплавский Д. Э., Черноусов В. Л.* Специальные автомобили-пропантовозы. Особенности конструкции

### *Эксплуатация. Ремонт*

13 *Синельников А. Ф.* Оборудование для диагностики тормозных систем автомобилей

### *Исследование. Расчет*

21 *Козловский В. Н., Королев В. В., Малеев Р. А.* Поиск и оценка ключевых параметров электромеханического усилителя рулевого управления с двигателем постоянного тока

24 *Гордиенко Е. К., Белогуб А. В.* Повышение точности механической обработки тонкостенных поршней ДВС

29 *Назаров А. Д.* Нагруженность коренных подшипников и точность балансировки коленчатого вала в зависимости от способа уравновешивания двигателей V-8

35 *Захарик Ан. М., Чичко А. Н., Вихренко Д. В., Захарик Ал. М.* Метод снижения уровня шума и вибраций узлов трансмиссий автомобилей

### *Технология*

42 *Солоницын Б. М., Клепиков В. В.* Технологический процесс шевингования зубчатых венцов внутреннего зацепления

### *Экология*

45 *Бутовский М. Э.* Отходы троллейбусного предприятия г. Рубцовска и их утилизация

### *Выставки*

49 *Добринский Е. С.* Российский автопром в условиях системного кризиса (по итогам XVII Международной автомобильной конференции от 17 декабря 2008 г.)

### *Информация*

53 *Машины* дорожные универсальные СДК-4545/ СДК-454510

55 *Буров Б. И.* Мировой рекорд в топливной экономичности, установленный на новом седельном тягаче Actros MP3 Mercedes-Benz

57 *Буров Б. И.* Туристский автобус Travego Mercedes-Benz нового поколения

58 *Ростислав* Павлович Доброгаев

60 *Анатолий* Леонидович Карунин

62 **Contents**

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

№2 '2009 (№ 151)

УДК 629.33

# АВТОМОБИЛИ КАМАЗ 5360, 53605 5460, 6460 6520, 65201

*(Продолжение. Начало см. журн. "Грузовик &". 2007, № 3—12; 2008, № 1—7, 10—12; 2009, № 1)*

## КАБИНА

*Дано описание кабины, сидений, их регулирование, работы вентилятора, кондиционера.*

**Для подъема и опускания кабины** применяется насос, установленный на раме автомобиля (рис. 1).

Положение ручек для подъема и опускания кабины указано в табличке, расположенной на корпусе насоса.

В процессе эксплуатации необходимо обеспечивать контроль за уровнем масла в системе гидропривода гидроподъемника. Уровень масла должен находиться между метками, указанными на корпусе насоса.

**Подъем кабины в первое положение** (41°) обеспечивает доступ к двигателю при его техническом обслуживании. Перед подъемом кабины следует:

— затормозить автомобиль стояночной тормозной системой;

— установить рычаг переключения передач в нейтральное положение (для коробок передач моделей 152, 154 в нейтральное среднее положение включения 2-й и 3-й передач);

— поднять переднюю облицовочную панель;

— для кабины, укомплектованной запорными устройствами, повернуть вверх рукоятки обоих запоров кабины (рис. 2) освободив предохранительный крюк.

Для подъема кабины надо установить ручки на насосе гидравлического подъемника кабины в зависимости от его модели в положение "Подъем ка-

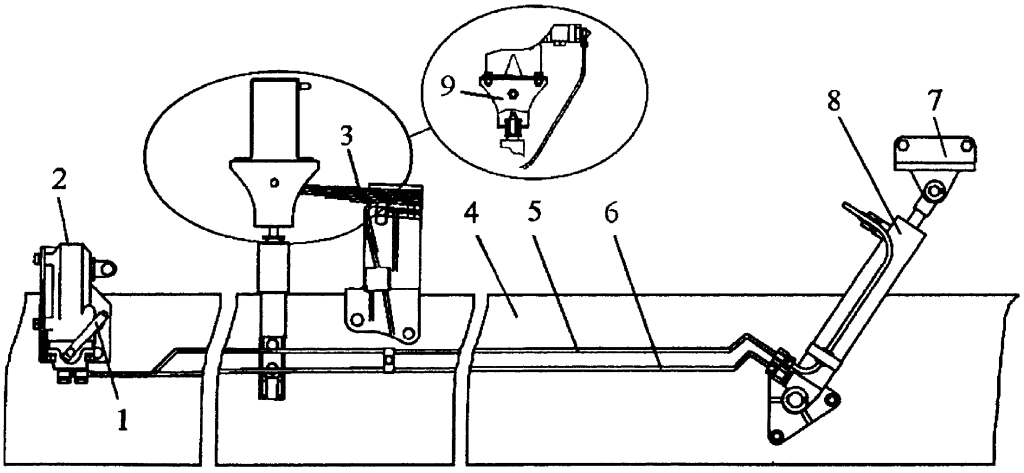



**Рис. 1. Механизм подъема и опускания кабины:**

1 — рукоятка управления; 2 — насос; 3 — подвеска кабины; 4 — правый лонжерон; 5 — гидропривод опускания кабины; 6 —гидропривод подъема кабины; 7 — кронштейн; 8 — гидроцилиндр; 9 — гидрозамок (для некоторых комплектаций автомобилей)

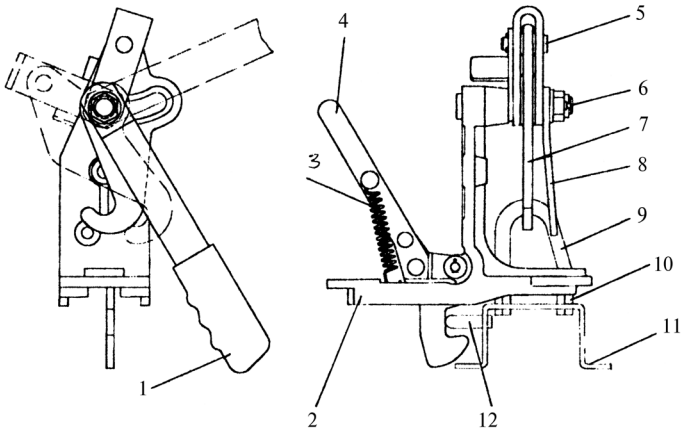



**Рис. 2. Запорное устройство кабины:**

1 — ручка рукоятки запора; 2 — корпус запора кабины; 3 — пружина; 4 — предохранительный крюк; 5 — палец; 6 — ось запора; 7 — крюк; 8 — рукоятка запора; 9 — скоба; 10 — подушка; 11 — кронштейн; 12 — скоба крюка

бины" или "Стрелка вверх" и, качая рукоятку насоса монтажной лопаткой, поднять кабину. Для предотвращения случайного опускания кабины нужно закрепить стойки ограничителя предохранительной шпилькой (рис. 3).

**Для опускания кабины** следует вынуть предохранительную шпильку, установить ручки на насосе в зависимости от его модели в положение "Опускание кабины" или "Стрелка вниз" и, качая рукоятку насоса монтажной лопаткой, начать опускание кабины, затем надо вставить шпильку в транспортное положение в отверстие нижней стойки ограничителя, опустить кабину.

Для кабины, укомплектованной запорными устройствами, нужно закрыть рукоятки правого и левого запорных устройств.

Для кабины с **гидрозамками** (рис. 4) гидрозамки при опускании кабины должны защелкнуться. При незащелкивании хотя бы одного из двух гидрозамков загорается контрольная лампа, расположенная на щитке приборов или в комбинации приборов в зависимости от вариантного исполнения щитка приборов.

**Для подъема кабины во второе положение** (61°), производимого для демонтажа двигателя, надо снять буфер, поднять переднюю облицовочную панель и поднять кабину в первое положение. Затем расшплинтовать и вынуть палец из скобы (см. рис. 3).

Гидроподъемником нужно поднять кабину во второе положение.

При опрокидывании кабины необходимо поддерживать ее страховочными средствами.

**Регулирование механизма уравновешивания кабины.** Угол закручивания торсиона регулируйте, если слишком велико усилие, необходимое для подъема или опускания кабины.

При регулировании угла закручивания торсионов (рис. 5) надо поднять кабину во второе положение (61°), освободив этим торсионы от нагрузки. Для автомобилей, снабженных гидравлическим подъемником кабины, нужно

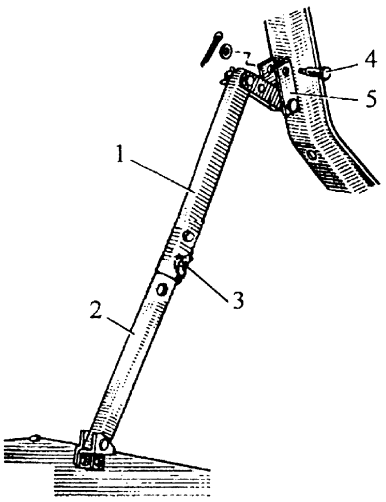



**Рис. 3. Стойка кабины:**

1 — верхняя стойка; 2 — нижняя стойка; 3 — предохранительная шпилька; 4 — палец; 5 — скоба

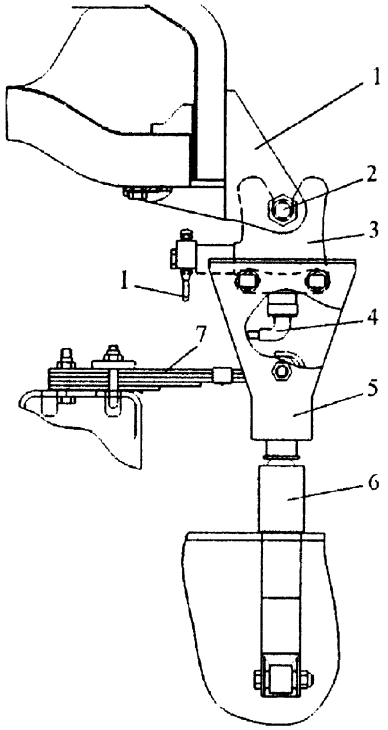



**Рис. 4. Установка задней подвески кабины с гидрозамком:**

1 — кронштейн гидрозамка; 2 — палец; 3 — гидрозамок; 4 — кабель гидрозамка; 5 — обойма рессоры; 6 — амортизатор; 7 — рессора

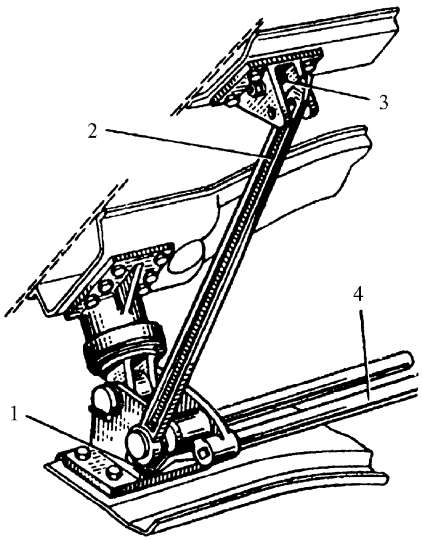



**Рис. 5. Регулирование угла закручивания торсионов:**

1 — гайка стяжного болта; 2 — рычаг торсиона; 3 — ось опоры рычага торсиона; 4 — торсионы

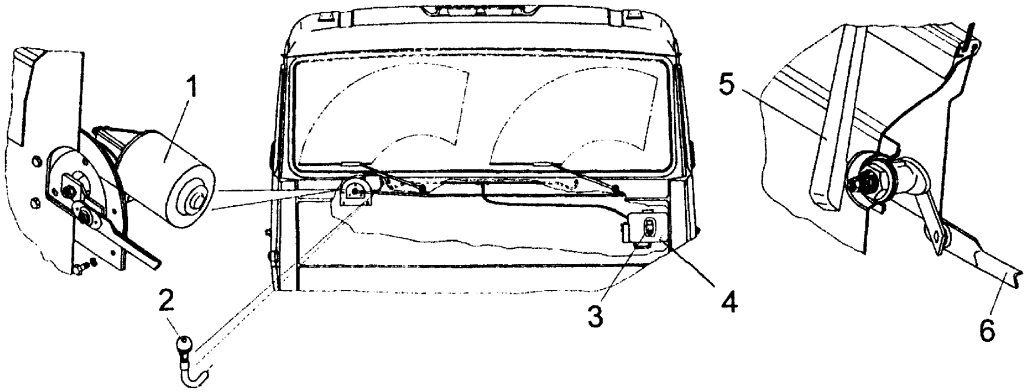



**Рис. 6. Устройство для очистки и обмыва ветровых стекол:**

1 — моторедуктор; 2 — жиклер; 3 — насос; 4 — бачок омывателя; 5 — рычаг щетки; 6 — узел передачи

отсоединить шток цилиндра подъема от кронштейна на балке пола кабины и, качая рукоятку насоса, при положении ручек "Опускание кабины" или "Стрелка вниз" в зависимости от модели насоса, втянуть шток в цилиндр.

Для увеличения угла закручивания торсионов переставляются оси опор рычагов торсионов из верхних отверстий в нижние. Если этого недостаточно, то угол закручивания можно увеличить перестановкой рычагов торсионов в таком порядке:

— ослабить гайки стяжных болтов;

— переставить рычаги вперед, в сторону подъема кабины, на одинаковое число шлицев;

— затянуть гайки стяжных болтов.

**Двери кабины** снаружи запираются ключом, а изнутри — поворотом ручки вниз. При этом ручка автоматически возвращается в исходное положение.

Запертую снаружи дверь можно открыть изнутри поворотом ручки вверх. Двери, запертые изнутри, снаружи открыть ключом нельзя.

Для открывания дверей снаружи надо нажать на кнопку наружной ручки. Для открывания дверей изнутри нужно повернуть внутреннюю ручку вверх.

**Устройство для очистки и обмыва ветровых стекол** (рис. 6) включает в себя электрические стеклоочиститель и омыватель. Управление стеклоочистителем и омывателем осуществляется правым рычагом комбинированного переключателя и реле стеклоочистителя.

Для приведения в действие насоса 3 стеклоомывателя надо поднять рычаг переключателя стеклоочистителя вверх и удерживать его в этом положении не более 10 с. При этом жидкость из бачка 4 подается к жиклерам 2, через которые разбрызгивается на ветровые стекла. После опускания рычаг возвращается в исходное положение.

Для включения стеклоочистителя нужно перевести рычаг переключателя стеклоочистителя в одно из фиксированных положений. При первом положении рычага переключателя моторедуктор 1 обеспечивает 20—45 двойных ходов рычагов со щетками в 1 мин, при втором положении — не менее 45 с разностью между первой и второй скоростями не менее 15 двойных ходов в 1 мин, в третьем — прерывистый режим работы стеклоочистителя.

В выключенном положении переключателя происходит автоматическая укладка щеток в исходное положение.

*Бачок стеклоомывателя заправляйте жидкостью, имеющей пониженную температуру замерзания, например смесь воды с жидкостью НИИСС-4, в пропорциях, зависящих от наружной температуры.*

*Избегайте применения жидкости НИИСС-4 без разбавления ее водой, так как, попадая на лакокрасочные покрытия кабины, концентрированная жидкость портит их.*

---

**Ключевые слова:** кабина, сиденья, регулирование, вентилятор, кондиционер.

---

*(Продолжение следует)*

УДК 629.33

**Л. Д. Кальмансон,**
инж.

# Трансмиссия полноприводных автомобилей

*(Продолжение. Начало см. журн. "Грузовик &", 2008, № 12; 2009, № 1)*

*Дана информация о конструкции, регулировках, техническом обслуживании сцепления, коробки передач, ведущих мостов автомобиля ГАЗель 4 × 4.*

КОНСТРУКЦИЯ

## Карданные валы

Крутящий момент передается от коробки передач к раздаточной коробке посредством промежуточного карданного вала, а от раздаточной коробки к переднему и заднему мостам — посредством одинаковых по конструкции и длине переднего и заднего карданных валов.

**Промежуточный карданный вал** (рис. 12) представляет собой тонкостенную трубу, в концы которой запрессованы и приварены две вилки с соосными отверстиями в ушках для установки крестовин шарниров Гука.

К заднему концу вала через шарнир Гука присоединяется фланец 10 с двумя ушками и центровочным пояском, который крепится к фланцу первичного вала раздаточной коробки.

К переднему концу промежуточного карданного вала через шарнир присоединяется скользящая вилка 6 с шлицевым отверстием в хвостовике, закрытым завальцованной заглушкой и грязеотражателем 12. Хвостовик вставляется, в манжеты и втулку заднего картера коробки передач, а в его шлицы входят шлицы вторичного вала коробки передач. При перемещениях заднего моста хвостовик скользящей вилки перемещается по шлицам вторичного вала и втулке заднего картера.

Карданный шарнир представляет собой крестовину 4 (рис. 13), цапфы которой располагаются в игольчатых подшипниках, установленных в ушках вилок. В крестовину ввернута закрываемая резиновым защитным колпачком пресс-масленка 15 (см. рис. 12), через которую по имеющимся в крестовине отверстиям и канавкам на цапфах смазываются игольчатые подшипники и торцы цапф.

Корпус игольчатых подшипников фиксируется в ушках стопорными кольцами 3, которые при вставленной крестовине плотно прилегают к внутренней точно обработанной поверхности ушек. Поскольку зазор между торцами крестовины и донышками корпусов крайне мал (0,03 мм максимально), крестовина не может перемещаться вдоль подшипников и точно центрируется относительно вилок. В корпусе расположены 20 игл толщиной 2 мм

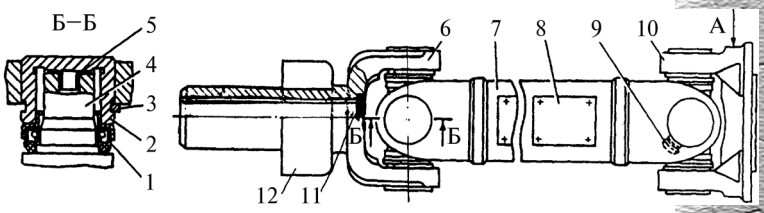



**Рис. 12. Промежуточный карданный вал:**

А — место допустимых ударов при разборке; 1 — манжета; 2 — игольчатый подшипник; 3 — стопорное кольцо; 4 — крестовина; 5 — полиамидная торцовая шайба; 6 —скользящая вилка; 7 — труба; 8 — балансировочная пластина; 9 — пресс-масленка; 10 — фланец; 11 — заглушка; 12 — грязеотражатель

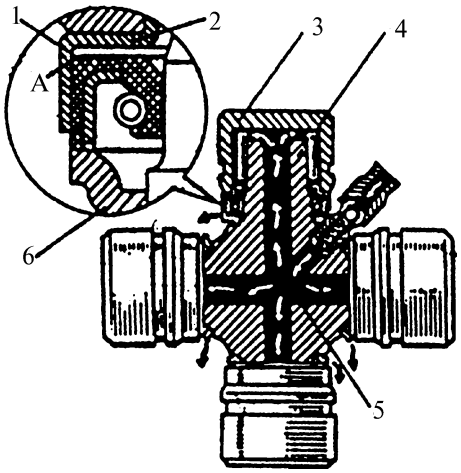



**Рис. 13. Схема смазывания карданного шарнира:**

1 — манжета; 2 — обойма манжеты 3 — игольчатый подшипник; 4 — крестовина; 5 — масляные каналы; 6 — грязеотражатель; А — фаска манжеты

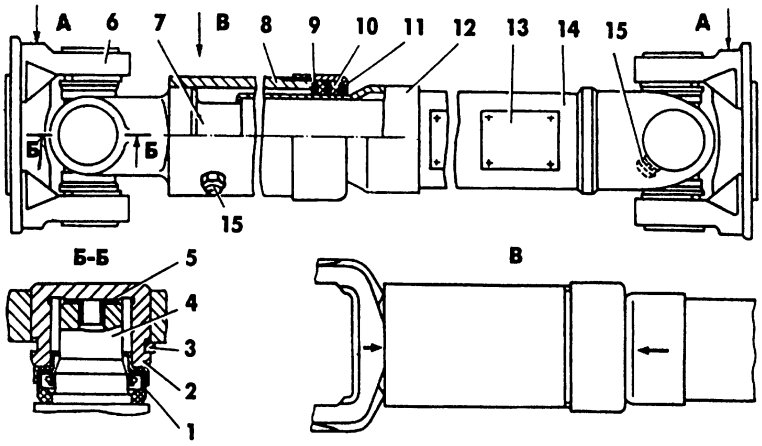



**Рис. 14. Карданный вал:**

А, В — места допустимых ударов при разборке; 1 — манжета; 2 — игольчатый подшипник; 3 — стопорное кольцо; 4 — крестовина; 5 — полиамидная торцовая шайба; 6 —фланец; 7 — шлицевая вилка; 8 — кожух; 9 — шайба; 10 — манжета; 11 — обойма; 12 —шлицевая втулка; 13 — балансировочная пластина; 14 — труба; 15 — пресс-масленка

(размерность 0,003 мм не более) и запрессованная штампованная обойма 11 (рис. 14) манжеты, являющаяся также иглодержателем, предотвращающим перемещение игл и их контакт с торцем резиновой манжеты.

Диаметр иголок подшипника и отверстия для них в корпусе подобраны так, чтобы иглы после установки образовывали свод и не выпадали в радиальном направлении.

Для предотвращения вытекания смазочного материала из подшипника установлена резиновая манжета 1 (см. рис. 13) с пружиной. Особенностью конструкции является то, что кромка манжеты расположена так, что она не удерживает масло, как это обычно принято, а наоборот, это позволяет маслу при смазывании шарнира выходить из-под кромки при создании больших давлений и не применять предохранительный клапан.

Усилие пружинки, поджимающей кромку манжеты, подобрано таким, что обеспечивает выход воздуха и излишнего количества масла при его нагнетании и повышении давления, а также под действием центробежных сил, но сохраняет в подшипнике необходимое для нормальной работы количество масла.

Для защиты манжеты от попадания воды, грязи и пыли служит напрессованный на крестовину грязеотражатель 6, к которому прижимается торец манжеты.

Для надежной работы манжеты необходимо при сборке шарнира сначала надеть на шип манжету до упора в грязеотражатель (пружиной к грязеотражателю), а затем запрессовать подшипник в ушки вилки, чтобы обойма подшипника была надета на наружную поверхность манжеты.

**Передний и задний карданные валы** (см. рис. 14) составные и включают в себя шлицевую вилку с ушками и приваренным защитным кожухом с наружной резьбой на конце, соединенную через шарнир Гука с фланцем 6, а также пустотелую трубу 14, с одного конца которой приварена вилка с отверстиями в ушках для установки шарнира Гука и фланца, а с другого конца — шлицевая втулка 12 с внутренними шлицами, сопряженными с наружными шлицами вилки 7.

На резьбовой конец кожуха 8 наворачивается обойма, внутри которой располагаются уплотнительные резиновые манжеты 10, охватывающие наружную поверхность шлицевой втулки, и стальные шайбы 9, прижимающие их при заворачивании обоймы 11.

Смазывается это подвижное шлицевое соединение, обеспечивающее изменение длины карданного вала при изменении расстояния между раздаточной коробкой и мостами, через пресс-масленку 15, которая ввернута в защитный кожух.

Карданные валы в сборе динамически балансируются на специальных стендах в диапазоне частоты вращения 2000—6000 мин$^{-1}$ путем приварки на трубы валов вблизи вилок балансировочных пластин 13. Дисбалансы должны быть не более 15 г · см в каждой плоскости уравновешивания.

## Передний мост

Картер 15 (рис. 15) редукторной части моста и кожухи полуосей объединены в единую балку моста, которая состоит из двух штампованных половин, сваренных между собой сплошным швом. На концах кожухов установлены поворотные кулаки. В закрываемом штампованной

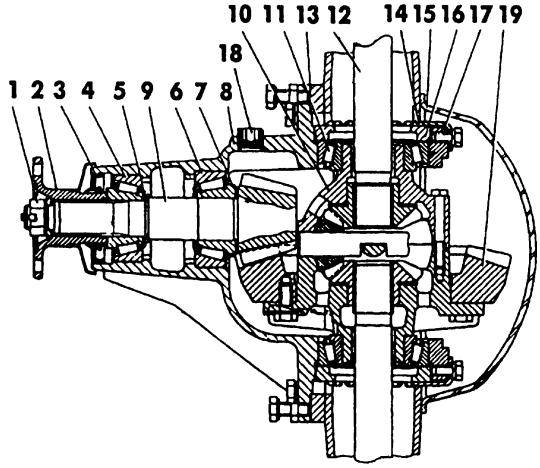



**Рис. 15. Редукторная часть переднего моста:**

1 — гайка; 2 — фланец ведущей шестерни; 3 — манжета; 4, 6, 11 — подшипники; 5 —кольцо; 7 — регулировочное кольцо; 8 — картер редуктора; 9 — ведущая шестерня; 10 —дифференциал; 12 — полуось; 13 — прокладка; 14 — стопорная пластина; 15 — картер; 16 —гайка подшипников дифференциала; 17 — крышка подшипника; 18 — пробка заливного отверстия; 19 — ведомая шестерня

крышкой сквозном отверстии в картере по центровочному пояску размещен картер 8 редуктора в сборе.

Главная передача моста гипоидная, смещение оси ведущей шестерни 9 от оси ведомой 19 составляет 42 мм, передаточное число 5,125. Ведущую и ведомую шестерни подбирают на заводе путем взаимного их расположения по минимальному уровню шума, боковому зазору и пятну контакта и в этом положении устанавливают в редуктор.

Ведущая шестерня расположена в горловине корпуса редуктора на двух конических подшипниках 11. Для установки ее в требуемое положение (подобранное в комплекте расстояние от поперечной оси главной передачи до переднего торца шестерни) служит регулировочное кольцо 7, размещенное между торцем головки ведущей шестерни и торцем головки ведущей и торцем конического подшипника 6.

Предварительный натяг конических подшипников регулируют подбором регулировочного кольца 5 между буртом вала ведущей шестерни и внутренней обоймой заднего (меньшего) конического подшипника.

При установленной в горловину картера редуктора манжете 3 затяжке гайки 1 фланца 2 (момент 160—200 Н · м) предварительный натяг конических подшипников должен соответствовать моменту поворота шестерни 15—20 даН · см.

Ведомая шестерня 19 установлена на бурте корпуса дифференциала 10 и прикреплена к нему десятью болтами, ввернутыми в шестерню.

Дифференциал 10 установлен на двух конических подшипниках 11, расположенных в гнездах боковых горловин корпуса редуктора. В эти же гнезда вставлены и резьбовые регулировочные гайки 16 подшипников дифференциала. Гнездо выполнено таким образом, что одна половина его расположена в горловине корпуса редуктора, а другая — в крышке 17, привернутой к ней двумя болтами.

Отверстия под подшипники дифференциала и резьбу под регулировочные гайки обрабатывают при привернутых крышках, поэтому крышки невзаимозаменяемы. К крышкам привернуты стопорные пластины 14, фиксирующие гайки.

При вращении гаек перемещается дифференциал вместе с ведомой шестерней и она устанавливается в положение, обеспечивающее необходимое положение ее относительно ведущей шестерни и боковой зазор в зацеплении их зубьев в пределах 0,15—0,25 мм. Этими же регулировочными гайками устанавливают и предварительный натяг конических подшипников дифференциала, соответствующий их сжатию в осевом направлении.

Дифференциал конический имеет четыре сателлита и две полуосевые шестерни, опирающиеся соответственно на четыре сферические и две плоские шайбы. Корпус дифференциала состоит из левой и правой коробок, соединенных одна с другой посредством центровочного буртика и соединительных болтов. Шейки коробок дифференциала, отверстия под оси сателлитов и шейки полуосевых шестерен обрабатывают на собранном корпусе дифференциала, что обеспечивает возможность разъединения коробок при сборке дифференциала и взаимную установку осей, сателлитов и полуосевых шестерен с необходимой точностью зацепления зубьев шестерен и сателлитов.

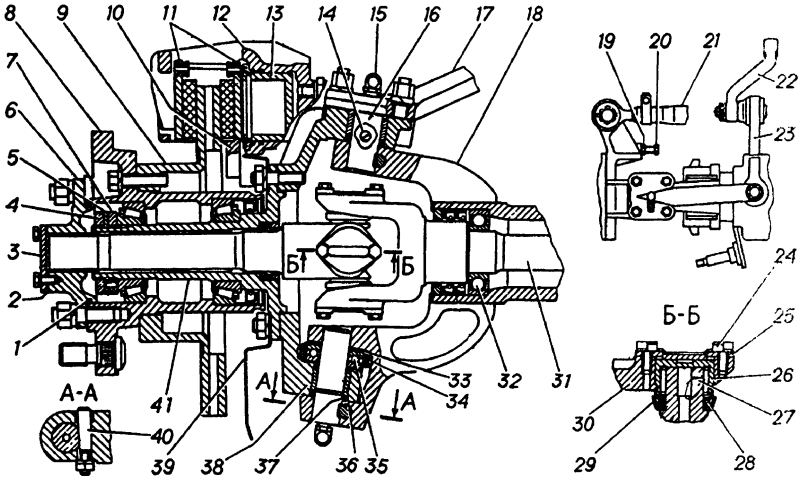



**Рис.16. Поворотный кулак переднего ведущего моста:**

1, 28, 37 — уплотнительные кольца: 2, 33 — прокладки; 3 — крышка фланца; 4 —гайка; 5 — замочная шайба; 6 — ведущий фланец; 7 — внутренняя гайка; 8 — ступица; 9 —тормозной диск; 10 — основание; 11 — колодки с пружинами; 12 — корпус скобы; 13 —поршень; 14 — пробка; 15 — масленка; 16 — верхний шкворень; 17 — поворотный рычаг; 18 —картер переднего моста; 19 — контргайка; 20 — регулировочный болт; 21 — поперечная рулевая тяга; 22 — сошка; 23 — продольная рулевая тяга; 24 — стопорная пластина; 25 —крышка подшипника; 26, 32 — подшипники; 27 — крестовина; 29 — торцевое уплотнение; 30 — наружная вилка; 31 — внутренняя вилка; 34 — уплотнитель; 35 — упорный подшипник; 36 — втулка; 38 — поворотный кулак; 39 — тормозной щит; 40 — стопорный штифт; 41 —цапфа

Сателлиты дифференциала размещены на двух осях, расположенных в общих отверстиях в правой и левой коробках. На каждой из осей в середине имеется паз, в результате чего при сборке при взаимном вхождении одного паза в другой оси между собой образуют общий "крест".

Сателлиты и полуосевые шестерни находятся в постоянном зацеплении друг с другом. Шейки полуосевых шестерен размещены в отверстиях коробок дифференциала, а шлицы шеек соединены со шлицами полуосей. Между торцами головок полуосевых шестерен и торцами корпуса расположены упорные шайбы, обеспечивающие также необходимый боковой зазор в зацеплении зубьев сателлит — полуосевая шестерня.

Необходимо отметить, что редукторная часть переднего моста (ведущая и ведомая шестерни, дифференциал, регулировочные гайки) аналогичны редукторной части заднего моста, способы регулировки зацепления шестерен и предварительный натяг подшипников также аналогичны.

Полуоси переднего моста состоят из наружных 30 (рис. 16) и внутренних 31 вилок, соединенных между собой посредством крестообразного шарнира неравных угловых скоростей (шарнир Гука). Внутренняя вилка с внутренним шлицованным концом входит в шлицы полуосевой шестерни, а наружным концом опирается на запрессованный в кожух картера моста до упора в бурт шариковый подшипник 32. Подшипник защищен от попадания воды, пыли, грязи двумя уплотнительными манжетами и гряотражательным фторопластовым кольцом в стальной обойме, запрессованными в концы кожуха моста.

Снаружи на концы кожуха моста напрессованы фланцы-вилки 30 и 31, в ушках которых имеются отверстия для верхних и нижних шкворней поворотного кулака 38. Шкворни стопорятся от проворота и осевого перемещения посредством конических стопорных штифтов 40. На них установлен корпус поворотного кулака 38 с запрессованными в его ушки подшипниками, защитными втулками 36, резиновыми уплотнительными кольцами 37. Эти подшипники смазываются через просверленные в шкворнях отверстия пресс-масленками 15, ввернутыми в торцы нижних шкворней, в поворотный рычаг и крышку шкворня правого кулака.

Для выхода при прокачках отработанного смазочного материала в бобышках корпуса поворотного кулака имеются отверстия, закрываемые пробками 14.

Осевая нагрузка на кулак воспринимается шариковым подшипником 35 в обойме, расположенным между торцами ушков корпуса кулака и средней бобышки вилки кожуха моста. Осевой зазор корпуса кулака устанавливают посредством стальных регулировочных прокладок 33, расположенных между внутренним торцем шарикового подшипника и торцем средней бобышки вилки, и составляет 0,05—0,1 мм.

К корпусу поворотного кулака прикреплен тормозной щит с тормозной скобой, а также цапфа 41, на которой на двух конических подшипниках расположена ступица колеса с тормозным диском.

Внутри цапфы проходит наружная вилка со шлицованным концом, а между ними во внутреннем торце цапфы расположены грязезащитные кольца и манжеты. На резьбовом наружном конце цапфы установлены внутренняя гайка 7, замочная шайба 5, стопорная гайка 4, посредством которых осуществляется и фиксируется натяг конических подшипников колеса. На шлицы наружной вилки 30 установлен шлицованный ведущий фланец 6, который приворачивают к ступице. Между ступицей и фланцем имеется уплотнительное кольцо, а во внутренним торце ступицы находится уплотнительная манжета. К фланцу через регулировочные прокладки 2 крепится крышка 3 фланца. Подбором пакета прокладок обеспечивается осевой зазор в пределах 0,05—0,1 мм шарнира поворотного кулака при перемещении собранных с шарниром Гука внутренних и наружных вилок между торцем шарикового подшипника 32 и крышкой 3 фланца.

## Задний мост

В конструкции заднего моста используются те же детали переднего моста, за исключением полуосей, балки (отличается кожухами) и манжеты ведущей шес-

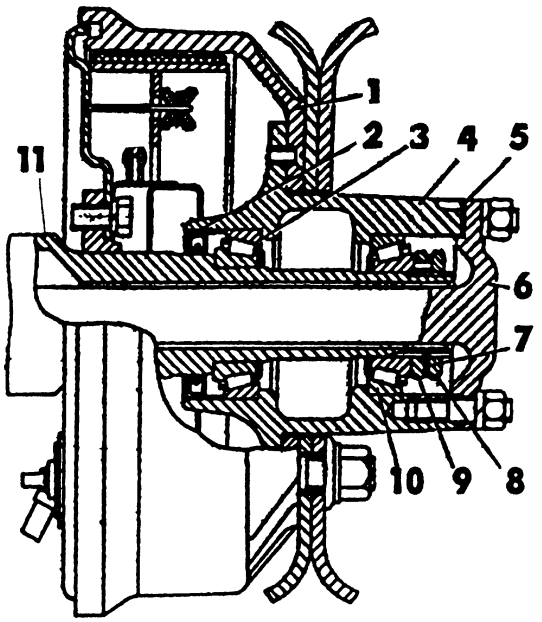



**Рис. 17. Ступица заднего колеса:**

1 — тормозной барабан; 2 — манжета; 3 и 10 — подшипники; 4 — ступица; 5 —прокладка; 6 — полуось; 7 — замочная шайба; 8 — наружная гайка; 9 — гайка подшипников ступицы; 11 — цапфа кожуха полуоси

терни (маслосгонная винтовая канавка на рабочей поверхности имеет обратное направление).

В концы кожухов запрессованы пустотелые цапфы 11 (рис. 17), внутри которых проходят полуось 6, а на наружной поверхности установлены внутренние обоймы с роликами конических подшипников 3 и 10 ступиц задних колес.

Фланцы полуосей через уплотнительные прокладки 5 болтами прикреплены к ступице 4, в которой расположены наружные обоймы конических подшипников.

На центровочный поясок на наружной поверхности ступиц устанавливают диски колес, и тормозные барабаны и крепят к фланцу ступицы через ввернутые в нее шпильки посредством колесных гаек.

Для фиксации ступиц и регулировки конических подшипников на концах цапф кожухов нарезана резьба с продольной канавкой и установлены регулировочная гайка 9 с запрессованным в ее задний торец штифтом, замочная шайба 7 с наружными прорезями, в одной из которой расположен штифт, внутренний усик, входящий в продольную канавку цапфы, и наружная гайка 8.

Регулировку подшипников надо проводить следующим образом:

— навернуть и затянуть регулировочную гайку (момент 7—10 даН · м), проворачивая ступицу для равномерного расположения роликов в подшипниках;

— надеть замочную шайбу, следя за тем, чтобы внутренний усик вошел в канавку;

— отвернуть регулировочную гайку на одну-две прорези замочной шайбы, чтобы штифт регулировочной гайки вошел в прорезь замочной шайбы;

— навернуть наружную гайку и затянуть ее (момент 15,0—20,0 даН · м).

Смазывание подшипников ступиц осуществляется маслом, поступающим из картера по кожухам заднего моста. Для удержания масла в ступицах служат манжета, запрессованная в гнездо наружной обоймы внутреннего подшипника, и прокладка под фланцем полуоси. При замене масла для наполнения ступиц следует поочередно поднять правое (левое) колесо (при полностью заполненном заливном отверстии в картере) на высоту 300—350 мм и держать 5—6 мин при температуре заправленного масла не ниже 15 °С.

**Ключевые слова:** карданный вал, задний мост, передний мост.

*Вниманию читателей!*

**ООО "ИЗДАТЕЛЬСТВО МАШИНОСТРОЕНИЕ"**

продолжает принимать подписку на журналы на I полугодие 2009 г.

Подпишитесь в Издательстве и Вы

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

***Постоянным подписчикам предоставляется скидка на подписку и публикацию рекламных объявлений.***

Присылайте заказ и обращайтесь за дополнительной информацией

***в отдел продаж, маркетинга и рекламы.***

107076, г. Москва, Стромынский пер., д. 4

***Тел.: (499) 269-66-00, 269-52-98; факс (499)269-48-97***

***E-mail: realiz@mashin.ru; www.mashin.ru***

УДК 629.33

**Ю. И. Николаев**, гл. конструктор;
**Д. Э. Поплавский**, нач. бюро;
**В. Л. Черноусов**, вед. инж. УГК;
МЗКТ

# Специальные автомобили-пропантовозы. Особенности конструкции

*Дано краткое описание одного из методов повышения интенсификации притока нефти на существующих нефтяных скважинах — глубокопроникающего гидравлического разрыва пласта (ГГРП) и комплекса, предназначенного для проведения ГГРП. Описаны принцип работы и особенности конструкции одного из агрегатов комплекса для проведения ГГРП — агрегата сыпучих компонентов или так называемого автомобиля-пропантовоза на примере самосвального автопоезда МЗКТ-74173 + МЗКТ-6201 и специального автомобиля-самосвала МЗКТ-79011, выпускаемых Минским заводом колесных тягачей.*

Возрастающая потребность мирового сообщества в нефтепродуктах ведет к необходимости разведки новых нефтяных месторождений и увеличению количества нефтедобывающих скважин. При этом вновь открываемые и разрабатываемые месторождения располагаются, как правило, в неблагоприятных с точки зрения геологии местах, глубина добычи нефти увеличивается. Это требует наличия соответствующего бурового оборудования и транспортных средств для его монтажа, транспортировки и привода. Кроме того, разведка и разработка новых месторождений занимает достаточно много времени.

В данной ситуации проблема восстановления (реанимации) нефтедобывающих скважин становится чрезвычайно актуальной. Одним из эффективных методов повышения интенсификации притока нефти является глубокопроникающий гидравлический разрыв пласта (ГГРП). При проведении ГГРП осуществляется гидравлическое воздействие большой мощности (давлением до 10 МПа.) на призабойную зону скважины с целью получения трещины в продуктивном слое и увеличения дебита скважины. Применение ГГРП позволяет увеличить дебит скважины в 5 и более раз на срок от 3 до 5 лет.

Комплекс, предназначенный для проведения ГГРП, состоит из следующих агрегатов и машин:

— насосного агрегата, закачивающего рабочие жидкости и смеси в скважину;

**Рис. 1. Самосвальный автопоезд МЗКТ-74173 + 6201**

**Рис. 2. Специальный автомобиль-самосвал МЗКТ-79011**

— агрегата приготовления смеси, рабочих жидкостей, подающего их к насосным агрегатам;

— агрегата сыпучих компонентов, предназначенного для перевозки, временного хранения и дозированной выгрузки в приемные бункеры агрегата приготовления смеси твердых сыпучих компонентов, необходимых для приготовления рабочих смесей;

— транспортно-установочного агрегата, осуществляющего самозагрузку (на себя) порожней цистерны, находящейся в вертикальном положении на базе, транспортировку ее в горизонтальном положении к месту проведения ГГРП и последующий возврат цистерны на базу;

— машины манифольдов с краном-манипулятором, предназначенной для размещения, транспортировки, монтажа и демонтажа оборудования, обеспечивающего соединение агрегатов комплекса между собой и с устьем скважины манифольдами высокого и низкого давления;

— машины контроля и управления, служащей для дистанционного управления насосными агрегатами, контроля процесса проведения ГГРП с последующим документированием процесса разрыва в виде распечатанных таблиц и графиков.

Рассмотрим поподробнее один из агрегатов комплекса — агрегат сыпучих компонентов (АСК) или так называемый автомобиль-пропантовоз, перевозящий и выгружающий гранулированный твердый сыпучий компонент на основе кремния и алюминия — пропант.

В настоящее время пропантовозы изготовляются в двух вариантах: в виде специальных автомобилей-самосвалов или самосвальных автопоездов. Минским заводом колесных тягачей (МЗКТ) на сегодняшний день разработаны и освоены в производстве оба варианта пропантовозов: самосвальный автопоезд, состоящий из тягача МЗКТ-74173 и полуприцепа МЗКТ-6201 (рис. 1) и специальный автомобиль-самосвал МЗКТ-79011 в двух комплектациях (рис. 2).

Вследствие того, что конструкция АСК обусловлена спецификой его работы, рассмотрим конструктивные особенности пропантовозов МЗКТ с учетом основных этапов их работы.

Цикл работ АСК состоит из двух основных этапов: подготовки к ГГРП и дозированной выгрузки пропанта при проведении ГТРП. В свою очередь процесс подготовки АСК к ГГРП можно разделить на операцию загрузки пропантом и установку АСК в рабочее положение на площадке проведения ГГРП.

Загрузка пропантом производится через четыре загрузочных люка с герметичными крышками, расположенных в верхней части платформы, выполненной в виде закрытого необогреваемого кузова-бункера. Мешки с

пропантом массой около 1 т, поднятые над платформой с помощью крана-манипулятора, развязываются оператором, расположенным на крыше платформы, и пропант высыпается в определенный загрузочный люк. Для обеспечения безопасности нахождения обслуживающего персонала на платформе ее крыша оборудована площадкой обслуживания, состоящей из складного на время движения ограждения и настила вокруг люков, исключающего накопление просыпанного пропанта. Для спуска оператора с площадки обслуживания внутрь платформы и подъема на площадку обслуживания с земли платформа оборудована двумя лестницами.

Процесс установки АСК в рабочее положение на площадке проведения ГГРП заключается в установке агрегата рядом с агрегатом приготовления смеси, вывешивания АСК на опорных гидроцилиндрах (аутригерах) и поднятии платформы на максимальный угол.

Вывешивание агрегата до отрыва колес от земли необходимо для разгрузки шин и элементов подвески от недопустимых нагрузок при поднятии полностью загруженной платформы. Для этой цели АСК оборудован четырьмя опорными гидроцилиндрами, управляемыми вручную с помощью рукояток гидрораспределителя, а также четырьмя опорными подкладками под штоки гидроцилиндров. При вывешивании АСК на аутригерах для обеспечения достаточной поперечной устойчивости АСК при поднятой платформе и уменьшения боковых нагрузок на аутригеры чрезвычайно важно установить АСК горизонтально в продольной и поперечной плоскостях. Для этих целей АСК оборудован специальным прибором — электронным креномером, позволяющим следить за положением АСК во время вывешивания и подъема платформы в двух плоскостях по отношению к горизонту.

Подготовка АСК к ГГРП заканчивается подъемом загруженной платформы на максимальный угол и ее фиксации в данном положении. Платформа поднимается двумя гидроцилиндрами телескопического типа.

Выгрузка пропанта из АСК в приемные бункеры агрегата приготовления смеси осуществляется самотеком из поднятой платформы через разгрузочные окна на задней стенке платформы. Для регулирования количества высыпаемого пропанта разгрузочные окна снабжены гидравлически или механически управляемыми задвижками.

Помимо перечисленных выше конструктивных особенностей, пропантовозы МЗКТ имеют характерные для техники МЗКТ узлы и системы, обеспечивающие ее высокую проходимость и грузоподъемность.

По предварительным данным маркетинговых исследований подобная автотехника должна получить достаточно широкое распространение в нефтегазовой отрасли в ближайшие 5—10 лет.

**Ключевые слова:** автомобиль-пропантовоз, специальный автомобиль-самосвал.

## Аренда с выкупом

Сейчас, в связи с ужесточением требований банковских организаций и острой нехваткой "живых денег", компаниям приходится искать новые способы приобретения погрузочной и складской техники. Многие покупатели, у которых нет возможности заплатить за новую технику сразу всю сумму или которым удобнее выплачивать в рассрочку, стали искать альтернативные варианты финансирования сделок. Для удовлетворения спроса компания "Универсал-Спецтехника" — дистрибьютор складской и строительной техники — разработала новое специальное предложение — аренда с выкупом. Суть такой схемы в том, что во время действия договора арендатор ежемесячно выплачивает арендную плату, которая идет в счет погашения выкупной стоимости. По истечении срока договора клиент выкупает технику, то есть превращается из арендатора в собственника. Для большинства компаний это очень выгодная схема работы. У предпринимателя нет необходимости единовременно изымать крупные суммы из оборота. Таким образом, клиент может решить задачу приобретения техники напрямую с поставщиком, без посредников. Причем в несколько раз быстрее, чем при обращении в кредитные или лизинговые организации. Потому что арендованное оборудование является предметом залога в данной сделке.

Преимущества такой аренды следующие.

- Денежная масса остается в обороте компании-покупателя.
- Нет посредников — кредитных и лизинговых организаций.
- Нет потребности в залоге, как в случае с кредитованием.
- Получение налоговых льгот — платежи по договору аренды с правом выкупа в полном объеме относятся в состав валовых затрат в отчетном периоде.
- Нет оплаты налога на имущество.
- Уменьшение риска простоя техники в связи с поломкой.
- Гарантия работоспособности оборудования и возможность замены техники на время ремонта или ТО.
- Возможность тестирования техники и сервисных возможностей поставщика до передачи прав собственности.

*(По материалам компании Europlan)*

УДК 629.33

**А. Ф. Синельников,**
канд. техн. наук,
доц. МАДИ

# Оборудование для диагностики тормозных систем автомобилей

*Рассмотрено технологическое оборудование для диагностики тормозных систем автомобилей. Приведены основные требования к тормозным системам автомобилей, регламентированные стандартами и международными правилами дорожного движения. Представлены технические характеристики современных стендов для диагностики тормозных систем легковых и грузовых автомобилей, автобусов и специальной техники.*

Безопасность движения автомобилей с высокими скоростями в значительной степени определяется эффективностью действия тормозных систем.

Эффективность тормозной системы оценивается длиной тормозного пути или временем движения автомобиля до полной остановки. Чем эффективнее действие тормозных систем, тем выше безопасная скорость, которую может допустить водитель, и тем выше скорость движения автомобиля на всем маршруте.

Торможение необходимо не только для быстрой остановки автомобиля при внезапном появлении препятствий, но и как средство управления скоростью его движения.

К тормозному управлению автомобиля, служащему для замедления движения, вплоть до полной остановки и удержания его на месте на стоянке, предъявляются повышенные требования, так как тормозное управление является важнейшим средством обеспечения активной безопасности автомобиля. Требования к тормозным системам регламентированы ГОСТ Р 51709—2001 и международными правилами дорожного движения.

Требования к тормозным системам следующие:

1. Максимальный тормозной путь, максимальное установившееся замедление в соответствии с требованиями ГОСТ Р 51709—2001 для пассажирских автомобилей и грузовых автомобилей в зависимости от типа испытаний.

2. Сохранение устойчивости при торможении (критериями устойчивости служат линейное отклонение, угловое отклонение, угол складывания автопоезда.)

3. Стабильность тормозных свойств при неоднократном торможении.

4. Минимальное время срабатывания тормозного привода.

5. Силовое следящее действие тормозного привода, т. е. пропорциональность между усилием на педали и приводным моментом.

6. Малое усилие на тормозные педали при управлении тормозными системами. В зависимости от назначения автотранспортного средства оно должно быть в пределах 500—700 Н, ход тормозной педали 80—180 мм.

7. Отсутствие органомптических явлений (слуховых).

8. Надежность всех элементов тормозных систем, основные элементы (тормозная педаль, главный тормозной цилиндр, тормозной кран и др.) должны иметь гарантированную прочность, не должны выходить из строя в течение гарантированного ресурса, должна быть также предусмотрена сигнализация, оповещающая водителя о неисправности тормозной системы.

Согласно стандарту тормозное управление должно состоять из четырех систем: рабочей, запасной, стояночной и вспомогательной. Вспомогательная (тормоз-замедлитель) система, обязательна для автобусов полной массой свыше 5 т и грузовых автомобилей массой свыше 12 т, предназначена для торможения на длительных спусках и поддержания скорости 30 км/ч на спуске с уклоном 7 % протяженностью 6 км. Системы могут иметь общие элементы, но не менее двух независимых органов управления.

Каждая из этих систем включает в себя тормозные механизмы, обеспечивающие создание сопротивления движению автомобиля и тормозной привод, необходимый для управления тормозными механизмами.

Эффективность действия тормозной системы автомобиля проверяется путем проведения стендовых

или дорожных испытаний. Требования к качеству испытаний тормозных систем современных автомобилей настолько высоки, что для их выполнения необходимо высокотехнологическое оборудование.

Средства измерений, применяемые при контроле, должны быть и метрологически проверены, а погрешность измерения ими не должна превышать следующего при определении:

— тормозного пути — ± 5 %;

— начальной скорости торможения — ± 1,0 км/ч;

— тормозной силы — ± 3, %;

— усилия на органе управления — ± 7 %;

— времени срабатывания тормозной системы — ± 0,03 с;

— времени запаздывания тормозной системы — ± 0,03 с;

— времени нарастания замедления — ± 0,03 с;

— установившегося замедления — ± 4 %;

— давления воздуха в пневматическом или пневмогидравлическом приводе — ± 5 %;

— усилия вталкивания сцепного устройства прицепов, оборудованных инерционным тормозом — ± 5 %;

— продольного уклона площадки для выполнения торможений — ± 1 %;

— массы транспортного средства — ± 3 %.

При **стендовых испытаниях** к оборудованию для проверки технического состояния тормозных систем автомобилей предъявляются следующие требования:

— возможность проверки тормозных систем автомобилей различных типов и моделей;

— пригодность для проверки всех тормозных систем, включая рабочую, стояночную и вспомогательную;

— обеспечение испытаний тормозных систем в силовых режимах, приближающихся к режимам в реальных условиях эксплуатации;

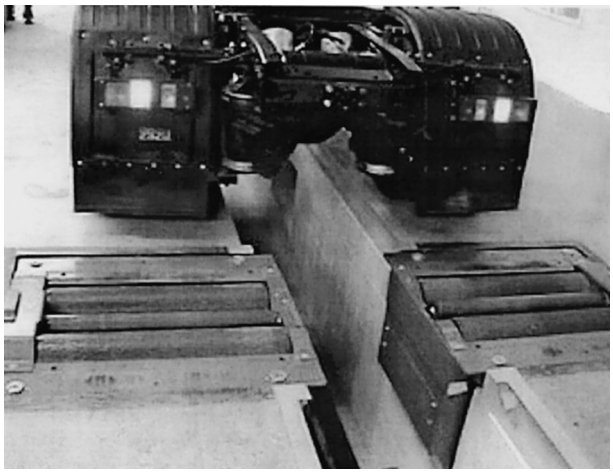


**Рис.1. Установка роликов тормозного стенда в смотровой канаве**

— обеспечение проверки тормозных приводов и механизмов по выходным параметрам;

— наличие двух пар роликов в качестве опор для каждого из колес автомобиля (рис. 1), которые при проведении испытаний должны быть чистыми и сухими;

— обеспечение устойчивого положения автомобиля при испытаниях без применения страховочных приспособлений, кроме случаев проверки тормозных систем, воздействующих на колеса одного моста;

— наличие вспомогательных устройств для самостоятельного съезда автомобиля с роликов после окончания проверки (тормоз стенда, подъемники колес, выталкиватели и др.).

Диагностику тормозной системы автомобиля проводят на роликовых стендах, использующих силовой или инерционный метод. Силовой метод позволяет определять тормозные силы каждого колеса при задаваемом усилии нажатия на педаль, измерять время срабатывания тормозного привода, оценивать состояние тормозных барабанов и накладок. Инерционный метод позволяет измерять тормозной путь каждого отдельного колеса, время срабатывания тормозного привода и замедление. Однако из-за высокой стоимости и низкой производительности применение стендов инерционного типа ограничено.

Требования к стендам инерционного типа следующие:

— наличие привода для разгона роликов и неприводных колес автомобиля;

— наличие в комплекте стенда динамометрического устройства для нажатия на тормозную педаль;

— отсутствие кинематической связи между правыми и левыми роликами и возможность отключения привода стенда в момент проверки тормозных систем (одновременно с включением динамометрического устройства для нажатия на тормозную педаль);

— возможность определения времени срабатывания и значения максимальной тормозной силы по каждому из одновременно проверяемых тормозных механизмов и частоты вращения роликов;

— время срабатывания динамометрического устройства для нажатия на тормозную педаль, определяемое как время полного перемещения рабочего органа устройства, не установленного на тормозной педали, ± 0,03 с во всем диапазоне рабочих усилий устройства.

Требования к стендам силового типа следующие:

— наличие привода, обеспечивающего непрерывное вращение колес (до наступления блокировки) в процессе испытаний автомобиля со скоростью не менее 2 км/ч;

— наличие в комплекте стенда датчика усилия на тормозной педали;

— отсутствие кинематической связи между правыми и левыми роликами в момент проверки тормозных систем;

Таблица 1

**Технические данные стационарных роликовых тормозных стендов силового типа для легковых и грузовых автомобилей**

| Наименование | Модели стендов | | | |
|---|---|---|---|---|
| | К-486 | СТС-2 | СТС-10 | КИ-8964 |
| Тип | Электропневматический | Электронный на базе компьютера IBM | Электронный на базе компьютера IBM | Силовой роликовый |
| Максимальная нагрузка на ось, кН | 20 | 20 | 100 | 50 |
| Ширина колеи, мм | 1100—1500 | 1200—1820 | 1500—2160 | – |
| Начальная скорость торможения, км/ч | 2 | 2 | 2 | — |
| Измеряемая тормозная сила, кН (до) | 5 | 5 | 30 | 16 |
| Измеряемая сила, кН (до): | | | | |
| на тормозной педали | 0,6 | 1,0 | 1,0 | 0,7 |
| на рукоятке стояночной тормозной системы | — | — | 0,8 | — |
| Время срабатывания тормозной системы, с | — | До 1,5 | До 1,5 | 0,99 |
| Напряжение питания, В | 380/3 фазы | 380/3 фазы | 380/3 фазы | 380/3 фазы |
| Установленная мощность, кВт | 12,0 | 15,0 | 32,0 | 25,0 |
| Габаритные размеры, мм | 3390 × 810 × 3700 | 1500 × 680 × 300 | 1500 × 1500 × 900 | 2050 × 1225 × 580 |
| Масса, кг | 580 | 990 | 1120 | 2700 |

— возможность определения максимальной тормозной силы и времени срабатывания проверяемых колес;

— наличие устройства, сигнализирующего о блокировке колес и отключающего приводы стенда в момент блокировки.

Технические данные современных стационарных роликовых тормозных стендов отечественного производства силового типа для легковых и грузовых автомобилей представлены в табл. 1.

Стенд К-486 осуществляет высокопроизводительный режим проверки, запоминание тормозных сил на цифровых приборах, имеет ручной режим для углубленной проверки. Стенды моделей СТС управляются компьютерами. Результаты тестирования выводятся на экран монитора, распечатываются и сохраняются в базе данных. Эти стенды позволяют определять все параметры, требуемые ГОСТ Р 51709—2001 в отношении тормозных систем.

Стенды контроля тормозных систем российско-германского производства, адаптированные к методам проверки в соответствии с ГОСТ Р 51709—2001, имеют следующие достоинства: высокопроизводительный автоматический режим для поточного контроля; модульное построение; многовариантность типовых исполнений для разнообразных условий применения; контроль полноприводных автомобилей; углубленное диагностирование выбранной оси; долговечность роликов со стальной наваркой для обычных и шипованных шин.

Технические данные современных тормозных стендов российско-германского производства для легковых и грузовых автомобилей представлены в табл. 2.

Стенд СТС-3-СП (рис. 2) предназначен для контроля тормозных систем легковых ав-

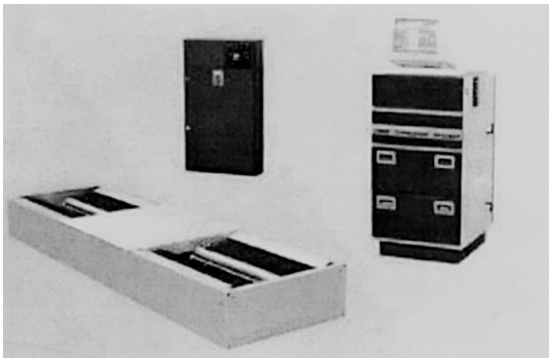


**Рис. 2. Комплектация стенда для контроля тормозных систем легковых автомобилей, микроавтобусов и мини-грузовых автомобилей при установке блока роликов вровень с полом**

Таблица 2

**Технические данные тормозных стендов российско-германского производства для легковых и грузовых автомобилей**

| Наименование | СТС-3-СП | СТС-10У-СП | СТС-13-СП |
|---|---|---|---|
| Нагрузка на ось, кН | 30 | 100 | 130 |
| Диаметр колес автомобиля, мм | 520—790 | 520—1300 | 520—1300 |
| Ширина колеи по роликам, мм | 800—2200 | 800—2800 | 800—2800 |
| Начальная скорость торможения, км/ч | 4,4 | 2,2/4,4 | 2,2 |
| Масса взвешивающего устройства, кг | 200—300 | 2 × (500—5000/ 100—1000) | 2 × (650—6500) |
| Измеряемая тормозная сила, кН | 1—10 | 3—30/1—6 | 3—30 |
| Усиление на органе управления, кН | 0,1—1 | 0,0,1—1 | 0,1—1 |
| Давление в пневмоприводе, МПа | — | 0,2—1,0 | 0,2—1,0 |
| **Расчетные параметры по ГОСТ 51709—2001:** | | | |
| удельная тормозная сила | Определяется | | |
| относительная разность тормозных сил колес оси | " | | |
| **Комплект персонального компьютера:** | | | |
| системный блок | Процессор Celeron, 900 МГц и выше | | |
| монитор | Цветной, 15" | | |
| принтер | Лазерный со скоростью печати не менее 6 л/мин | | |
| Напряжение питания, В | 3 × 380 | 3 × 380 | 3 × 380 |
| Мощность электродвигателей, кВт | 2 × 3,7 | 2 × 7,5 | 2 × 9,2 |
| **Габаритные размеры, мм:** | | | |
| блок роликов | 2332 × 700 × 300 | 2 × (1235 × 700 × 602) | 2 × (1235 × 700 × 602) |
| стойка управления | 625 × 665 × 1130 | 625 × 665 × 1130 | 625 × 665 × 1130 |
| силовой шкаф | 600 × 210 × 1000 | 600 × 210 × 1000 | 600 × 210 × 1000 |
| **Масса, кг:** | | | |
| блок роликов | 450 | 2 × 430 | 2 × 450 |
| стойка управления | 60 | 60 | 60 |
| силовой шкаф | 50 | 50 | 50 |
| Производительность, число автомобилей в смену | 60 | 40 | 40 |
| Средний срок службы стенда, число лет | 8 | 8 | 8 |

томобилей, микроавтобусов и мини-грузовых автомобилей с нагрузкой на ось до 30 кН. Силовой роликовый стенд позволяет обрабатывать результаты на компьютере и выдавать их на экран монитора и принтер. Управление производится с инфракрасного дистанционного пульта или с клавиатуры. Стенд измеряет нагрузку на ось, тормозную силу на каждом колесе, усилие на органах управления, выводит тормозные диаграммы. Определяет расчетные параметры по ГОСТ Р 51709—2001: удельную тормозную силу, относительную разность тормозных сил колес оси. Дополнительно может измерять время срабатывания тормозной системы. Стенд обеспечивает формирование базы технических данных автомобилей и архива результатов диагностирования. Основные модели стендов:

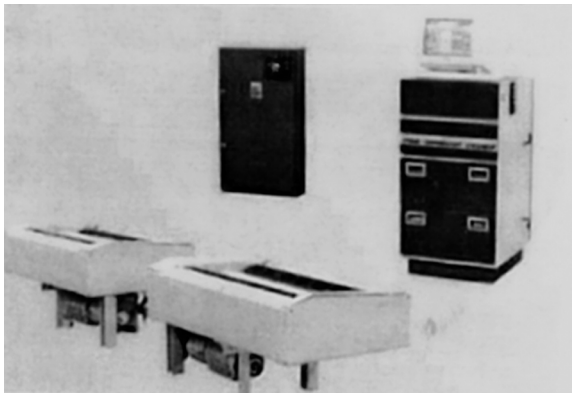
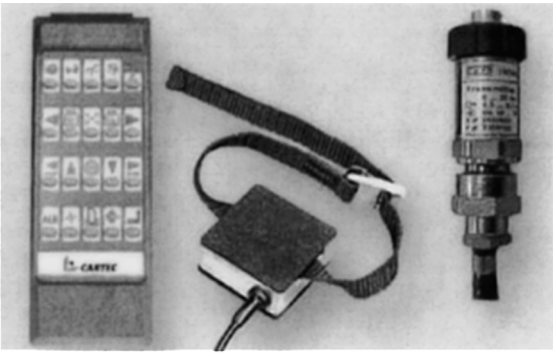


**Рис. 3. Комплектация стенда для контроля тормозных систем легковых и грузовых автомобилей, автобусов и автопоездов с нагрузкой на ось до 100 кН при установке блока роликов вровень с полом**

а)



б)

**Рис. 4. Мобильный стенд с офисом и напольной установкой блоков роликов:**

а — установка автомобиля на стенде; б — аппаратура стенда

**Рис. 5. Универсальный мобильный тормозной стенд для легковых автомобилей, микроавтобусов и легких грузовых автомобилей**

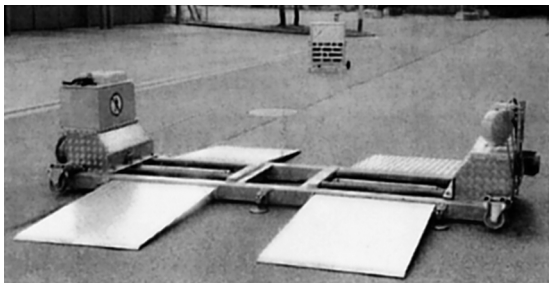


**Рис. 6. Мобильный тормозной стенд для грузовых автомобилей, автобусов и специальной техники**

СТС-3-СП-11 — установка блока роликов вровень с полом;

СТС-3П-СП-12 — полнокомплектный стенд с тестером увода и тестером подвески;

СТС-3-СП-24 — мобильный стенд с офисом и напольной установкой блока роликов.

Универсальный стенд СТС-10У-СП (рис. 3) предназначен для контроля тормозных систем легковых и грузовых автомобилей, автобусов и автопоездов с нагрузкой на ось до 100 кН. Особенности стенда — отдельные режимы испытаний для легковых и грузовых автомобилей: скорости при испытаниях, диапазоны измерений массы и тормозных сил. Датчик давления имеется в пневмоприводе тормозных систем.

В случае установки грузовых тормозных стендов, кроме фундаментов для роликовых блоков, может потребоваться и смотровая яма (см. рис. 1), которая, как правило, необходима для установки устройства нагружения оси или для осмотра автомобиля снизу и диагностики подвески с помощью люфт-детектора.

Основные модели: СТС-10У-СП-11 — установка блока роликов вровень с полом; СТС-10У-СП-24 — мобильный стенд с офисом и напольной установкой блоков роликов (рис. 4); СТС-13-СП-11 — стенд контроля тормозных систем грузовых автомобилей, автобусов и автопоездов с нагрузкой на ось до 130 кН. Установка блоков роликов вровень с полом.

Мобильные и бесфундаментные (напольные) тормозные стенды и линии для легковых и грузовых автомобилей, автобусов и специальной техники выпускают специализированные предприятия.

Универсальный тормозной стенд (рис. 5) может быть использован для легковых автомобилей, микроавтобусов и легких грузовых автомобилей.

Для грузовых автомобилей, автобусов и любой специальной техники имеются стенды (рис. 6), на которых могут тестироваться как автомобили без груза, так и полностью загруженные магистральные тягачи с полуприцепами, груженые самосвалы, а также автокраны и специальная техника (рис. 7). Масса оси в таких случаях часто превышает

**Рис. 7. Тестирование тормозной системы грузовых автомобилей, автобусов и специальной техники**

а) б) в)

**Рис. 8. Устройства управления тормозным стендом:**

а — компьютер; б — пульт дистанционного управления; в — стандартный карманный компьютер

15 т и поэтому допустимая нагрузка на ось такого стенда 200 кН.

Для больших парков грузовых автомобилей и автобусов перед выходом автомобилей на линию или при подготовке к техническому осмотру тормозной стенд может быть использован непосредственно на открытых площадках. Специальное исполнение стендов с подогревом приводов и электроники позволяет использовать их в странах с холодным климатом даже на открытом воздухе.

Вывод показаний осуществляется на компьютер (рис. 8, а). В качестве пульта дистанционного управления может быть использован традиционный ИК-пульт (рис. 8, б) или стандартный карманный компьютер КПК, например HP (рис. 8, в).

Информация на дисплее компьютера и распечатка выглядят следующим образом (рис. 9). Кроме сведений о состоянии амортизаторов, подвески и тормоз-

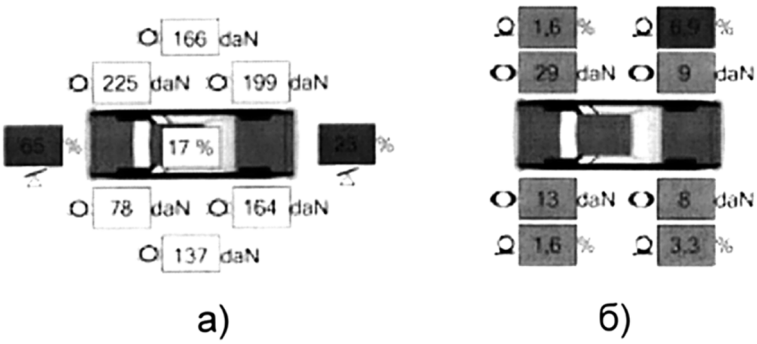



**Рис. 9. Информация на дисплее компьютера тормозного стенда при диагностировании легкового автомобиля:**

а — данные по рабочей и стояночной тормозным системам; б — сведения о сопротивлении качению и овальности

**Рис. 10. Дисплей-дублер для тестирования автопоездов:**

а — графическое изображение результатов; б — пульт дистанционного управления; в — результаты тестирования

ных систем, есть возможность получить данные о сопротивлении качению при отпущенной тормозной педали, что показывает степень подклинивания тормозных колодок и состояние суппорта. Можно также провести диагностику биения тормозных дисков и овальности тормозных барабанов по значениям тормозных усилий в начальный момент нажатия на тормозную педаль. Эти тесты входят в стандартное программное обеспечение, поставляемое с оборудованием.

При тестировании автопоездов необходимо устанавливать дисплей-дублер (рис. 10, а), помогающий оператору проверять заднюю тележку полуприцепа, так как при проверке тормозных механизмов тележки оператор не видит показаний компьютера, установленного рядом с роликами. В этом случае приходится пользоваться пультом дистанционного управления (ДУ) (рис. 10, б), одновременно контролируя свои действия по дисплею-дублеру. При работе со стендом пульт и дисплей-дублер могут быть заменены на стандартный карманный компьютер КПК (рис. 10, в), который работает в качестве пульта ДУ, а также выводит данные о необходимых для оператора действиях и результатах на свой экран.

В качестве устройства для вывода информации может быть использован специальный компьютер защищенного исполнения.

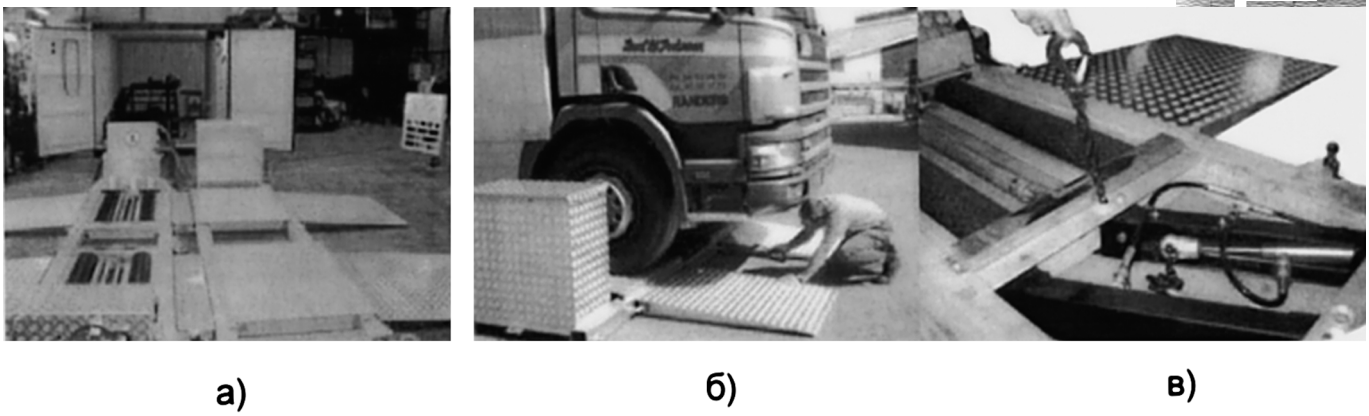



**Рис. 11. Комплектация и виды работ на тормозном стенде:**

а — напольный люфт-детектор; б — визуальный осмотр подвески и рулевого управления; в — устройство нагружения оси

Таблица 3

**Технические характеристики приборов для проверки эффективности тормозных систем автомобилей**

| Наименование | Модель прибора | |
|---|---|---|
| | Эфтор | Эффект |
| Установившееся замедление, м/с$^2$ | 0—9,5 | 0—9,5 |
| Усилие нажатия на педаль, кН | 0,10—1,00 | 0,10—1,00 |
| Тормозной путь, м | 0—50 | 0—50 |
| Начальная скорость, км/ч | 20—50 | 20—50 |
| Пересчитанная норма тормозного пути, м | 0—50 | 0—50 |
| Время срабатывания тормозных систем, с | 0—3 | 0—3 |
| Боковой занос, м | — | 0—5 |
| Напряжение питания, В | 12 | 220/12 |
| Масса, кг | 0,65 | 7,0 |

Таблица 4

**Технические характеристики переносных приборов для проверки пневматического привода тормозной системы автомобилей**

| Наименование | Модели приборов | |
|---|---|---|
| | ЦПКТБ-К-482 | К-235М |
| Измеряемое давление, МПа | 0—1,00 | 0—0,75 |
| Габаритные размеры, мм | 515 × 365 × 176 | 610 × 115 × 375 |
| Масса, кг | 15 | 39 |

Тормозные стенды могут быть оснащены радиодатчиками давления в пневмосистеме грузового автомобиля. Распределение усилия от тягача до полуприцепа и прицепа оказывает огромное влияние на состояние тяговых сочленений автомобиля, опорного устройства полуприцепа и дышла прицепа.

Неравномерность тормозных нагрузок в автомобиле может стать причиной повышенного износа шин и тормозных накладок, на которые приходится максимум тормозных сил, в то время как другие покрышки и тормозные накладки не будут вообще участвовать в торможении.

Тормозной стенд можно использовать в комбинации с напольным вариантом люфт-детектора (рис. 11, а), который позволяет провести визуальную диагностику подвески и рулевого управления (рис. 11, б). Тормозные стенды могут быть оснащены необходимыми приспособлениями для получения данных для расчета параметра "замедление на ось", который является главным для принятия решения инспектором ГИБДД о допуске автомобиля к эксплуатации. Замедление рассчитывается делением максимального тормозного усилия на оси на массу оси, поэтому ненагруженный грузовой автомобиль останавливается гораздо быстрее груженого.

При диагностике тормозной системы автомобиля необходимо нагружать ось порожнего грузового автомобиля, создавая реальную дорожную нагрузку. В этом случае полученные результаты замедления будут объективными. На рис. 11, в представлено устройство нагружения оси, не требующее установки в канаву.

Требования к измерительной и регистрирующей аппаратуре для проверки тормозных систем автомобилей при дорожных испытаниях следующие:

— обеспечение возможности измерения и регистрации тормозного пути, установившегося замедления, времени срабатывания, усилия на органе управления тормозной системой и начальной скорости торможения;

— обеспечение возможности испытаний находящихся в эксплуатации автомобилей всех типов и моделей.

Специальные переносные приборы для диагностики тормозных систем автомобилей, автобусов и автопоездов устанавливают в кабине водителя, они имеют собственную память, позволяющую сохранить результаты измерений. Технические данные приборов для проверки эффективности тормозных систем автомобилей представлены в табл. 3.

Для диагностики пневматического привода тормозной системы автомобилей используют переносные приборы, позволяющие измерять давление в контрольных точках (при различных положениях органов управления) и сравнить их с нормативными значениями. Технические данные этих приборов представлены в табл. 4.

Использование рассмотренного комплекта технологического оборудования для диагностики тормозных систем автомобилей, автобусов и специальной техники позволяет значительно увеличить безопасность движения автотранспортных средств.

**Ключевые слова:** оборудование, диагностика, тормозная система, автомобиль.

УДК 629.33

**В. Н. Козловский,**
**В. В. Королев,**
**Р. А. Малеев,**
кандидаты техн. наук

# Поиск и оценка ключевых параметров электромеханического усилителя рулевого управления с двигателем постоянного тока

*В работе проводится поиск ключевых параметров активной зоны электромеханического усилителя рулевого управления, построенного на базе двигателя постоянного тока.*

Современный автомобиль — это совокупность систем, в которой все большую долю занимают изделия электроники и электромеханики. Статистические данные показывают, что именно эти изделия чаще всего выходят из строя в процессе эксплуатации. Поэтому решение задачи по улучшению качества и надежности электрооборудования будет способствовать росту качества и надежности автомобиля в целом. Среди элементов электрооборудования следует особо выделить электромеханические преобразователи (генераторы, электростартеры, электромеханические усилители рулевого управления), именно они отличаются значительными интенсивностями отказов.

Электромеханический рулевой усилитель (ЭМУР) все чаще встречается на автомобилях как отечественного, так и иностранного производства, причиной чему служат его лучшие технико-экономические показатели по сравнению с гидравлическими или пневматическими системами. Электрические усилители с использованием малогабаритных высокооборотных регулируемых двигателей постоянного тока обладают высоким быстродействием и обеспечивают усилителю точное следящее действие. Также они отличаются высокой экономичностью, так как энергия потребляется только при включении усилителя; низким уровнем шума, высокими демпфирующими свойствами и быстродействием, легкостью обеспечения переменного реактивного воздействия в зависимости от скорости движения и других факторов. Электрические усилители легко сочетаются с электронными системами управления (построенными на основе микропроцессоров или микроЭВМ).

Обеспечение требуемого уровня качества электромеханического преобразователя ЭМУР на этапах проектирования и производства должно быть направлено на повышение надежности системы, а значит безопасности автомобиля в целом. Высокое качество сегодня возможно только при тесной интеграции процессов проектирования и производства, которую можно достичь используя математическое и имитационное моделирование на основе процессного подхода. Такой подход позволяет определять и осуществлять менеджмент многочисленных и взаимосвязанных видов деятельности. Деятельность, использующая ресурсы и управляемая с целью преобразования входов в выходы, рассматривается как процесс.

Сегодня наиболее широкое распространение получили ЭМУР на базе электромеханического преобразователя (ЭП) постоянного тока с возбуждением от постоянных магнитов.

Известно, что значительное влияние на качество ЭП оказывают технологические погрешности изготовления размерных параметров активной зоны, поэтому очень важно еще на стадии проектирования учесть это влияние. В группу размерных параметров активной зоны ЭМУР входят: внутренний диаметр полюсов ($D_{p1}$), диаметр якоря ($D_{p2}$), длина пакета якоря ($L_0$), вылет лобовой части обмотки якоря ($L_{psh}$), ширина клина ($b_{kl}$), высота клина ($h_{kl}$), высота паза ($h_{paza}$), ширина паза ($b_{paza}$), ширина прорези ($a_{paza}$), диаметр паза ($d_{paza}$), высота сердечника полюса ($h_p$), толщина стенки корпуса ($b_{cor}$), внешний диаметр корпуса ($D_{cor}$), длина корпуса ($L_{c1}$), длина полюса ($L_p$), длина воздушного зазора в месте стыка корпуса и станины ($\delta_c$), диаметр коллектора ($D_k$), ширина коллекторной пластины ($\beta_k$), длина коллектора по оси вращения ($l_{ksh}$).

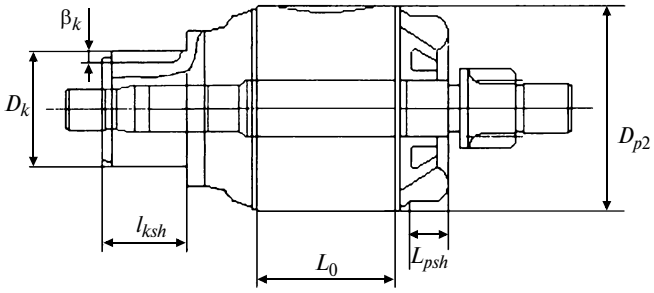



**Рис. 1 Основные размеры якоря ЭП**

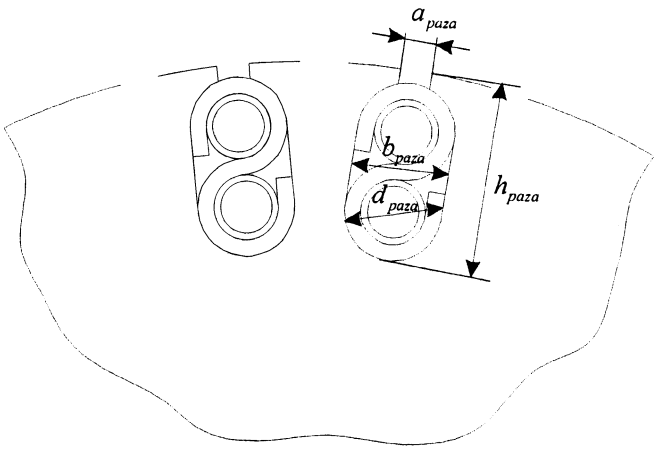



**Рис. 2. Основные размеры паза якоря ЭП**

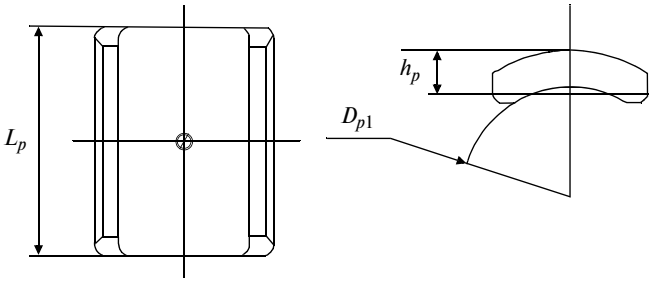



**Рис. 3 Основные размеры полюса**

Техническими характеристиками ЭМУР являются характеристика холостого хода (ХХХ) и электромеханические характеристики. Электромеханические характеристики — это зависимости основных параметров ЭМУР (напряжения, частоты вращения, момента, КПД, мощности) от силы тока.

Основные размеры активной зоны ЭП постоянного тока с возбуждением от постоянных магнитов представлены на рис. 1—3.

Среди многообразия размерных параметров выделяются, существенно влияющие на технические характеристики ЭМУР, — это ключевые параметры. Их поиск обеспечивает возможность для управления качеством при проектировании и производстве как новых, так и уже выпускаемых моделей ЭМУР. Выбор ключевых

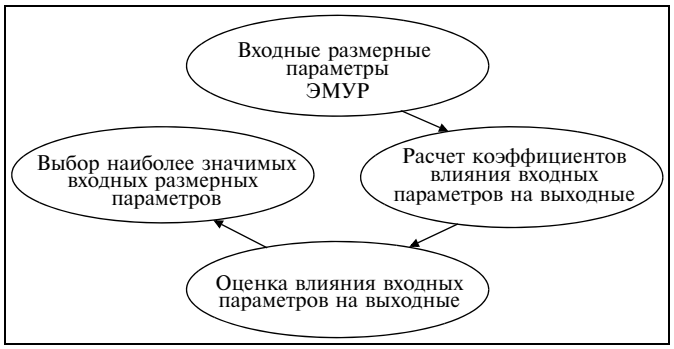



**Рис. 4. Структура решения задачи поиска ключевых параметров ЭМУР**

параметров активной зоны ЭП будем проводить на основе расчета коэффициентов влияния. Структура решения задачи поиска ключевых параметров представлена на рис. 4.

Коэффициенты, определяющие степень влияния погрешностей входных параметров на погрешности выходных, называются коэффициентами влияния. Относительный коэффициент влияния $j$-го входного параметра на $i$-й выходной может быть определен аналитически

$$c_{ij} = \frac{df_i(x_1, ..., x_j)}{dx_i} \frac{x_j}{f_i(x_{1,...,} x_j)}.$$

Связь между входными и выходными параметрами осуществляется на основе методики расчета электромагнитных характеристик ЭП постоянного тока с возбуждением от постоянных магнитов [1].

Для определения аналитических выражений и численных значений коэффициентов влияния ЭМУР была построена программа, структура которой приведена на рис. 5.

Результаты расчета коэффициентов влияния входных параметров на МДС при холостом ходе и нагрузке позволяют выделить размерные параметры активной зоны ЭМУР, которые наиболее существенно влияют на МДС. К этим параметрам относятся внутренний диаметр полюсов и наружный диаметр якоря. Данные параметры влияют на формирование рабочего воздушного зазора машины. Размеры паза якоря, высота и ширина, а также длина пакета якоря оказывают меньшее влияние на формирование МДС машины. Однако их влияние также значимо.

В подпрограмме 4 (рис. 5) производится расчет коэффициентов влияния входных параметров на общие потери, КПД, частоту вращения якоря, полезный момент на валу. Соответствующие значения коэффициентов влияния выводятся в аналитической форме и в количественном выражении.

Внутренний диаметр полюсов, наружный диаметр якоря и длина пакета якоря оказывают наиболее существенное влияние и определяют общие потери в машине. Эта же группа параметров обладает наибольшими

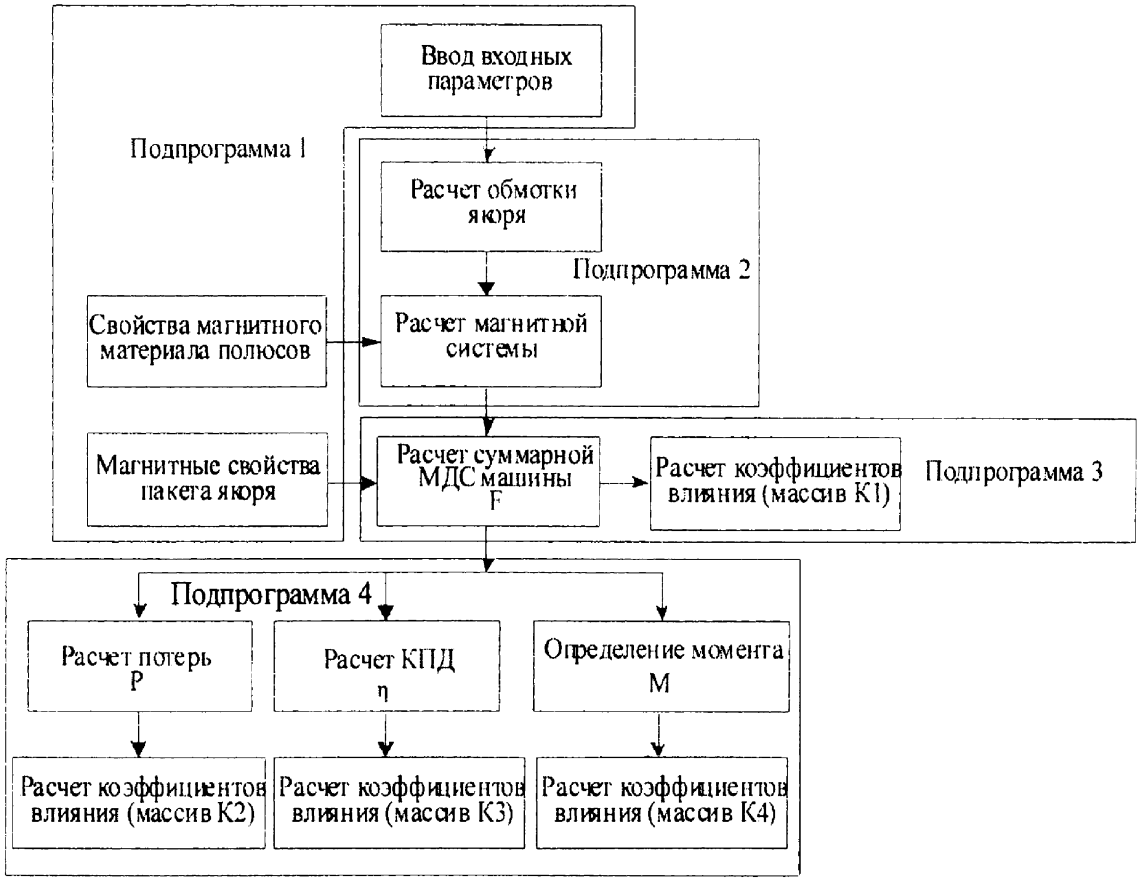



**Рис. 5. Структура программы расчета коэффициентов влияния ЭМУР**

значениями коэффициентов влияния, рассчитанных относительно КПД машины.

Частота вращения якоря и полезный момент на валу зависят от длины пакета и наружного диаметра якоря.

Кроме перечисленных размерных параметров активной зоны ЭП электромеханические характеристики существенно зависят от индукции в рабочем воздушном зазоре машины при нагрузке. Этот параметр, основываясь на методике [1], определяется с помощью характеристики холостого хода. Следовательно, его можно рассматривать как связующее звено с коэффициентами влияния, рассчитанными относительно МДС при холостом ходе.

## Выводы

Таким образом, группа размерных параметров активной зоны, оказывающая наиболее существенное влияние на технические характеристики ЭМУР, включает в себя: внутренний диаметр полюсов, наружный диаметр якоря, длину пакета якоря, высоту и ширину паза.

Полученные результаты могут быть использованы для более обоснованного назначения геометрических полей допуска на соответствующие размерные параметры и являются основанием для организации математических и имитационных моделей ЭМУР, необходимых для прогнозирования уровня качества производства.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Бадагуров, В. А.** Электрические машины с постоянными магнитами [Текст] / В. А. Балагуров, Ф. Ф. Галтеев, А. Н. Ларионов. — М.: Энергия, 1964.
2. **Кантор, В. И.** Оптимальное управление точностью обработки деталей в условиях АСУ [Текст] / В. И. Кантор, Анисифоров О. Н., Алексеева Г. Н. и др. — М.: Машиностроение, 1981.

**Ключевые слова:** электромеханический усилитель рулевого управления; активная зона; входные и выходные параметры.

УДК 621.43

**Е. К. Гордиенко**, асп.,
**А. В. Белогуб**, канд. техн. наук

# Повышение точности механической обработки тонкостенных поршней ДВС

*Рассматривается вопрос повышения точности механической обработки поршней ДВС на имеющемся оборудовании. Проводится комплексный анализ существующих технологических процессов на предмет неиспользованных резервов по точности готового изделия. Особое внимание уделено оценке деформаций при закреплении заготовки на чистовой операции.*

## Введение

Для заказчика одним из основных требований, предъявляемых к поршню, является диаметр его цилиндрической поверхности $D_\delta$. Этот размер является определяющим при сборке двигателя. Традиционно общий (суммарный) допуск δ для поршней автомобильных двигателей составляет 40—50 мкм (8-й квалитет) — и разбит на 4—5 групп с допуском внутри группы по 10 мкм (4-й квалитет). Требования, предъявляемые потребителем к размерным группам, различны для вторичного рынка и для сборочных предприятий. Так, вторичный рынок предпочитает последние группы для номинального размера и первые для ремонтных, для сборки необходим поршень, как правило, двух средних групп.

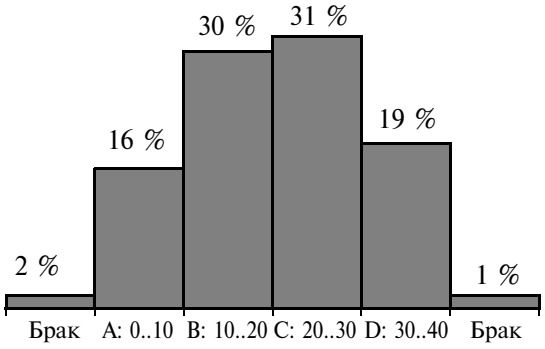



**Рис. 1. Рассеяние диаметрального размера поршня ВАЗ 21128-1004015Н:**

А, В, С — группы поршней

На ряде предприятий, например ОАО "Автомат", по оборудованию и по технологии проблематично производить поршень заказанных групп для сборочных предприятий без "отходов" поршней, не заказанных групп, что приводит к дополнительным издержкам производства, связанным с окончательным браком и накоплением поршней неходовых групп и реализацией их случайным заказчикам. В качестве примера приведена статистика (рис. 1) по поршню 21128-1004015Н, которая показывает, что при заказе поршня групп В и С в равных количествах из изготовленных по имеющейся технологии поршней, прямому заказчику отправляется 61 %, еще 35 % ждут реализации и 3 % идут в переплав.

В связи с изложенным предприятие заинтересовано в поиске резервов по точности обработки, связанных с пересмотром технологического процесса, выявлением причин и закономерностей, влияющих на отклонения диаметра внутри суммарного допуска и допуска внутри группы.

## Комплексный анализ существующего технологического процесса

Комплексный анализ существующего технологического процесса представляет собой поиск возможных решений по повышению точности готового изделия. Некоторые аспекты были рассмотрены в работах [1], [2].

Конечная цель данного анализа — определение факторов, увеличивающих несистематическую составляющую суммарной погрешности.

Уменьшение несистематической составляющей суммарной погрешности — прямой путь к повышению точности, так как систематическая составляющая сводится к нулю обычной подналадкой.

Ниже приведены возможные причины накопления несистемати-

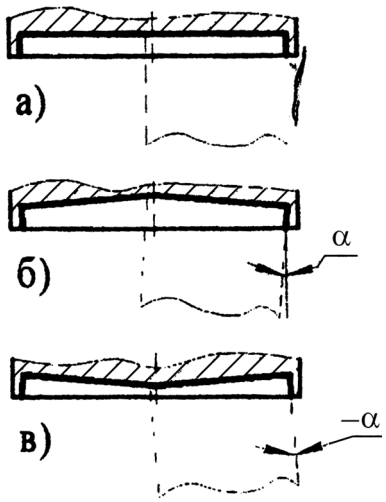



**Рис. 2. Получение базовой поверхности:**

а — идеальный вариант; б, в — варианты с установкой резца с отклонением от номинального угла

ческой составляющей суммарной погрешности:

1. Неоднородность материала, остаточные напряжения в теле отливки и в поверхностном слое. Термообработке подвергается отливка, а не поршень после черновой токарной операции.

2. Операция расточки базовой поверхности: получение поверхности за одно врезание продольного суппорта. Используемое на указанном заводе на данной операции оборудование позволяет получить базовую поверхность только таким способом. Как результат, при неправильной установке резца даже с отклонением на малый угол α не все точки базовой поверхности будут лежать в одной плоскости (рис. 2). Это может повлиять на деформацию юбки поршня при закреплении на последующей операции.

3. Порядок переходов чистовой копирной операции не способствует постоянству формы заготовки: сложная трехмерная поверхность поршня должна обрабатываться в последнюю очередь. Порядок переходов: получистовая обработка цилиндрической поверхности без учета формы профиля поршня, чистовая обработка цилиндрической поверхности (два прохода по копиру), прорезание канавок поршневых колец, юбки. Недостатком такой последовательности переходов является то, что перед прорезанием канавок поршневых колец используется дополнительное усилие зажима, при этом деталь деформируется больше, а по мере формирования канавок еще и уменьшается ее жесткость.

4. Для прижима поршня к базовому кольцу на копирной операции используется цилиндрический палец, контактируемый с бобышкой по линии в отличие от сферического пальца, контактируемого в точке (рис. 3). Это способствует значительной деформации заготовки, которая перенесется на готовое изделие. Отсутствует однозначное ориентирование пальца по упору, что увеличивает несистематическую составляющую суммарной погрешности.

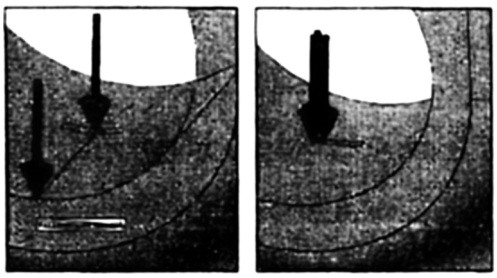


**Рис. 3. Визуализация контактной поверхности**

Технологические решения, которые необходимо принять по снижению несистематической составляющей суммарной погрешности и повышению точности готового изделия:

1. Термообработка поршня должна производиться сразу после черновой токарной операции, это обеспечивает снятие остаточных напряжений в поверхностном слое и соответствие прочности, заложенной в чертеже.

2. Расточка базовой поверхности осуществляется тем же методом, что и раньше. Однако на копирной операции геометрия базового кольца подбирается исходя из соображений минимальной деформации заготовки.

3. Порядок переходов чистовой копирной операции изменяется: черновая обработка цилиндрической поверхности с учетом профиля поршня (изменение глубины резания по высоте поршня), прорезание канавок поршневых колец, подрезание юбки, чистовая обработка цилиндрической поверхности (один проход, два прохода по необходимости).

4. Прижим пальца к базовому кольцу должен осуществляться сферическим пальцем, причем точки контакта должны быть расположены таким образом, чтобы деформации заготовки сводились к минимуму.

Для анализа деформаций, необходимого по пп. 2, 4, был проведен численный эксперимент.

## Численный эксперимент по минимизации деформаций от закрепления

Цель численного эксперимента — поиск минимальных и симметричных деформаций среди возможных случаев закрепления [3].

Расчет поршня проведен с одной конечно-элементной сетки. В силу его симметричности относительно плоскости отсечения в качестве расчетной модели использовалась его половина.

Считается, что поршень контактирует с базовым кольцом по концентрическим окружностям, указанным на рис. 4.

Поверхность, заключенная между этими линиями, не опирается на базовое кольцо, т. е. рассматривается худший вариант — перемещение точки, в которой измеряется прогиб (рис. 5), ограничено только жесткостью бобышки.

Измерение перемещений проводится в шести точках (т. 1—6), как показано на рис. 5.

Для поиска минимальных и симметричных деформаций рассматриваются следующие варианты возможных сочетаний контактов цилиндрического, сферического пальцев (рис. 5), базового кольца с поршнем (см. рис. 4):

— У1Л1, У1Л2, У1Л3, У1Т2, У2Т2, У3Т2, У4Т2 (контакт по Л1, соответствующей Т2, Л2-Т3, Л3-Т4 на упоре У1, и в точке Т2 на различных упорах У1, У2, У3, У4),

— У1Т1, У1Т2, ..., У2Т1, У2Т2, ..., У4Т4 (рассматриваются все возможные варианты контакта пальца в заданных точках на предусмотренных упорах).

Примечание. У — упор, Л — контакт по линии, Т — контакт точке.

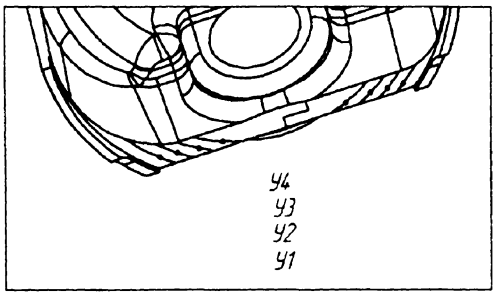



**Рис. 4. Линии упоров:**

У1—У1 — линии упоров

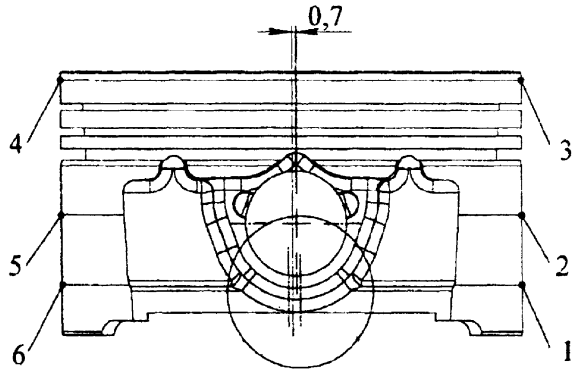



**Рис. 5. Измерение перемещений:**

1—6 — точки

## Анализ результатов численного эксперимента

В случае, когда палец контактирует с поршнем по линии, наблюдаются значительные деформации в области юбки поршня в контролируемых точках 1 и 6 (рис. 6), в отличие от аналогичного случая с контактом в точке (рис. 7). Поэтому дальнейшие расчеты проводились для случая со сферическим пальцем.

Прогиб базовой поверхности практически не зависит от точки приложения силы внутри бобышки, его величина тем больше, чем больше диаметр упорной поверхности базового кольца (рис. 8, а, б, в, г).

Положение точки приложения силы внутри бобышки (по центру холодильника) не оказывает значительного влияния на деформацию, как юбки, так и поршня в целом (рис. 7, 9, а, б, в).

Наилучшим закреплением является прижим с опорой поршня на линии У3 (рис. 8, б) и У4 (рис. 8, в). Перемещения противолежащих точек имеют близкие по мо-

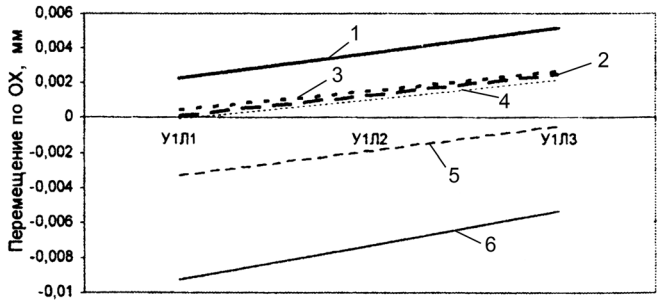



**Рис. 6. Перемещение при контактировании пальца с поршнем по линии:**

1—6 — точки

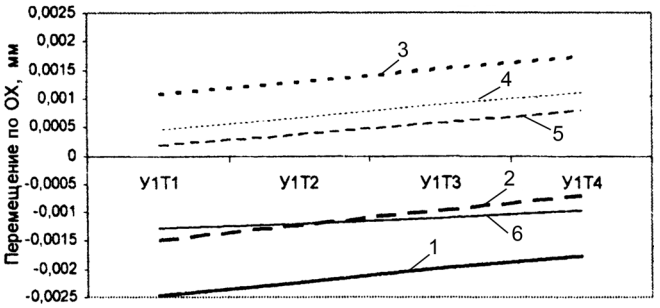



**Рис. 7. Перемещения при контактировании пальца с поршнем в точках:**

1—6 — точки

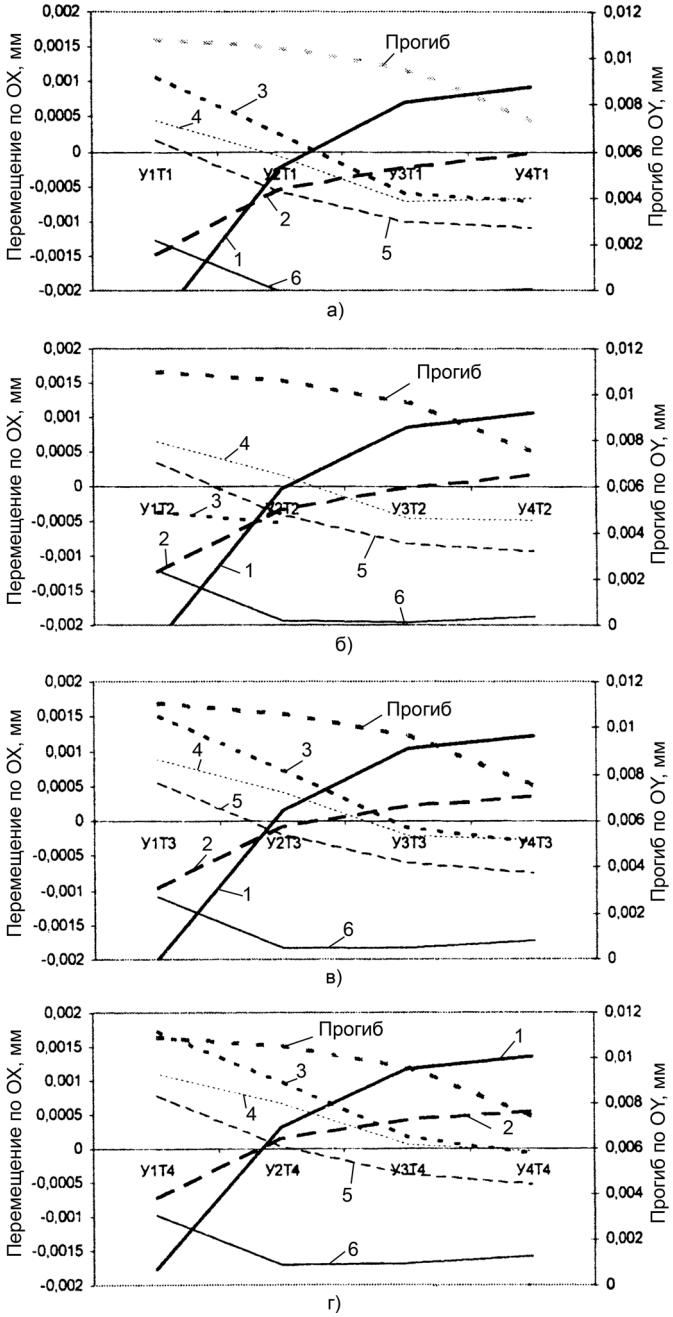



**Рис. 8. Прогиб базовой поверхности:**

1—6 — точки контактирования

дулю значения и противоположные знаки, что свидетельствует о симметричности деформации.

Упор У1 является более целесообразным для восприятия поперечного усилия при врезании канавок поршневых колец, но в то же время упор У4 соответствует минимальному прогибу базовой поверхности, поэтому опирание надо осуществлять не на торец цилиндра, а на "островок", заключенный между двумя концентрическими окружностями У3 и У4.

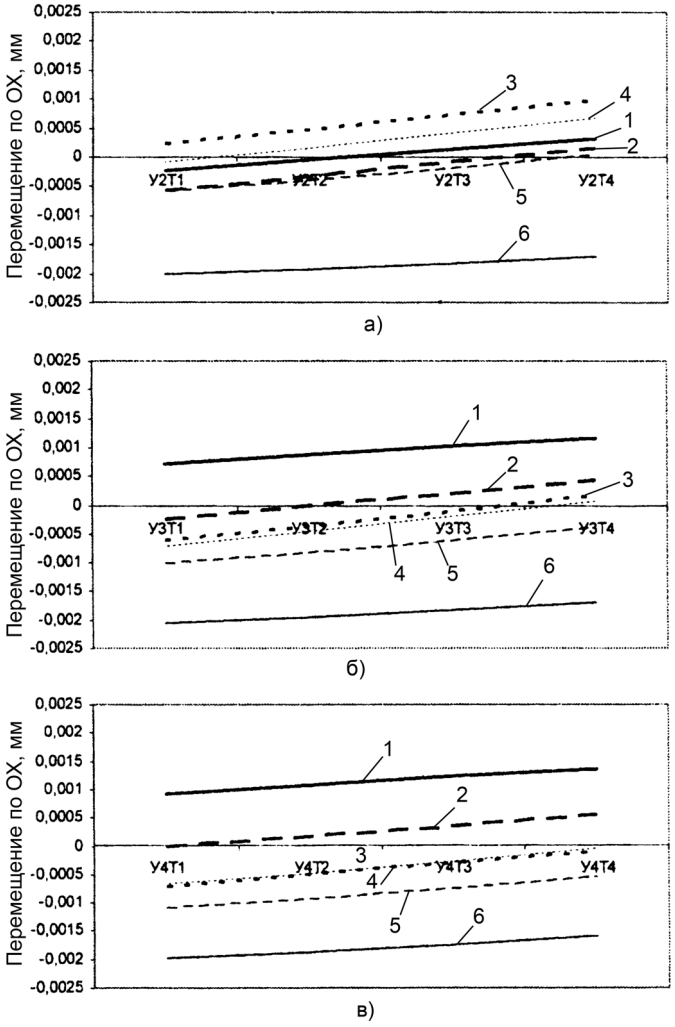



**Рис. 9. Положение точки контактирования внутри бобышек:**

1—6 — точки контактирования

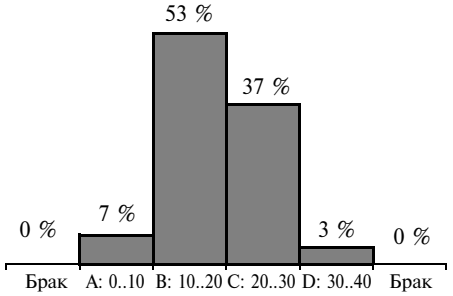
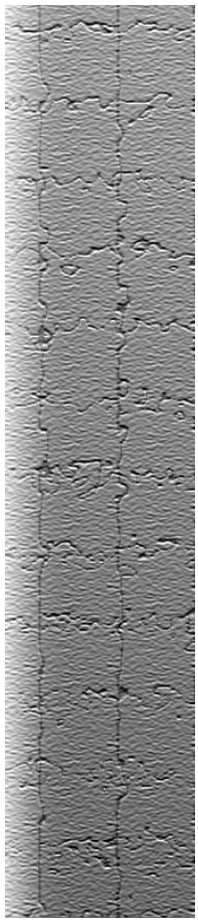



**Рис. 10. Рассеяние диаметрального размера поршня ВАЗ 21128-1004015Н после введения изменений в технологический процесс механической обработки**



## Заключение

После введения изменений, отраженных в пп. 1, 3 и 4, в технологический процесс механической обработки поршня 21128-1004015Н удалось значительно повысить точность обработки:

— рассеяние диаметрального размера уменьшилось в два раза. Достигнута точность получения размера в пределах двух размерных групп, которая составляет 90 % против 61 % до модернизации (рис. 10);

— окончательный брак по диаметру поршня отсутствует.

Приведенная статистика не отражает изменение п. 2 по совершенствованию технологического процесса, т. е. имеется резерв для дальнейшего повышения точности.

Следующим этапом развития технологии планируется провести работу по снижению инерционности копирного приспособления.

**СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:**


1. **Белогуб, А. В.** К вопросу о финишных операциях при обработке поршня [Текст] / А. В. Белогуб, О. А. Солоха, А. Г. Щербина / Авиационно-космическая техника и технология: Сб. науч. тр. — Харьков: ХАИ, 2003. — Вып. 40. — С. 146—149.
2. **Сапич, Н. Л.** Учет технологических факторов, влияющих на точность получения внешней поверхности юбки поршня и оценка возможности снижения брака в производстве [Текст] / Н. Л. Сапич, А. В. Белогуб, А. С. Стрибуль // Двигатели внутреннего сгорания. — 2005. — № 2. — С. 70—71.
3. **Гордиенко, Е. К.** Определение параметров закрепления поршня ДВС в станочном приспособлении для его последующей механической обработки [Текст] / Е. К. Гордиенко, А. С. Стрибуль, А. В. Белогуб // Двигатели внутреннего сгорания. — 2007. — № 2. — С. 51—55.



**Ключевые слова:** механическая обработка, поршни, ДВС.


*(По материалам всеукраинского журнала "Двигатели внутреннего сгорания". 2008 г. № 1)*

### 1-й Автотранспортный фестиваль "Мир автобусов"

Автобус прочно вошел в инфраструктуру практически каждого населенного пункта нашей страны: в России 80 % всех транспортных сообщений осуществляются пассажирским транспортом. В Московской области лидером пассажирских автобусных перевозок является ГУП МО "Мострансавто". Автопарк предприятия насчитывает более 6000 единиц подвижного состава. В 2005—2007 гг. компанией было приобретено около 2500 новых автобусов, и планируется продолжить обновление парка. Компания обслуживает в среднем 1200 городских, пригородных и междугородных маршрутов регулярного сообщения общей протяженностью более 30 тыс км, при этом ежедневно перевозится около 2 млн пассажиров.

19 ноября в "Автоколонне 1417" г. Коломна, филиале компании "Мострансавто", свои двери распахнул первый автотранспортный фестиваль "Мир автобусов".

Над воплощением своих идей в реальность организаторы фестиваля работали не один месяц, и теперь, наконец-то, смогли увидеть результат своих трудов. Быть первыми всегда сложно, на практике все может оказаться совсем иначе, чем в теории, а допустить ошибку было нельзя. Эта ответственность и вдохновляла организаторов фестиваля, которые изо всех сил старались сделать его не только полезным и информационно наполненным, но и ярким, запоминающимся событием. Главная задача этого мероприятия — объединить всех, кто работает в сфере автотранспорта и интересуется автобусами, что, как показали отзывы участников, организаторам удалось. В фестивале и проводимой в его рамках выставке приняли участие 79 компаний из девяти стран мира: России, Белоруссии, Украины, Франции, Германии, Финляндии, Италии, Швеции и Нидерландов. За 3 дня работы фестиваля здесь побывало более 700 специалистов отрасли автобусных перевозок из регионов России и других стран СНГ.

На фестивале были представлены следующие марки автобусов: ЛиАЗ, Neoplan, MAN, YOTONG, ЛАЗ, МАЗ, Mercedes-Benz, Setra, Volvo, Scania, Mitsubishi, Peugeut, Volksvagen, Iveco, Irisbus, Hyundai. Среди них привлекали внимание четыре премьеры: туристский автобус Neoplan CityLiner, Setra 417 GT-HD, сочлененные Mercedes-Benz Conecto G и Volvo 7700A, отвечающий экологическому стандарту Евро-5 .

Программа мероприятий фестиваля сочетала в себе "круглые столы", экскурсии, соревнования и тест-драйв. Каждый мог заранее спланировать день на фестивале, учитывая интересы и сферу своей деятельности. Организаторы обеспечивали участников трансфером и своим вниманием.

Большой популярностью пользовался конкурс "Лучший в "Мире автобусов". Перед тем как отдать свой голос той или иной модели автобуса, каждый старался как можно лучше изучить все экспонаты. Оценка проводилась в трех номинациях: "Лучший междугородный, туристский автобус", "Лучший маршрутный автобус" и "Лучший микроавтобус". Победителями соответственно стали: Neoplan City Liner компании "МАН Автомобили России", сочлененный Mercedes-Benz Conecto G компании "ЕвоБус Русслэнд" и Mercedes-Benz Sprinter 511 компании "Престиж Транссервис".

Хочется отметить, что участники фестиваля с интересом отнеслись к конкурсу детского рисунка "Мы едем, едем, едем..." и смогли уделить свое время голосованию. Первое место заняла Старосельская Катя, 9 лет, второе место — Тимошенков Илья, 10 лет и третье место – Ямашкин Илья, 10 лет. Победительнице был вручен сертификат на бесплатную поездку для ребенка и его родителей на летний отдых к Черному морю в 2009 г. от турагентства "Автоколонны 1417". В 2008 г. в "Год семьи" особенно приятно порадовать творческих и инициативных ребят своим вниманием и подарками. Возможно, в будущем наши победители посетят "Мир Автобусов" уже как участники или организаторы.

Хотелось бы отметить также актуальность "круглых столов", каждый из которых был посвящен насущным темам пассажирских перевозок: "Современные информационные технологии на пассажирском транспорте", "Финансы, экономика, лизинг на пассажирском транспорте", "Технический сервис автобусов" и "Обеспечение безопасной перевозки пассажиров автобусами".

Всех любителей автобусов ждет второй автотранспортный фестиваль "Мир Автобусов", который пройдет с 18 по 20 ноября 2009 года на прежнем месте: Россия, Московская область, город Коломна, "МАП №2 Автоколонна 1417".

*(По материалам оргкомитета фестиваля "Мир автобусов")*

# Нагруженность коренных подшипников и точность балансировки коленчатого вала в зависимости от способа уравновешивания двигателей V-8

**А. Д. Назаров,**
д-р техн. наук

*Показано, что при уравновешивании двигателей V-8 установкой противовесов на продолжении крайних щек коленчатого вала его средние коренные подшипники полностью не разгружены от действия местных центробежных сил инерции и их моментов, а крайние — частично. В случае нахождения противовесов на продолжении 1-й, 2-й, 7-й и 8-й щек коленчатого вала его крайние коренные подшипники практически полностью разгружены от действия указанных величин, 2-й и 4-й — частично, а средний — не разгружен. При применении обеих схем уравновешивания двигателей затрудняется балансировка коленчатого вала и вала в сборе в условиях производства и ремонта.*

Действующий в двигателях V-8 свободный суммарный неуравновешенный момент $M_R$ уравновешивают путем установки противовесов на продолжении всех, крайних или отдельных щек коленчатого вала. Противовесы влияют на длину картера двигателя, массу, нагруженность, параметры изнашивания и неравномерность износа коренных подшипников, точность балансировки коленчатого вала и вала в сборе с маховиком и сцеплением.

При расположении противовесов на продолжении крайних щек коленчатого вала (рис. 1, а) он имеет при прочих равных условиях минимальную массу, а картер двигателя — меньшую длину по сравнению с другими способами уравновешивания. Однако при анализируемой схеме средние коренные подшипники коленчатого вала остаются полностью неразгруженными от действия местных центробежных сил инерции и их моментов, а крайние — частично. Это подтверждается следующим. Из рис. 1, б видно, что на 1-й и 4-й кривошипы коленчатого вала действуют центробежные силы инерции $R$ и $P_{в1}$, расположенные в разных плоскостях, а на 2-й и 3-й кривошип — сила $R$. Значения указанных сил

$$R = (m_j + 2m_R + m_к + 2к_р m_р + к_м m_м) r\omega^2; \quad (1)$$

$$P_{в1} = m_{в1}\rho_1\omega^2, \quad (2)$$

где $m_j$ и $m_R$ — масса поступательно движущихся и вращающихся деталей КШМ; $m_к$ — масса неуравновешенных частей колена вала; $к_р$ и $к_м$ — постоянные конструктивные коэффициенты [1]; $m_р$ — масса пробки грязесборника в шатунных шейках коленчатого вала; $m_м$ — масса смазочного масла в полости шатунных шеек коленчатого вала работающего двигателя; $r$ — радиус кривошипа; $\omega$ — угловая скорость коленчатого вала; $m_{в1}$ и $\rho_1$ — масса и расстояние от оси вращения до центра тяжести противовесов, расположенных на продолжении 1-й и 8-й щек коленчатого вала.

Для рассматриваемого способа уравновешивания двигателей V-8

$$m_{в1} = 3{,}162 a r \rho_1^{-1} \times (m_j + 2m_R + m_к + 2к_р m_р + к_м m_м), \quad (3)$$

где $a$ — постоянный конструктивный коэффициент.

Упомянутый коэффициент для анализируемой схемы размещения противовесов вычисляют по выражению

$$a = (3 + к_0)^{-1}, \quad (4)$$

где $к_0$ — постоянный коэффициент, зависящий от конструкции двигателей [1]. С учетом формулы (3) из выражения (2) имеем

$$P_{в1} = 3{,}162 a (m_j + 2m_R + m_к + 2к_р m_р + к_м m_м) r\omega^2. \quad (5)$$

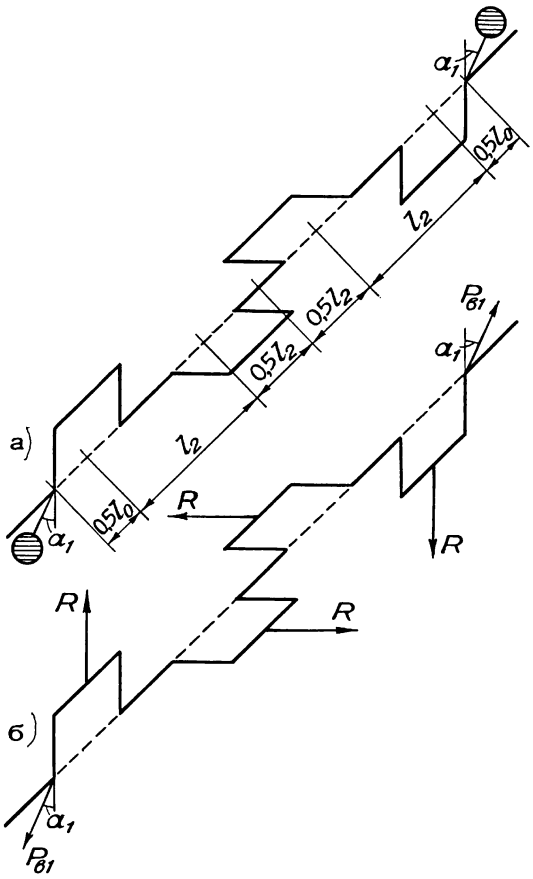



**Рис. 1. Схемы расположения противовесов, находящихся на продолжении крайних щек коленчатого вала двигателей V-8, и действующих на их коленчатый вал центробежных сил инерции**

Величина $R$ является равнодействующей сил инерции первого порядка и центробежных сил инерции, действующих на каждую шатунную шейку. Сила $P_{в1}$ является центробежной. Первая направлена по радиусу кривошипа, вторая — проходит через центр тяжести противовеса. При неизменной частоте вращения коленчатого вала указанные силы имеют постоянное значение и вращаются вместе с валом.

Вертикальные $P_{z1}$ и $P_{z2}$, горизонтальные $P_{y1}$ и $P_{y2}$ составляющие и результирующую $P_1$ и $P_2$ центробежных сил инерции, действующих на 1-й, 4-й и 2-й, 3-й кривошипы коленчатого вала, вычисляют по уравнениям (см. рис. 1, б):

$$P_{z1} = R - P_{в1}\cos\alpha_1;\ P_{y1} = P_{в1}\sin\alpha_1; \quad (6)$$

$$P_1 = [(R - P_{в1}\cos\alpha_1)^2 + (P_{в1}\sin\alpha_1)^2]^{0,5}; \quad (7)$$

$$P_{z2} = 0;\ P_{y2} = R;\ P_2 = R, \quad (8)$$

где $\alpha_1$ — угол между плоскостями противовесов, находящихся на продолжении 1-й, 8-й щек, и 1-й, 4-го кривошипов коленчатого вала (см. рис. 1, а).

Углы $\alpha_{p1}$ и $\alpha_{p2}$ действия сил $P_1$ и $P_2$ определяют из выражений

$$\mathrm{tg}\alpha_{p1} = P_{y1}P_{z1};\ \mathrm{tg}\alpha_{p1} = P_{в1}\sin\alpha_1(R - P_{в1}\cos\alpha_1)^{-1}; \quad (9)$$

$$\mathrm{tg}\alpha_{p2} = P_{z2}P_{y2}^{-1};\ \alpha_{p2} = 0. \quad (10)$$

Анализируемые силы создают моменты, значения и углы действия которых определяют по выражениям

$$M_{z1} = l_2[3R - P_{в1}(3 + к_0)\cos\alpha_1];$$
$$M_{y1} = P_{в1}(3 + к_0)l_2\sin\alpha_1; \quad (11)$$

$$M_1 = l_2\{[3R - P_{в1}(3 + к_0)\cos\alpha_1]^2 +$$
$$+ [P_{в1}(3 + к_0)\sin\alpha_1]^2\}^{0,5}; \quad (12)$$

$$M_{z2} = 0;\ M_{y2} = Rl_2;\ M_2 = Rl_2; \quad (13)$$

$$\mathrm{tg}\alpha_{м1} = M_{y1}M_{z1}^{-1};\ \mathrm{tg}\alpha_{м1} = [P_{в1}(3 + к_0)\sin\alpha_1] \times$$
$$\times [3R - P_{в1}(3 + к_0)\cos\alpha_1)]^{-1}; \quad (14)$$

$$\mathrm{tg}\alpha_{м2} = M_{z2}M_{y2}^{-1};\ \alpha_{м2} = 0, \quad (15)$$

где $l_2$ — расстояние между серединами соседних шатунных шеек коленчатого вала (см. рис. 1, *а*).

После несложных преобразований формулы (7) и (12) можно записать

$$P_1 = [R^2 + P_{в1}(P_{в1} - 2R\cos\alpha_1)]^{0,5}; \quad (16)$$

$$M_1 = l_2\{9R^2 + P_{в1}(3 + к_0)[P_{в1}(3 + к_0) - 6R\cos\alpha_1]\}^{0,5}. \quad (17)$$

Выражения (9), (14), (16) и (17) можно представить и в виде

$$P_1 = R[1 + к_{в1}(к_{в1} - 2\cos\alpha_1)]^{0,5}; \quad (18)$$

$$M_1 = Rl_2\{9 + к_{в1}(3 + к_0)[к_{в1}(3 + к_0) - 6\cos\alpha_1]\}^{0,5}; \quad (19)$$

$$\mathrm{tg}\alpha_{p1} = к_{в1}\sin\alpha_1(1 - к_{в1}\cos\alpha_1)^{-1}; \quad (20)$$

$$\mathrm{tg}\alpha_{м1} = [к_{в1}(3 + к_0)\sin\alpha_1][3 - к_{в1}(3 + к_0)\cos\alpha_1]^{-1}, \quad (21)$$

где $к_{в1}$ — постоянный коэффициент, зависящий от конструкции и способа уравновешивания двигателей.

Значение указанного коэффициента

$$к_{в1} = P_{в1}R^{-1}. \quad (22)$$

Принимая во внимание зависимости (1) и (5) из соотношения (22) имеем

$$к_{в1} = 3{,}162a. \quad (23)$$

С учетом выражения (4) выражение (23) принимает вид

$$к_{в1} = 3{,}162(3 + к_0)^{-1}. \quad (24)$$

Подставляя значение рассматриваемого коэффициента по уравнению (24) в формулу (19), получим

$$M_1 = [Rl_2(10 + 9R - 18{,}97\cos\alpha_1)]^{0,5}. \quad (25)$$

При анализируемой схеме уравновешивания двигателей, как видно из зависимостей (6)—(25) и рис. 1, б,

равнодействующая сил инерции, действующая на 2-й и 3-й кривошипы коленчатого вала, равна нулю, а их моментов — расположена в плоскости этих кривошипов. Поэтому средние коренные подшипники по длине нагружены неравномерно, а по окружности — практически равномерно. Эти величины, действующие на 1-й и 4-й кривошипы, находятся в разных плоскостях. Силы $R$ и $P_{в1}$, их моменты расположены в плоскостях упомянутых кривошипов и противовесов соответственно. В этой связи вертикальная составляющая равнодействующей рассматриваемых сил и моментов находится в плоскости указанных кривошипов, а горизонтальная — перпендикулярной ей. Силы $R$, $P_{в1}\cos\alpha_1$ и их моменты действуют в одной плоскости, направлены в противоположные стороны и частично уравновешивают друг друга. При этом силы $R$, $P_{в1}\sin\alpha_1$ и вызываемый ими момент находятся в плоскости, перпендикулярной к плоскости 1-го и 4-го кривошипов. Анализируемые силы взаимно уравновешиваются, а момент остается полностью неуравновешенным. Это приводит к появлению дополнительных нагрузок, действующих на крайние коренные подшипники коленчатого вала. Поэтому указанные подшипники нагружены неравномерно по длине и окружности.

Из рис. 1, б видно, что на 1-й и 5-й коренные подшипники коленчатого вала в вертикальной плоскости действуют сила $P_{в1}\cos\alpha_1$ и часть силы $R$, а также их моменты. Эти силы и моменты направлены в противоположные стороны, вследствие чего указанные подшипники частично разгружаются. В горизонтальной плоскости на рассматриваемые подшипники действуют сила $P_{в1}\sin\alpha_1$ и ее момент. На 2-й и 4-й коренные подшипники в обеих плоскостях действуют силы $R$ и их моменты. Средний коренной подшипник воспринимает действие сил $R$ и их момента, расположенных в одной плоскости. Поэтому этот подшипник нагружен больше, чем 2-й и 4-й.

Приведенный анализ и расчеты, выполненные с использованием зависимостей (1)—(25), показывают, что при исследуемом способе уравновешивания двигателей V-8 на средние коренные подшипники коленчатого вала действуют значительные местные центробежные силы инерции и их моменты. Они повышают нагрузки на эти подшипники. Упомянутые силы и моменты действуют и на крайние коренные подшипники, но они несколько меньше. Поэтому меньше и нагрузки, действующие на них. Связано это с тем, что указанные подшипники частично разгружены благодаря действию центробежных сил инерции и их моментов, вызываемых противовесами коленчатого вала. Нагруженность коренных подшипников местными центробежными силами инерции и их моментами при прочих равных условиях приводит к увеличению скорости изнашивания и неравномерности износа коренных шеек и вкладышей, особенно средних [2].

В случае применения анализируемого способа уравновешивания двигателей V-8 балансировка коленчатого вала, вала в сборе с маховиком, а также в сборе с маховиком и сцеплением в условиях производства и ремонта вызывает определенные трудности и не всегда осуществима. Связано это со следующим. Дисбалансы коленчатого вала в обеих плоскостях коррекции, вала в сборе в плоскости шкива устраняют высверливанием из противовесов неуравновешенных масс, вызывающих указанные дисбалансы. Если противовесы расположены на продолжении крайних щек коленчатого вала, упомянутые массы не всегда находятся в секторе противовесов. Это делает невозможной балансировку указанных сборочных единиц рассматриваемым способом. Их можно балансировать только наваркой дополнительного металла на противовесы, что вызывает большие трудности при производстве и особенно ремонте автотракторных двигателей.

В процессе эксплуатации из-за неравномерного износа коренных и шатунных шеек по окружности и длине, остаточных деформаций коленчатого вала, накопления в полости шатунных шеек продуктов изнашивания и грязи появляются несоосность коренных шеек, непараллельность и скрещивание осей этих и шатунных шеек, прогиб вала. Эти факторы приводят к появлению в плоскостях коррекции рассматриваемых сборочных единиц дополнительных дисбалансов, чаще всего расположенных вне сектора противовесов. Восстановление коленчатого вала перешлифованием его шеек под ремонтные размеры или наращиванием на их поверхности металла необходимой толщины различными способами практически не устраняет перечисленные выше дефекты. Это вызывает дополнительные трудности при балансировке коленчатого вала и вала в сборе на ремонтных предприятиях.

В случае расположения противовесов на продолжении 1-й, 2-й, 7-й и 8-й щек коленчатого вала (рис. 2) его масса и длина картера двигателя несколько больше, чем при предыдущем способе. При данной схеме уравновешивания двигателей V-8 крайние коренные

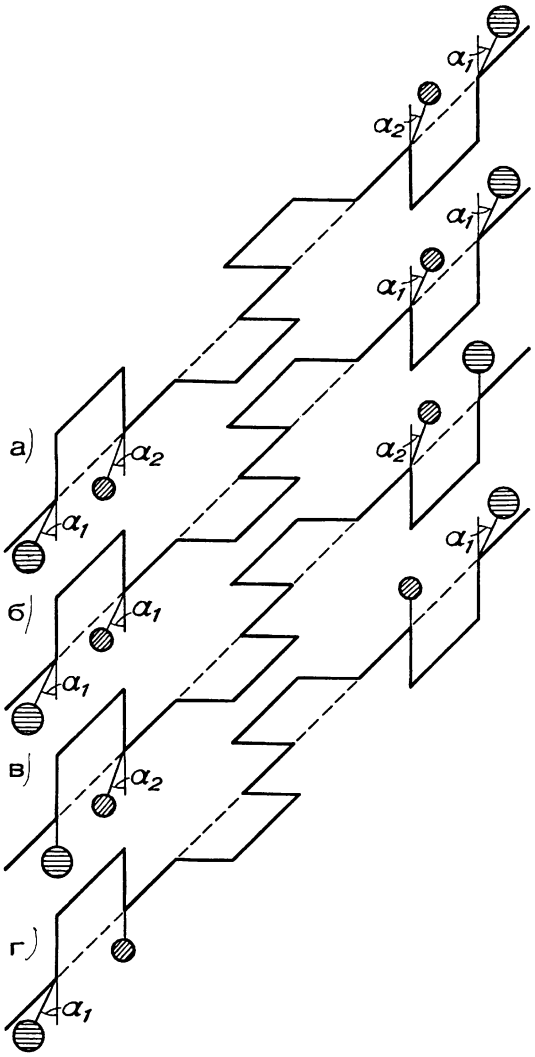



**Рис. 2. Схемы расположения противовесов коленчатого вала двигателей V-8:**

а, б, в и г — соответственно при вариантах I, II, III и IV сочетания углов расположения противовесов

подшипники практически полностью разгружены от действия местных центробежных сил инерции и их моментов, 2-й и 4-й — частично, а средний — не разгружен. Это объясняется так. Для данного способа существуют четыре варианта сочетания углов расположения противовесов коленчатого вала (см. рис. 2): I — $\alpha_1 = \alpha_1$ и $\alpha_2 = \alpha_2$; II — $\alpha_1 = \alpha_2$; III — $\alpha_1 = 0$ и $\alpha_2 = \alpha_2$; IV — $\alpha_1 = \alpha_1$ и $\alpha_2 = 0$ (здесь $\alpha_2$ — угол между плоскостями противовесов, находящихся на продолжении 2-й, 7-й щек и 1-го, 4-го кривошипов коленчатого вала). Для всех вариантов справедливы равенства (8), (10), (13) и (15).

При этом для варианта I имеем (рис. 3, а)

$$P_{z1} = R - P_{в1}\cos\alpha_1 - P_{в2}\cos\alpha_2;\ P_{y1} = = P_{в1}\sin\alpha_1 + P_{в2}\sin\alpha_2; \quad (26)$$

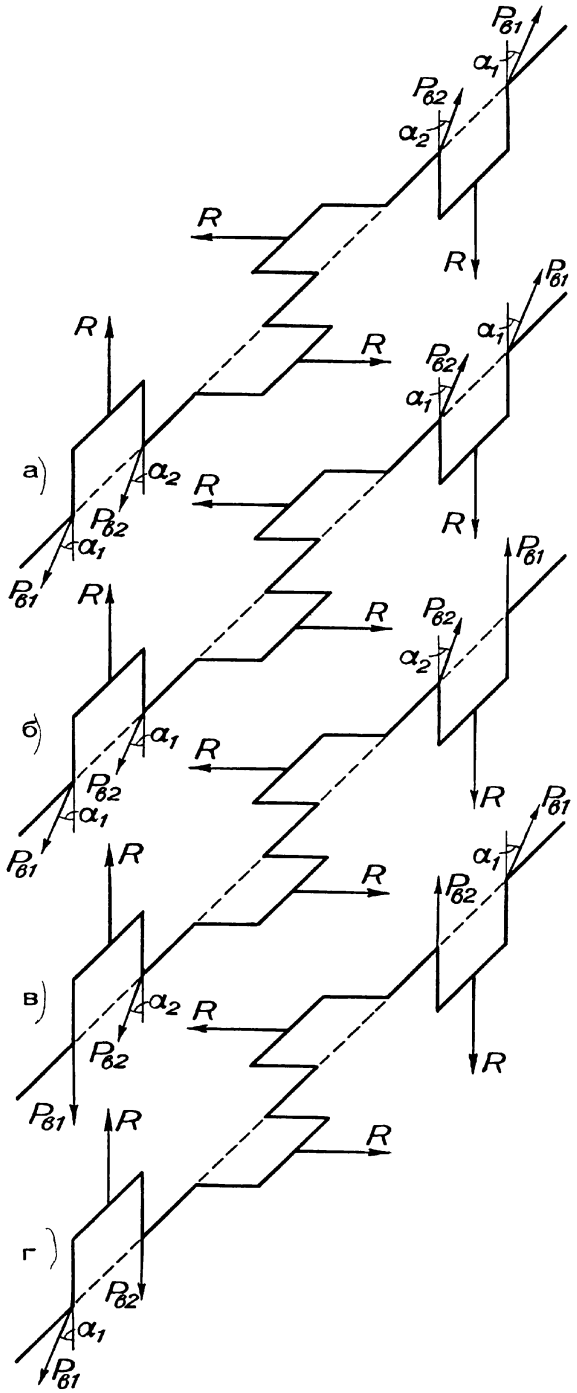



**Рис. 3. Схемы действующих на коленчатый вал двигателей V-8 центробежных сил инерции:**

а, б, в и г — соответственно при вариантах I, II, III и IV сочетания углов расположения противовесов

$$P_1 = R[(1 - к_{в1}\cos\alpha_1 - к_{в2}\cos\alpha_2)^2 + + (к_{в1}\sin\alpha_1 + к_{в2}\sin\alpha_2)^2]^{0,5}; \quad (27)$$

$$M_{z1} = l_2[3R - P_{в1}(3 + к_0)\cos\alpha_1 - - P_{в2}(3 - к_0)\cos\alpha_2]; \quad (28)$$

$$M_{y1} = l_2[P_{в1}(3 + к_0)\sin\alpha_1 + P_{в2}(3 - к_0)\sin\alpha_2]; \quad (29)$$

$$M_1 = Rl_2\{[3 - \kappa_{в1}(3 + \kappa_0)\cos\alpha_1 - \kappa_{в2}(3 - \kappa_0)\cos\alpha_2]^2 + [\kappa_{в1}(3 + \kappa_0)\sin\alpha_1 + \kappa_{в2}(3 - \kappa_0)\sin\alpha_2]^2\}^{0,5}; \quad (30)$$

$$\mathrm{tg}\alpha_{р1} = (\kappa_{в1}\sin\alpha_1 + \kappa_{в2}\sin\alpha_2) \times (1 - \kappa_{в1}\cos\alpha_1 - \kappa_{в2}\cos\alpha_2)^{-1}; \quad (31)$$

$$\mathrm{tg}\alpha_{м1} = \frac{\kappa_{в1}(3 + \kappa_0)\sin\alpha_1 + \kappa_{в2}(3 - \kappa_0)\sin\alpha_2}{3 - \kappa_{в1}(3 + \kappa_0)\cos\alpha_1 - \kappa_{в2}(3 - \kappa_0)\cos\alpha_2}, \quad (32)$$

где $P_{в2}$ — центробежная сила инерции, вызываемая находящимися на продолжении 2-й и 7-й щек коленчатого вала противовесами (см. рис. 3); $\kappa_{в2}$ — постоянный конструктивный коэффициент.

Указанные величины вычисляют по выражениям

$$P_{в2} = m_{в2}\rho_2\omega^2; \quad (33)$$

$$\kappa_{в2} = P_{в2}R^{-1}, \quad (34)$$

где $m_{в2}$ и $\rho_2$ — масса и расстояние от оси вращения до центра тяжести противовесов, установленных на продолжении упомянутых щек.

Для указанных величин имеем [2]

$$m_{в2}\rho_2 = \kappa_1 m_{в1}\rho_1, \quad (35)$$

где $\kappa_1$ — постоянный конструктивный коэффициент [1, 2].

С учетом формул (3) и (33)—(35) получим

$$m_{в2} = 3{,}162\kappa_1 ar\rho_2^{-1}(m_j + 2m_R + m_к + 2\kappa_р m_р + \kappa_м m_м); \quad (36)$$

$$P_{в2} = 3{,}162\kappa_1 a(m_j + 2m_R + m_к + 2\kappa_р m_р + \kappa_м m_м)r\omega^2; \quad (37)$$

$$\kappa_{в2} = 3{,}162\kappa_1 a. \quad (38)$$

Значение коэффициента $a$ в выражениях (36)—(38)

$$a = [(3 + \kappa_0)^2 + \kappa_1^2(3 - \kappa_0)^2 + 2\kappa_1(9 - \kappa_0^2)\cos(\alpha_2 - \alpha_1)]^{-0,5}. \quad (39)$$

При варианте II справедливы соотношения (см. рис. 3, *б*)

$$P_{z1} = R - (P_{в1} + P_{в2})\cos\alpha_1; \quad P_{y1} = (P_{в1} + P_{в2})\sin\alpha_1; \quad (40)$$

$$P_1 = R[1 + (\kappa_{в1} + \kappa_{в2}) \times (\kappa_{в1} + \kappa_{в2} - 2\cos\alpha_1)]^{0,5}; \quad (41)$$

$$M_{z1} = l_2\{3R - [P_{в1}(3 + \kappa_0) + P_{в2}(3 - \kappa_0)]\cos\alpha_1\}; \quad (42)$$

$$M_{y1} = l_2[P_{в1}(3 + \kappa_0) + P_{в2}(3 - \kappa_0)]\sin\alpha_1; \quad (43)$$

$$M_1 = Rl_2[9 + [\kappa_{в1}(3 + \kappa_0) + \kappa_{в2}(3 - \kappa_0)] \times \{[\kappa_{в1}(3 + \kappa_0) + \kappa_{в2}(3 - \kappa_0)] - 6\cos\alpha_1\}]^{0,5}; \quad (44)$$

$$a = [3 + \kappa_0 + \kappa_1(3 - \kappa_0)]^{-1}; \quad (45)$$

$$\mathrm{tg}\alpha_{р1} = [(\kappa_{в1} + \kappa_{в2})\sin\alpha_1] \times [1 - (\kappa_{в1} + \kappa_{в2})\cos\alpha_1]^{-1}; \quad (46)$$

$$\mathrm{tg}\alpha_{м1} = \{[\kappa_{в1}(3 + \kappa_0) + \kappa_{в2}(3 - \kappa_0)]\sin\alpha_1\} \times \{3 - [\kappa_{в1}(3 - \kappa_0) + \kappa_{в2}(3 - \kappa_0)]\cos\alpha_1\}^{-1}. \quad (47)$$

Для варианта III имеют место уравнения (см. рис. 3, в)

$$P_{z1} = R - P_{в1} - P_{в2}\cos\alpha_2; \quad P_{y1} = P_{в2}\sin\alpha_2; \quad (48)$$

$$P_1 = R[\kappa_{в2}^2 + (1 - \kappa_{в1}) \times (1 - \kappa_{в1} - 2\kappa_{в2}\cos\alpha_2)]^{0,5} \quad (49)$$

$$M_{z1} = l_2[3R - P_{в1}(3 + \kappa_0) - P_{в2}(3 - \kappa_0)\cos\alpha_2]; \quad (50)$$

$$M_{y1} = l_2[P_{в2}(3 - \kappa_0)\sin\alpha_2]; \quad (51)$$

$$M_1 = Rl_2\{[3 - \kappa_{в1}(3 + \kappa_0) - \kappa_{в2}(3 - \kappa_0)\cos\alpha_2]^2 + [\kappa_{в2}(3 - \kappa_0)\sin\alpha_2]^2\}^{0,5}; \quad (52)$$

$$a = [(3 + \kappa_0)^2 + \kappa_1^2(3 - \kappa_0)^2 + 2\kappa_1(9 - \kappa_0^2)\cos\alpha_2]^{-0,5}; \quad (53)$$

$$\mathrm{tg}\alpha_{р1} = \kappa_{в2}\sin\alpha_2(1 - \kappa_{в1} - \kappa_{в2}\cos\alpha_2)^{-1}; \quad (54)$$

$$\mathrm{tg}\alpha_{м1} = [\kappa_{в2}(3 - \kappa_0)\sin\alpha_2] \times [3 - \kappa_{в1}(3 + \kappa_0) - \kappa_{в2}(3 - \kappa_0)\cos\alpha_2]^{-1}. \quad (55)$$

При варианте IV имеем (см. рис. 3, *г*)

$$P_{z1} = R - P_{в1}\cos\alpha_1 - P_{в2}; \quad P_{y1} = P_{в1}\sin\alpha_1; \quad (56)$$

$$P_1 = \mathrm{R}[\kappa_{в1}^2 + (1 - \kappa_{в2}) \times (1 - \kappa_{в2} - 2\kappa_{в1}\cos\alpha_1)]; \quad (57)$$

$$M_{z1} = l_2[3\mathrm{R} - P_{в1}(3 + \kappa_0)\cos\alpha_1 - P_{в2}(3 - \kappa_0)]; \quad (58)$$

$$M_{y1} = l_2[P_{в1}(3 + \kappa_0)\sin\alpha_1]; \quad (59)$$

$$M_1 = \mathrm{R}l_2\{[3 - \kappa_{в1}(3 + \kappa_0)\cos\alpha_1 - \kappa_{в2}(3 - \kappa_0)]^2 + [\kappa_{в1}(3 + \kappa_0)\sin\alpha_1]^2\}^{0,5}; \quad (60)$$

$$a = [(3 + \kappa_0)^2 + \kappa_1^2(3 - \kappa_0)^2 + 2\kappa_1(9 - \kappa_0^2)\cos\alpha_1]^{-0,5}; \quad (61)$$

$$\mathrm{tg}\alpha_{р1} = \kappa_{в1}\sin\alpha_1(1 - \kappa_{в1}\cos\alpha_1 - \kappa_{в2})^{-1}; \quad (62)$$

$$\mathrm{tg}\alpha_{м1} = [\kappa_{в1}(3 + \kappa_0)\sin\alpha_1] \times [3 - \kappa_{в1}(3 + \kappa_0)\cos\alpha_1 - \kappa_{в2}(3 - \kappa_0)]^{-1}. \quad (63)$$

Анализ формул (3), (10), (13), (15), (26)—(63) и рис. 3 показывает, что при всех вариантах рассматриваемой схемы уравновешивания двигателей V-8 на 2-й и 3-й кривошипы коленчатого вала действуют те же силы и моменты, что и в предыдущей схеме. Поэтому средний коренной подшипник по длине нагружен неравномерно, а по окружности — практически равномерно. Действующие на 1-й и 4-й кривошипы силы $R$ и $P_{в1}$, $P_{в2}$, вызываемые ими моменты в общем случае расположены в разных плоскостях. Силы R и $P_{в1}\cos\alpha_1$, $P_{в2}\cos\alpha_2$, их моменты, действующие в одной плоскости и противоположно направленные, частично уравновешивают друг друга. В то же время силы $P_{в1}\sin\alpha_1$ и $P_{в2}\sin\alpha_2$, действующие в плоскости, перпендикулярной к плоскости указанных кривошипов, взаимно уравновешиваются, а их моменты — полностью неуравновешены. Следствием этого являются дополнительные нагрузки на 1-й, 2-й, 4-й и 5-й коренные подшипники и неравномерная их нагруженность по длине и окружности.

В случае размещения противовесов согласно вариантов I, II, IV и III на 1-й и 5-й коренные подшипники в вертикальном направлении действуют силы $P_в\cos\alpha_1$ и $P_{в1}$ соответственно и моменты этих сил. Во всех случаях упомянутые подшипники испытывают также действие части силы $R$ и ее момента, направленных противоположно первым. Поэтому рассматриваемые подшипники частично разгружаются от действия местных центробежных сил инерции и их моментов. На указанные подшипники в горизонта льной плоскости при вариантах I, II и IV действует сила $P_{в1}\sin\alpha_1$ и ее момент, которые отсутствуют в случае расположения противовесов согласно варианту III (см. рис. 2, в). В вертикальной плоскости на 2-й и 4-й коренные подшипники при вариантах I—III и IV действуют соответственно силы $P_{в2}\cos\alpha_2$ и $P_{в2}$, их моменты. При всех вариантах на них действуют направленные противоположно упомянутым величинам часть силы $R$ и соответствующий ей момент. Это способствует частичному разгружению указанных подшипников. На них в горизонтальной плоскости действует часть силы $R$ и ее моменты (при всех вариантах), а также противоположно направленные им сила $P_{в2}\sin\alpha_2$ и ее момент (варианты I—III). Наличие противовесов на продолжении 2-й и 7-й щек коленчатого вала способствует также уменьшению нагруженности крайних коренных подшипников. С учетом этого и приведенных выше данных при рассматриваемых вариантах уравновешивания двигателей V-8 указанные подшипники практически полностью разгружаются от действия анализируемых сил и моментов.

Изложенное и результаты расчетов по формулам (26)—(63) свидетельствуют о том, что при исследуемой схеме расположения противовесов коленчатого вала его крайние коренные подшипники практически полностью разгружены от действия местных центробежных сил инерции и их моментов, 2-й и 4-й — частично, а средний — не разгружен. Поэтому эти силы и моменты повышают действующие на средний коренной подшипник нагрузки и, как следствие, увеличивают показатели его изнашивания и неравномерность износа.

При рассматриваемом способе уравновешивания двигателей V-8 балансировка коленчатого вала и вала в сборе в условиях производства и ремонта также затруднена и не всегда возможна по тем же причинам, что и в случае применения предыдущей схемы расположения противовесов.

## Выводы

Таким образом, при нахождении противовесов на продолжении крайних и 1-й, 2-й, 7-й, 8-й щек коленчатого вала он имеет минимальную массу, а картер двигателей — меньшую длину по сравнению с другими способами их уравновешивания. При уравновешивании двигателей V-8 установкой противовесов на продолжении крайних щек коленчатого вала его средние коренные подшипники полностью не разгружены от действия местных центробежных сил инерции и их моментов, а крайние —частично. В случае нахождения противовесов на продолжении 1-й, 2-й, 7-й и 8-й щек коленчатого вала его крайние коренные подшипники практически полностью разгружены от действия указанных величин, 2-й и 4-й — частично, а средний — не разгружен. Упомянутые силы и моменты повышают действующие на средние коренные подшипники нагрузки, что увеличивает их скорость изнашивания и неравномерность износа. При применении обеих схем уравновешивания двигателей затрудняется балансировка коленчатого вала и вала в сборе в условиях производства и ремонта. Это необходимо учитывать при выборе схемы размещения противовесов коленчатого вала с целью уравновешивания двигателей V-8.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ


1. **Назаров, А. Д.** Повышение долговечности и улучшение виброакустических показателей двигателей [Текст] / А. Д. Назаров // Вестник машиностроения. — 2002. — № 7. — С. 7—11.
2. **Назаров, А. Д.** Дисбалансы автотракторных двигателей: определение и нормирование [Текст] / А. Д. Назаров. — М.: Машиностроение, 1992. — 272 с.



**Ключевые слова:** нагруженность, коленчатый вал, коренные подшипники, уравновешивание, балансировка.

УДК 629.113-585

**Ан. М. Захарик,** канд. техн. наук, доц.
**А. Н. Чичко,** д-р техн. наук, проф.,
**Д. В. Вихренко,** инж.
**Ал. М. Захарик,** канд. техн. наук, доц., МАЗ

# Метод снижения уровня шума и вибраций узлов трансмиссий автомобилей

*Предложен метод разработки узлов трансмиссий, ориентированный на снижение их шума и вибрации. В соответствии с данным методом приведен общий алгоритм расчета в системах САПР. Обоснована область частотного диапазона исследуемых систем. Рассмотрен пример реализации метода. Установлено влияние элементов трансмиссии на частотный диапазон и формы колебаний.*

## Введение

Современный рынок большегрузных автомобилей ставит перед производителями техники задачи обеспечения комплекса потребительских свойств, таких как высокие динамические показатели, параметры надежности, низкие цена и эксплуатационные расходы. Особенность тенденции развития автомобилей последних лет состоит в значительном ужесточении требований в отношении шумовых характеристик автомобилей, поэтому автопроизводители должны использовать новые подходы при проектировании узлов и систем, создающих при работе малый уровень шума.

## Сущность разработанного метода

Специалистами МАЗа разработан метод создания узлов трансмиссии большегрузных автомобилей с пониженными шумовыми и вибрационными характеристиками, алгоритм которого приведен на рис. 1. На начальном этапе предусматривается создание трехмерных моделей деталей и узлов трансмиссии. Параллельно создается частотная диаграмма трансмиссии автомобиля. Сопоставление данной диаграммы, являющейся основой для расчета возбуждающих частот каждого узла трансмиссии, с их собственными частотами позволит затем определить вибронагруженные зоны частотного диапазона трансмиссии. При обнаружении резонансных явлений существует три пути решения проблемы снижения вибрации и уровня шума. Первый заключается в доработке конструкции, направленной на смещение собственных частот колебаний в область, расположенную вне пределов возбуждающих частот колебаний трансмиссии. Это возможно путем изменения толщин стенок, материала картеров и деталей конфигурации элементов трансмиссии и др. мероприятий. Второй путь предусматривает выведение возбуждающих частот колебаний трансмиссии за пределы собственных частот колебаний ее узлов. Учитывая то, что источником возбуждения колебаний в трансмиссии являются ее узлы, достаточно сложно обеспечить существенное изменение частотного диапазона, часто можно лишь частично сместить возмущающие частоты на границы собственных частот. Последнее не в полной мере обеспечивает решение проблем вибронагруженности. Снижение амплитуд при резонансе, которое возможно за счет проведения ряда конструктивных изменений, может послужить в определенных случаях единственно возможным мероприятием перед принятием решения о разработке конструкторской документации.

Таким образом, метод основан на нахождении собственных частот колебаний механических систем, что является важной задачей исследования колебательного движения системы, так как при совпадении частот вынуждающей силы с собственными частотами колебаний происходит резонанс — резкое увеличение амплитуды колебаний. Также формы колебаний могут генерироваться и при неколебательных воздействиях, например, при ударе.

Учитывая существенную взаимосвязь частот собственных колебаний узлов трансмиссий большегрузных автомобилей с вибрационными и шумовыми характеристиками автомобиля в целом, на первом этапе требуется исследовать собственные частоты колебаний деталей трансмиссии и влияние геометрических параметров на собственные частоты.

Известно, что колебания системы, состоящей из материальной точки массой m, подвешенной на пружине с жесткостью c (рис. 2, а), подчиняется уравнению движения.

$$m\ddot{x} + cx = 0. \qquad (1)$$

При этом собственная частота $f$ определяется из выражения

$$f = \sqrt{c/m}\,. \qquad (2)$$

Рассмотрим колебательную систему, состоящую из двух масс $m_1$ и $m_2$, соединенных между собой пру-

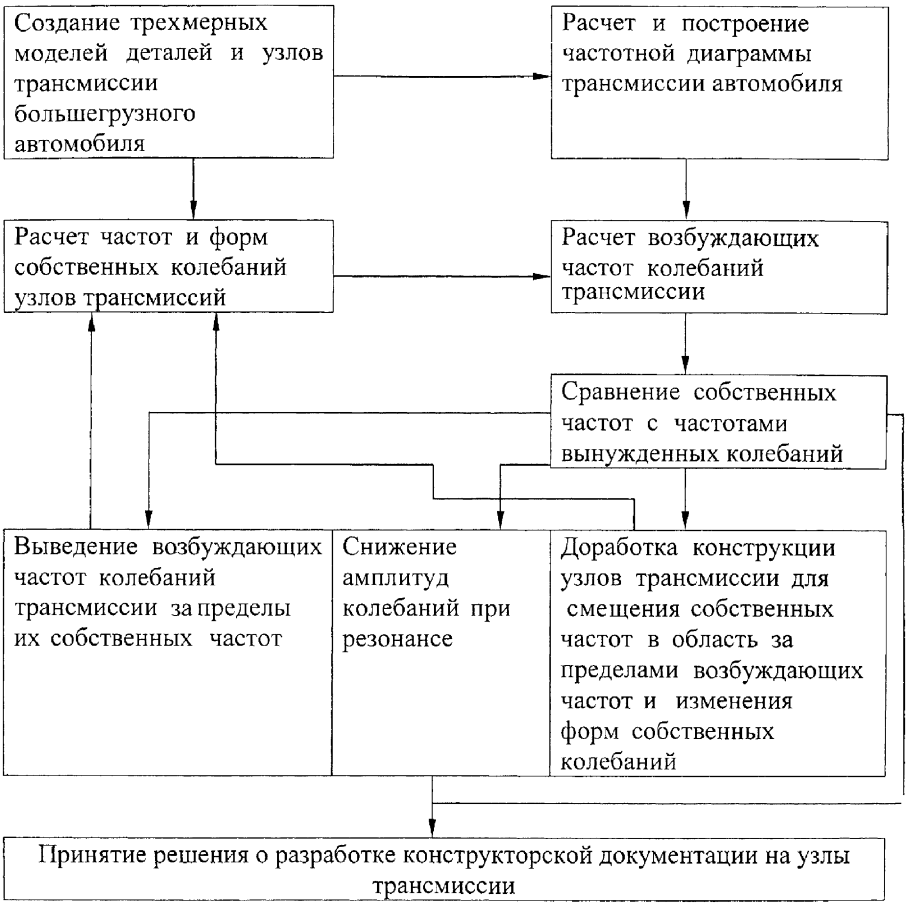



**Рис. 1. Алгоритм создания узлов трансмиссии большегрузных автомобилей с пониженными шумовыми и вибрационными характеристиками**

жиной с жесткостью $c$ и соответственно пружинами с жесткостью $c_1$ и $c_2$ с основанием (рис. 2, б). Если обозначить перемещения масс в направлении, совпадающем с осью пружин для каждой массы через $x_1$ и $x_2$, то система уравнений движения будет иметь вид:

$$\left.\begin{aligned} m_1\ddot{x}_1 &= -c_1x_1 - c(x_1 - x_2); \\ m_2\ddot{x}_2 &= -c_2x_2 - c(x_2 - x_1). \end{aligned}\right\} \quad (3)$$

Решение данной системы имеет экспоненциальную форму. Гармонические составляющие решений могут быть записаны в виде

$$\left.\begin{aligned} x_1 &= K_1\sin(ft + \omega); \\ x_2 &= K_2\sin(ft + \omega), \end{aligned}\right\} \quad (4)$$

где $K_1$, $K_2$ и $\omega$ — постоянные интегрирования, которые должны быть выбраны так, чтобы удовлетворялись уравнения (3).

Это возможно только в том случае, если определитель этой системы уравнений при соответствующих постоянных будет равен нулю, т. е.

$$\Delta f = \begin{vmatrix} c_1 + c - m_1f^2 & -c \\ -c_1 & c_2 + c - m_2f^2 \end{vmatrix} = 0. \quad (5)$$

Из данного частотного уравнения можно определить значения собственных частот колебательной системы

$$f^2 = \frac{c_2 + c}{m_2} + \frac{c_1 + c}{m_1} + \sqrt{\frac{4c_2}{m_1m_2}\left(-\frac{c_2 + c}{m_2} + \frac{c_1 + c}{m_1}\right)^2}. \quad (6)$$

Аналогичный подход можно реализовать при расчете любой многомассовой системы с любым числом степеней свободы.

Реальная механическая система состоит из бесконечного множества числа материальных точек, а так как связи между ними не абсолютно жесткие, а упругие, то число степеней свободы такой системы бесконечно велико, соответственно и количество собственных частот системы, равное числу степеней свободы, бесконечно велико. Поэтому даже при значительных упрощениях исходной модели расчет собственных частот колебаний узлов трансмиссии представляет определенную сложность.

## Расчет

Системы автоматизированного проектирования, в состав которых входят пакеты трехмерного моделирования и конечноэлементного анализа, позволяют существенно облегчить задачу исследования параметров шума узлов трансмиссии. В настоящее время достаточ-

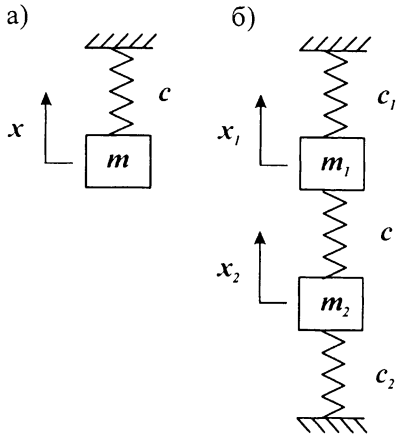



**Рис. 2. Колебательные системы с одной (а) и двумя (б) степенями свободы**

но хорошо зарекомендовал себя способ исследования колебаний с помощью метода конечных элементов (МКЭ). При этом создается дискретная модель исследуемого тела из так называемых конечных элементов, обладающих распределенной по объему массой, задаваемой плотностью материала, и жесткостью, задаваемой модулем упругости материала. Очевидно, что конечноэлементная модель должна соответствовать реальной по геометрическим параметрам, а также иметь достаточное количество точек интегрирования, которое выбирается как и при исследованиях прочностных свойств деталей (два элемента по толщине стенки картерных деталей и по возможности правильная форма — кубическая), несмотря на то, что для исследования колебаний можно иметь и более грубую модель.

Таким образом, расчет выполняется в системе конечноэлементного анализа MSC/Patran-Nastran на основе трехмерной модели, созданной в системе трехмерного проектирования EDS/Unigraphics. Общий порядок расчета представлен на рис. 3.

Процесс решения задачи методом конечных элементов состоит из трех этапов:

1) подготовка модели (фаза препроцессорной обработки);

2) анализ модели;

3) оценка результатов (фаза постпроцессорной обработки).

На этапе препроцессорной обработки созданную с помощью пакетов трехмерного моделирования модель передают в препроцессор MSC/PATRAN для создания на ее основе конечноэлементной сетки. В препроцессоре при разбиении модели на конечные элементы задают следующее:

— геометрические параметры (тип и размер элемента, координаты узлов, частота сетки);

— граничные условия (ограничения на перемещения узлов);

— свойства материала (модуль Юнга, коэффициент Пуассона, плотность, коэффициент демпфирования).

После ввода всех данных создается текстовый расчетный файл, который передается в MSC/NASTRAN для расчета.

Обработка результатов расчета производится с помощью постпроцессора. Результаты рас-

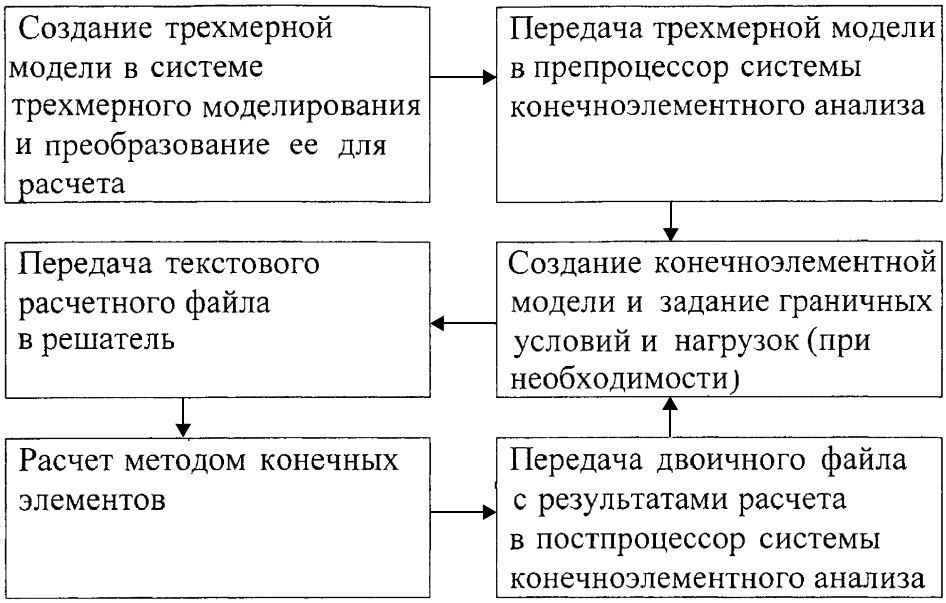



**Рис. 3. Порядок расчета модели детали в системах САПР**

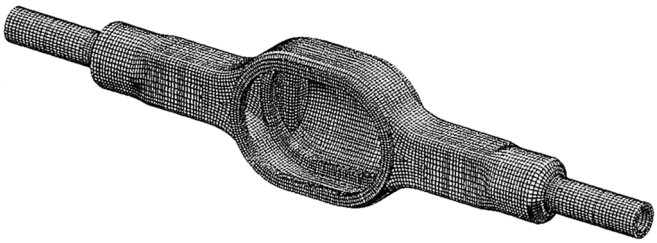


**Рис. 4. Конечноэлементная модель картера ведущего моста**

чета могут выводиться либо в виде числовых данных, либо в графической форме. На этапе постпроцессорной обработки используют следующие способы представления данных:

— распечатка значений перемещений узлов;

— графическое представление деформированной сетки на собственных частотах — собственные формы колебаний.

— анимация (динамическое изображение изменения формы элемента).

Как отмечено выше, на шумовые и вибрационные характеристики ведущих мостов большегрузных автомобилей существенное влияние оказывают частоты собственных колебаний, при совпадении которых с частотами возбуждающих колебаний узлов трансмиссий возникает резонанс, приводящий к увеличению амплитуд колебаний и повышению уровня шума и вибрации деталей трансмиссии.

Выбор области исследования частотного диапазона системы определяется исходя из следующих соображений. Превышение частоты колебаний свыше 1000 Гц предполагает немедленное возвращение системы в состояние покоя сразу же после снятия приложенного возмущения. При этом деформация тела соответствует статической деформации от приложенной нагрузки. Кроме того, частота возбуждающих колебаний в ведущем мосту не превышает 1000 Гц. Таким образом, достаточно ограничиться исследованием колебаний на частотах до 1000 Гц.

## Пример реализации метода

В качестве примера реализации метода исследуем влияние деталей центральной части двухступенчатого ведущего моста на частоту его собственных колебаний. Масса деталей редуктора ведущего моста (вместе с картером редуктора, корпусом подшипников, подшипниками и ведущими шестернями) составляет 2/3 всей массы ведущего моста и вклад этих деталей в общий уровень шума и вибрацию будет определяющим.

Для начала исследуем формы и частоты собственных колебаний картера ведущего моста, конечноэлементная модель которого представлена на рис. 4.

Собственные формы картера моста фактически совпадают с каноническими изгибными формами колебаний балки (рис. 5—8):

первая форма — в горизонтальной плоскости с частотой 157 Гц (рис. 5, а), в вертикальной с частотой 273 Гц (рис. 5, б);

вторая форма — в горизонтальной плоскости с частотой 472 Гц (рис. 6, а), в вертикальной с частотой 356 Гц и с частотой 715 Гц (рис. 6, в);

третья форма — в горизонтальной плоскости с частотами 658 и 873 Гц (рис. 7, а), в вертикальной с частотой 907 Гц (рис. 7, б).

Последняя собственная форма с частотой до 1000 Гц совпадает с 4-й канонической формой в горизонтальной плоскости с частотой 993 Гц (рис. 8, а).

При исследовании собственных форм колебаний картера моста можно заметить, что они включают в себя его деформацию в зоне присоединения картера редуктора. Очевидно, что в случае добавления в модель картера редуктора (рис. 9) должны произойти некоторые изменения.

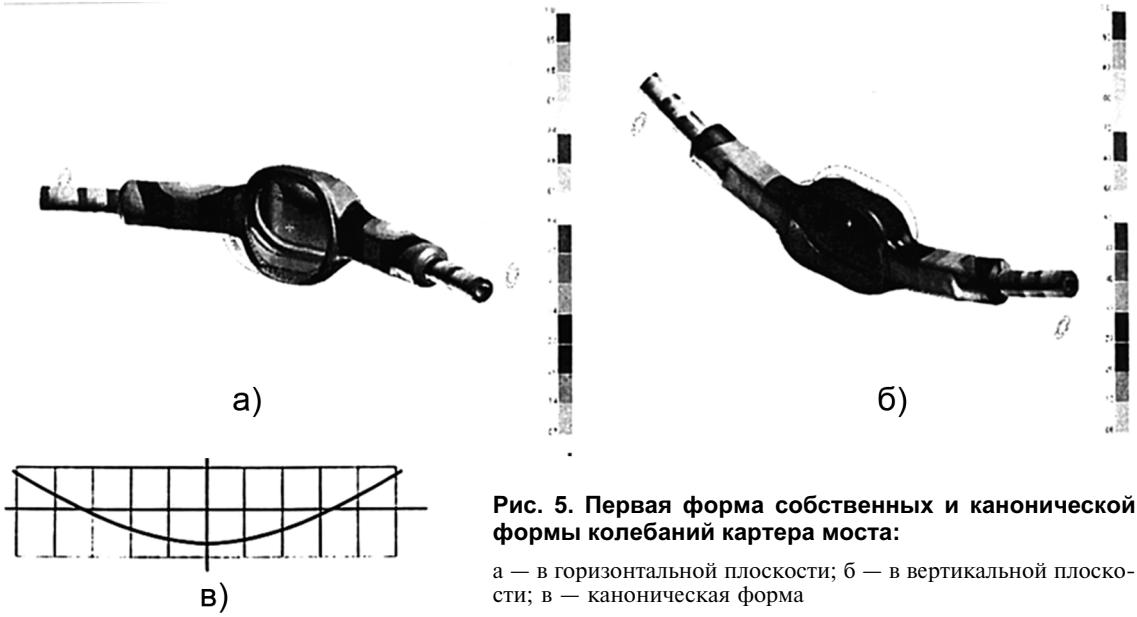



**Рис. 5. Первая форма собственных и канонической формы колебаний картера моста:**

а — в горизонтальной плоскости; б — в вертикальной плоскости; в — каноническая форма

**Рис. 6. Вторая форма собственных и канонической формы колебаний картера моста:**

а — в горизонтальной плоскости; б — в вертикальной плоскости; в — каноническая форма

**Рис. 7. Третья форма собственных и канонической формы колебаний картера моста:**

а — в горизонтальной плоскости; б — в вертикальной плоскости; в — каноническая форма

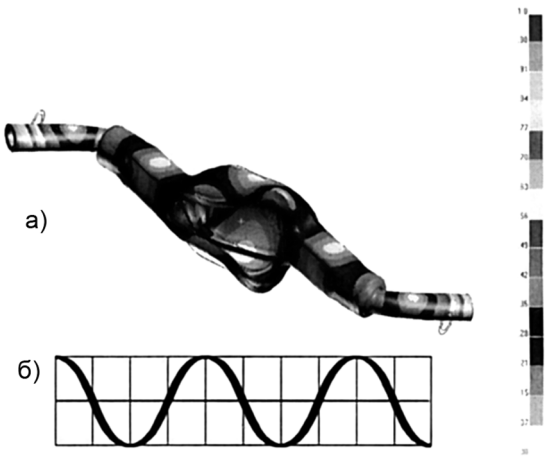



**Рис. 8. Четвертая форма собственных и канонической формы колебаний картера моста:**

а — в горизонтальной плоскости; б — в вертикальной плоскости; в — каноническая форма

Изменения форм и частот собственных колебаний картера моста с картером редуктора приведены в табл. 1.

Как видим, собственные частоты на соответствующих формах возросли, а также добавилась форма колебаний редуктора на частоте 770 Гц (рис. 10).

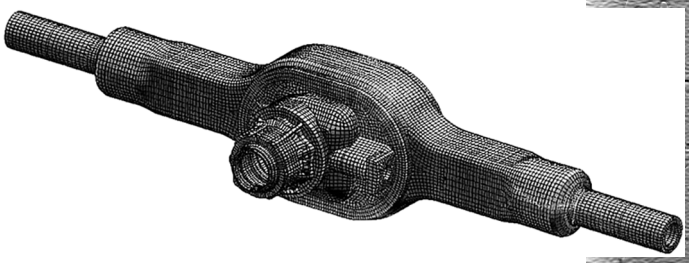


**Рис. 9. Конечноэлементная модель картера моста и картера редуктора**

**Таблица 1. Формы и частоты собственных колебаний картера моста с картером редуктора**

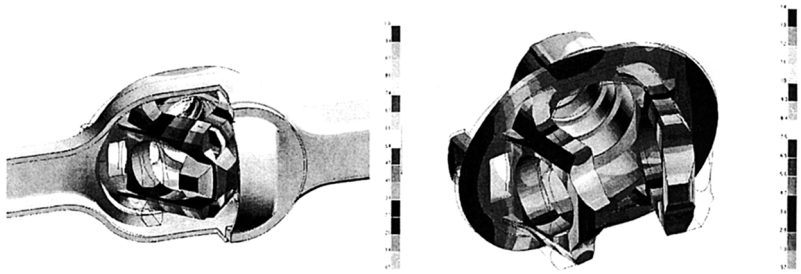
| № изгибной формы | Плоскость | Частота, Гц |
|---|---|---|
| 1 | Горизонтальная<br>Вертикальная | 226<br>279 |
| 2 | Горизонтальная<br>Вертикальная | 452<br>487, 702 |
| 3 | Горизонтальная<br>Вертикальная | 819<br>922 |
| 4 | Горизонтальная<br>Вертикальная | 938<br>805 |

Следует отметить, что в данном случае некоторые новые частные собственные частоты и формы существенно не влияют на колебания картера в целом, например, деформация бугелей картера редуктора в диапазоне 632—805 Гц (на рис. 11, а представлены формы колебаний картера редуктора в сборе с картером моста, а на рис. 12, б показаны колебания картера редуктора как детали. Видно, что характер колебаний не изменяется, однако амплитуда колебаний для сборки из двух картеров уменьшается вдвое), но в данной работе они не рассматриваются, так как энергетический вклад колебаний подшипниковых колец достаточно мал. Отметим также, что собственные частоты колебаний бугелей при расчете картера редуктора составляют 474, 540, 803 Гц, что не совпадает с соответствующими частотами при расчете всего картера.

В модель картера моста и картера редуктора были добавлены шестерни главной передачи в сборе с корпусом подшипников редуктора. Трехмерная модель центрального редуктора ведущего моста представлена на рис. 12, а, а конечноэлементная — на рис. 12, б.

При этом собственные частоты колебаний на низших формах несколько уменьшились по сравнению с предыдущим вариантом (см. табл. 2), а первая собст-

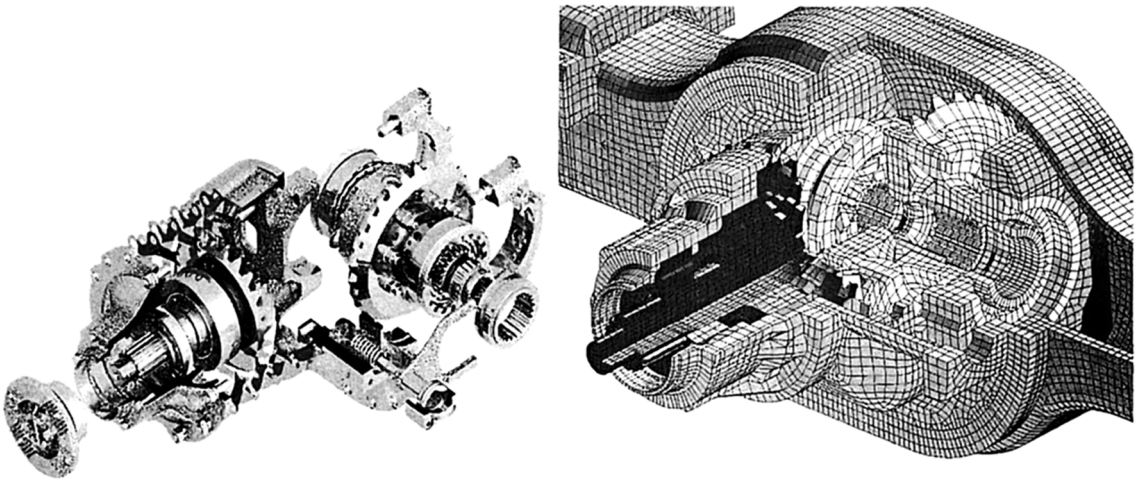
**Рис. 10. Форма собственных колебаний на частоте 770 Гц**



а) б)

**Рис. 11. Колебания бугелей картера редуктора:**

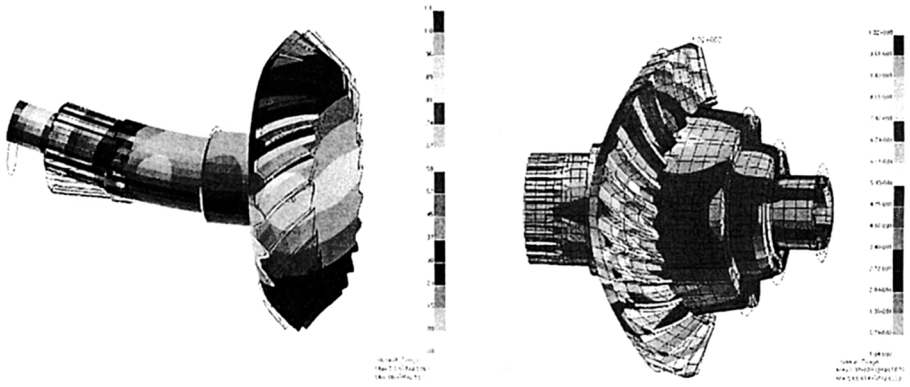
а — в сборе с картером моста; б — при расчете картера редуктора отдельно



а) б)

**Рис. 12. Модель центрального редуктора ведущего моста:**

а — трехмерная; б — конечноэлементная



а) б)

**Рис. 13. Первые формы колебаний ведущей (а) и ведомой (б) шестерен**

**Таблица 2. Формы и частоты собственных колебаний картера моста с центральным редуктором главной передачи**

| № изгибной формы | Плоскость | Частота, Гц |
|---|---|---|
| 1 | Горизонтальная<br>Вертикальная | 216<br>266 |
| 2 | Горизонтальная<br>Вертикальная | 414<br>489, 718 |
| 3 | Горизонтальная<br>Вертикальная | 785<br>911 |
| 4 | Горизонтальная<br>Вертикальная | 951<br>801 |

венная частота колебаний самого редуктора из-за возросшей массы понизилась до 592 Гц.

Отметим также, что первая собственная частота колебаний ведущей шестерни (отдельно от картера) составляет 1934 Гц, а ведомой в сборе с дифференциалом 4130 Гц. Формы собственных колебаний можно видеть на рис. 13, где показаны ведущая (рис. 13, а) и ведомая (рис. 13, б) шестерни. Из рис. 13 видно, что для ведущей шестерни существенны колебания шлицевой части, к которой подсоединен входной фланец ведущего моста, а также частично они затрагивают область установки переднего подшипника редуктора, однако колебания зубчатого венца незначительны.

В связи с этим можно предположить, что колебания ведущей шестерни существенно не влияют на уровень шума ведущего моста, чего нельзя сказать про ведомую шестерню, искажение зубатого венца которой приводит к частичному нарушению контакта зубьев и к циклическим вибрациям. Однако ввиду малой величины деформации данным влиянием можно пренебречь.

В результате проведенного анализа следует отметить, что на частотный диапазон и формы собственных колебаний центральной части ведущего моста в значительной степени влияют детали картера (картер ведущего моста и картер редуктора со стаканом подшипников ведущей шестерни). Внутренние детали ведущего моста, передающие крутящий момент, имеют высокочастотные колебания и незначительно влияют на низшие формы собственных частот ведущего моста.

**СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**


1. **Захарик, Ан. М.** Экспериментальное исследование нагруженности транспортного средства [Текст] / Ан. М. Захарик, А. Гологуш, Ал. М. Захарик, Ю. М. Захарик, Г. Д. Мерников // Инженер-механик. — 2003. — № 4. — С. 27—32.
2. **Захарик, Ан. М.** Новые методы расчета динамической нагруженности трансмиссии транспортного средства [Текст] / Ан. М. Захарик, Ал. М. Захарик, Ю. М. Захарик, А. А. Гологуш // Инженер-механик. — 2004. — № 1. — С. 30—34.



**Ключевые слова:** автомобиль, вибрация, модель, метод, мост, редуктор, система, шум, частоты.

**Б. М. Солоницын,**
засл. технолог РФ,
АМО ЗИЛ;
**В. В. Клепиков,**
д-р техн. наук,
МГИУ

# Технологический процесс шевингования зубчатых венцов внутреннего зацепления

Процесс профилирования зубьев шевера является одной из важных и сложных задач. Шевингование зубчатых венцов внутреннего зацепления имеет свои особенности. Боковая поверхность зубьев шевера является совокупностью отдельных эвольвентных линий, боковых поверхностей зубьев условных эвольвентных колес. Модифицированные зубья шевера как бы вписываются в зубья условного колеса.

При профилировании бочкообразных зубьев шевера на зубошлифовальном станке, работающем по методу обката, необходимо учитывать изменение толщины зубьев инструмента. При профилировании шлифовального круга необходимо определить форму боковой поверхности зубьев сопрягаемой рейки.

Если для решения задачи профилирования рабочей поверхности шевера использовать подвижную систему координат, связанную с движущейся рейкой, то уравнение контактных линий на боковой поверхности зубьев шевера получается громоздким и неудобным для инженерных расчетов.

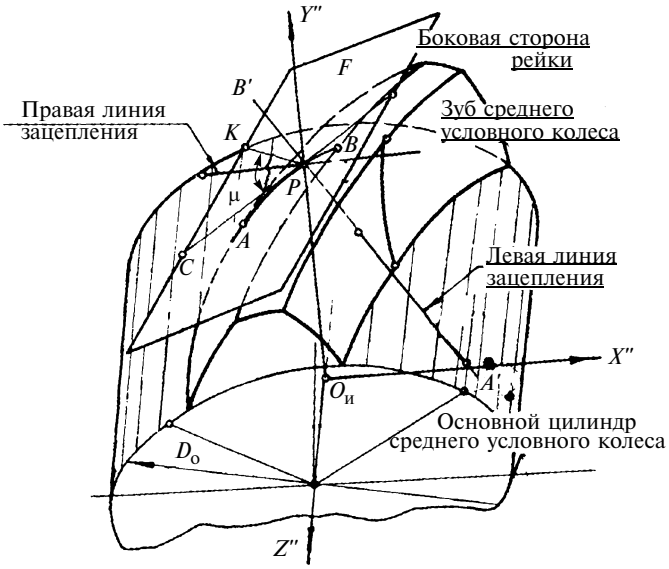



**Рис. 1. Зацепление зубьев среднего условного колеса с прямобочной рейкой**

Целесообразно представить боковую поверхность зубьев сопряженной рейки (шлифовального круга) в виде совокупности контактных линий, взаимосвязанных с эвольвентными контактными линиями боковой поверхности зубьев шевера.

В любом торцевом сечении шевера толщина его зубьев на начальном цилиндре равна ширине впадины зубьев воображаемой рейки при сечении ее начальной плоскостью качения (рис. 1).

В связи с тем, что на боковой поверхности зубьев колеса существует только одна линия *AB* боковой поверхности зубьев шевера (главная контактная линия), то для боковой поверхности зубьев рейки *F* будет проводиться анализ положения только одной контактной линии, сопрягающейся при зацеплении с контактной линией условного колеса.

Контактную линию рейки *PC* можно представить в виде следа пересечения плоскости рейки *F* с линией зацепления *A'B'* при поступательном движении рейки.

Таким образом, угол μ между контактной линией и линией KP можно определить из соотношения:

$$\mathrm{ctg}\,\mu = \mathrm{tg}\,\beta \sin\alpha,$$

где β — угол подъема винтовой линии колеса на начальном цилиндре; α — угол линии зацепления.

При профилировании шлифовального круга для обработки шеверов с точечным зацеплением достаточно определить контактную линию на боковой поверхности зуба сопряженной рейки, соответствующей главной контактной линии на боковых сторонах зубьев шевера. После этого надо определить форму рабочей поверхности шлифовального круга, представляющую собой боковую поверхность зубьев рейки, находящуюся в зацеплении с шевером.

Шлифовальный круг располагается относительно колеса таким образом, что его ось (будучи всегда перпендикулярной к режущей плоскости шлифовального круга) находится в той же плоскости, что и линия зацепления *A'B'* (рис. 2).

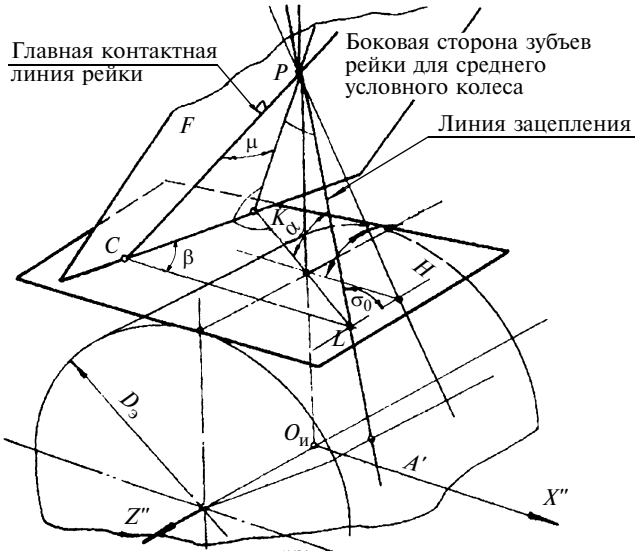



**Рис. 2. Определение контактных линий сопряженной рейки (шлифовального круга)**

Поэтому, независимо от угла наклона оси шлифовального круга, ее проекция *PK* на режущую плоскость круга будет совпадать с проекцией линии зацепления *A′B′* на ту же плоскость.

Для определения главной контактной линии *AB* (см. рис. 1) на боковой поверхности зубьев шевера режущая поверхность шлифовального круга должна быть образована вращением контактной линии рейки *PC* вокруг оси круга (независимо от угла ее наклона к горизонтальной плоскости).

Для образования всей боковой поверхности зубьев шевера (всех эвольвентных контактных линий) каждая из соответствующих контактных линий (воображаемой рейки) должна лежать на режущей поверхности шлифовального круга.

Следует учитывать, что теоретически получить точную боковую поверхность зубьев шевера, имеющей линейный характер контакта, очень сложно, так как на обычной режущей поверхности шлифовального круга не лежат все прямолинейные контактные линии воображаемой рейки. При приближенных расчетах профилирования кругов для обработки шеверов, имеющих линейный характер контакта, расчет можно проводить с учетом одной контактной линии *PC* с такой вогнутостью, что ее сечение в начальной плоскости должно совпасть с продольным профилем развертки зубьев шевера на эту плоскость.

При шлифовании эвольвентного профиля шеверов, имеющих точечный контакт, достаточно наличия на боковой поверхности его зубьев только одной контактной линии, что значительно упрощает расчеты.

Для определения формы шлифовального круга, проекцию оси круга на начальной плоскости представим в виде нормали к следу рейки на начальной плоскости (или направлении зубьев колеса). Для проведения расчета это положение связываем с положением круга в системе координат $J_1\varepsilon_1\eta_1$ так, чтобы ось шлифовального круга $J_1$ и ось $\varepsilon_1$ были расположены нормально к следу рейки на начальной плоскости (рис. 3).

Если вращать контактную линию рейки *PC* (проекция, на вертикальную плоскость которой есть линия КСР) вокруг оси $O_кJ_1$, то режущей поверхностью будет являться плоскость.

Для получения вогнутости режущей поверхности ось круга необходимо наклонить относительно исходного положения на угол 90° — Ψ. При этом новое положение оси шлифовального круга будет связано с системой координат *J*, $\varepsilon_1$, η. Вращение контактной линии вокруг нового положения оси $O_кJ$ режущей поверхностью будет являться гипербо-

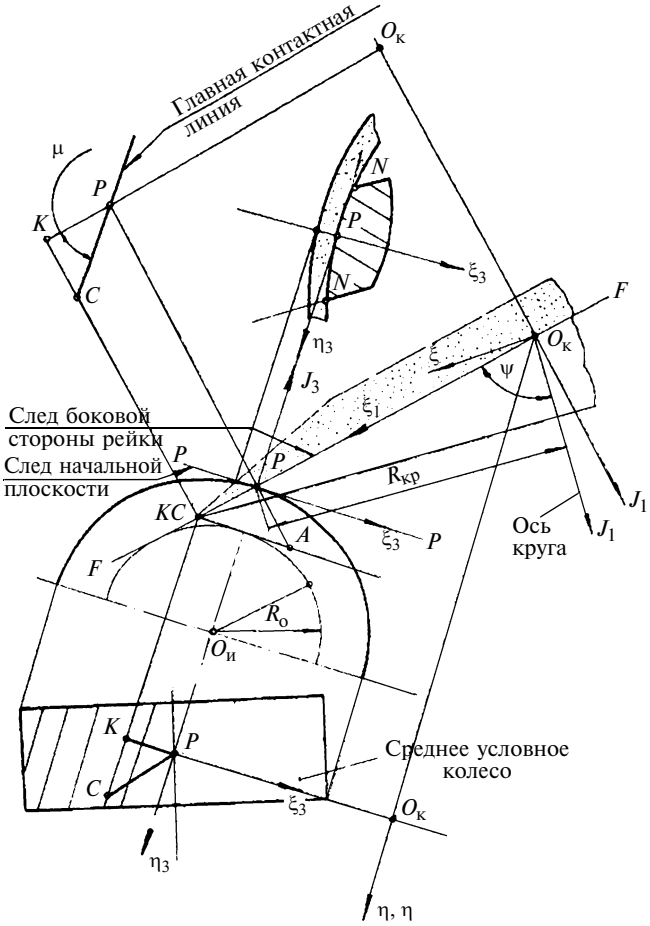



**Рис. 3. К выводу уравнения режущей поверхности шлифовального круга**

лоид вращения. Для прямозубого шевера, как частного случая, угол наклона контактной линии рейки $\mu$ будет равен нулю, а режущей поверхностью круга будет не гиперболоид, а конус.

Следует учитывать, что угол наклона оси круга $\Psi$ должен при этом быть таким, чтобы сечение гиперболоида вращения (или конуса) начальной плоскости совпало с продольной кривизной зубьев шевера (при развертке на плоскости $P—P$). Таким образом, для установления связи между углом наклона оси круга $\Psi$ и достигаемой бочкообразностью зубьев шевера решается основная задача профилирования шлифовального круга.

Обозначая расстояние от полюса зацепления $P$ до оси круга $O_к J_1$, через проекцию линии зацепления $R_к$ можно получить уравнение контактной линии в системе $J$, $\varepsilon$, $\eta$ и в системе $J_1$, $\varepsilon_1$, $\eta_1$, которая будет представлять уравнение поверхности с вершиной в начале координат.

Уменьшая угол наклона оси круга $\Psi$, можно обеспечить увеличение вогнутости режущей поверхности зубьев шевера.

Для получения уравнений кривой сечения гиперболоида начальной плоскостью $P—P$ следует провести расчет в системе координат $J_3$, $\varepsilon_3$, $\eta_3$, связанной с начальной плоскостью так, что начало координат располагается в точке $P$ (полюс зацепления). При этом оси $\varepsilon_3$, $\eta_3$ находятся в той же плоскости, а ось $\varepsilon_3$ совпадает с проекцией оси круга на плоскость $P—P$.

Связь между углом наклона оси круга $\psi$ и кривизной сечения шлифовального круга можно оценить по формуле:

$$\eta_3^2 = \frac{\varepsilon_3^2 \sin^2(\psi - \alpha)}{\cos^2\psi \cos^2\mu} + \frac{2R_к \varepsilon_3 \cos\alpha}{\cos\psi} - \varepsilon_3^2,$$

где $\psi$ — угол наклона оси круга; $\alpha$ — угол линии зацепления; $\mu$ — угол наклона контактной линии рейки.

Чем меньше угол наклона оси круга $\psi$, тем больше вогнутость шлифовального круга.

Для правки шлифовального круга следует учесть, что при больших углах зацепления может возникнуть процесс резания шлифовальным кругом соседнего зуба шевера, поэтому необходимо проверить профиль зубьев шевера в развертке на начальную плоскость.

Для получения необходимой бочкообразности зубьев шевера режущая поверхность шлифовального круга должна быть вогнутой. Это может быть достигнуто при угле наклона вертикальной плоскости $90° - \Psi$ и направлении правящего круга инструмента, совпадающего с одной из образующих гиперболоид вращения.

Для обеспечения на начальном цилиндре шевера необходимого угла подъема винтовой линии зубьев $\beta$ (следовательно, обеспечения теоретического основного шага), угол наклона круга $\psi$ должен быть скорректирован.

**СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**


1. **Качество машин.** Справочник в 2-х томах [Текст] / Под ред. А. Г. Суслова. — М.: Машиностроение, 1995. — Т. 1. — 256 с, Т. 2. — 430 с.
2. **Клепиков, В. В.** Качество изделий [Текст] / В. В. Клепиков, В. В. Порошин, В. А. Голов. — М.: МГИУ, 2005. — 248 с.



**Ключевые слова:** профиль зубьев, эвольвента, линия зацепления, вогнутость.


## "Группа ГАЗ" поставит грузовые автомобили "УРАЛ" на строительство нефтепровода "Восточная Сибирь — Тихий океан"

Автомобильный завод (АЗ) "УРАЛ" "Группы ГАЗ" заключил соглашение с компанией "Транснефть" на поставку 45 машин "УРАЛ". Внедорожные автомобили "УРАЛ" будут работать на строительстве нефтепровода "Восточная Сибирь — Тихий океан".

45 грузовых автомобилей "УРАЛ" большой грузоподъемности в рамках контракта с компанией "Транснефть" будут изготовлены на АЗ "УРАЛ" в первом квартале 2009 г. АЗ "УРАЛ" уже третий год подряд поставляет грузовики для строительства нефтепровода "Восточная Сибирь — Тихий океан". Всего за 2007—2008 гг. уральский автозавод отгрузил 340 автомобилей на реализацию этого проекта.

"Автомобили "УРАЛ" будут эксплуатироваться в труднейших климатических условиях, где обеспечивать строительство под силу только им. Например, через несколько дней после заключения соглашения, там, где будут работать "УРАЛЫ", температура опустилась до –54 °С — отметил Директор Дивизиона "Грузовые автомобили" "Группы ГАЗ" Виктор Корман.

*(По материалам пресс-центра ОАО "АЗ "Урал")*

УДК 621.335.43

**М. Э. Бутовский,**
Рубцовский индустриальный институт,
г. Рубцовск

# Отходы троллейбусного предприятия г. Рубцовска и их утилизация

*В статье приведены качественный и количественный состав отходов, образующихся в результате производственной деятельности троллейбусного предприятия крупного города. Показаны основные пути утилизации отходов.*

На территории предприятия расположены здания:

депо на 50 троллейбусов, совмещенное с двухэтажным административно-бытовым корпусом;

энергохозяйство с гаражом на 3 спецмашины;

гараж на 7 автомобилей;

гараж на 4 бокса;

центральный склад;

центральная диспетчерская;

касса пересчета.

На балансе предприятия находятся 48 троллейбусов типа ЗИУ-682 и 16 автомобилей: 1 легковой, 2 автобуса, 1 микроавтобус и 12 грузовых специализированных автомобилей.

Основное назначение троллейбусного депо с ремонтными мастерскими — проведение технического обслуживания и текущего ремонта троллейбусов, их хранение и выпуск на линию в исправленном состоянии. В условиях депо проводятся ревизия и ремонт узлов и агрегатов троллейбусов.

Ремонтные участки оснащены станочным парком, сварочными постами, подъемно-транспортным оборудованием, стендами для проверки и ремонта механического и электрического оборудования троллейбусов. Станочный парк состоит из 26 станков. Станки работают без применения СОЖ (смазочно-охлаждающие жидкости). Заточные и точильно-шлифовальные станки оборудованы пылеулавливающими агрегатами ЗИЛ-900. На станках обрабатываются стальные изделия. Используемый металлопрокат — сталь — шестигранник 14—60 — 1,646 т/год, пруток 0,6—100 — 1,636 т/год.

Имеется три сварочных поста, в том числе два стационарных и один передвижной. Сварка электродуговая электродами МР-3 в количестве 1, 095 т/год и ацетиленовая сварка с использованием карбида кальция в количестве 0,24 т/год.

В столярной мастерской установлен один деревообрабатывающий комбинированный станок мод. КСМ. Станок оборудован пылеулавливающим циклоном с КПД очистки 95 %. Используемый пиломатериал покупается, расход 4 м$^3$. В кузнеце установлен кузнечный горн. Используемое топливо — каменный уголь.

Основное назначение службы энергохозяйства — содержание контактной сети и кабельных линий в исправном состоянии для обеспечения безотказного и бесперебойного движения троллейбусов на линии. Служба оснащена станочным оборудованием, сварочным постом, тремя спецмашинами для технического обслуживания контактной сети.

В результате технического обслуживания и текущего ремонта троллейбусов имеются следующие отходы:

обтирочный материал, загрязненный маслами — результат ремонтных работ троллейбусов и технического обслуживания станочного оборудования;

шины троллейбусные отработанные;

металлолом (черный и цветной) — при ремонте и замене деталей и узлов троллейбусов и при работе металлообрабатывающего оборудования;

абразивно-металлическая пыль — при работе заточного оборудования; собирается в 3 пылеулавливающих агрегатах ЗИЛ-900;

зола каменного угля — при работе кузнечного горна;

опилки и отходы деревообработки — результат распиловки пиломатериала на деревообрабатывающем станке;

огарки сварочных электродов и карбидный шлам на участках сварочных постов (всего в депо три сварочных поста).

В помещении энергохозяйства проводится техническое обслуживание автомобилей. Имеется одна смотровая яма. В результате образуются следующие отходы:

аккумуляторы свинцовые отработанные неразобранные со слитым электролитом;

Таблица

**Перечень, физико-химическая характеристика и состав отходов Рубцовского троллейбусного предприятия**

| № | Вид отхода | | Производство | Количество, т | Технологический процесс | Класс опасности для окружающей природной среды | Физико-химическая характеристика отходов | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Наименование | Код по ФККО* | Наименование | | Наименование | | Агрегатное состояние | Растворимость в воде | Состав отхода по компонентам |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| 1 | Ртутные лампы, люминесцентные ртутьсодержащие трубки отработанные и брак (люминесцентные лампы) | 353 301 00 13 01 1 | Монтаж, ремонт систем | 0,052 | Освещение | 1 | ТВ | н/р | Стекло 92 %, мастика 1,3 %, алюминий 1,7 %, ртуть |
| 2 | Отработанный кислотный электролит | 521 001 01 02 01 2 | Ремонтное производство. Аккумуляторный участок | 0,041 | Техническое обслуживание автомобилей | 2 | ж | н/р | Кислота серная 35 %, вода 65 % |
| 3 | Отработанные аккумуляторные батареи | 921 101 02 13 01 3 | Ремонтрое производство. Аккумуляторный участок | 0,049 | Техническое обслуживание автомобилей | 3 | тв | н/р | Свинец 85 %, пластмасса 15 % |
| 4 | Отработанные масла | 541 002 02 02 03 3 | Техническое обслуживание и ремонт транспорта | 2,929 | Техническое обслуживание автомобилей | 3 | ж | н/р | Масло минеральное 78 %, механические примеси 3 %, присадки 1 %, топливо 6 % |
| 5 | Всплывающая пленка из нефтеуловителей | 546 002 00 06 03 3 | Мойка транспорта | 0,041 | Мойка транспорта | 3 | ж | н/р | Углеводороды предельные 63 %, непредельные 2 %, бензин |
| 6 | Осадок от нейтрального кислотного электролита | 316 000 00 04 00 4 | Ремонтное производство. Аккумуляторный участок | 0,062 | Техническое обслуживание автомобилей | 4 | тв | н/р | $CaSO_4$*$2H_2O$ — 39.8 %, примеси 17,8 %, вода 47,7 % |
| 7 | Обтирочный материал, загрязненный маслами (ветошь текстильная промасленная) | 549 027 01 01 03 4 | Техническое обслуживание и ремонт транспорта и прочих механизмов | 0,268 | Техническое обслуживание автомобилей и других механизмов | 4 | тв | н/р | Тряпье 73 %, масло 12 %, песок 5 %, влага 10 % |
| 8 | Фильтры промасленные отработанные | 549 030 00 13 03 4 | Техническое обслуживание автомобилей и ремонт транспорта | 0,011 | Техническое обслуживание автомобилей | 4 | тв | н/р | Масло минеральное 15 %, пластмасса 70 %, искусственное волокно 15 % |
| 9 | Шины пневматические отработанные (шины автомобильные отработанные) | 575 002 04 13 00 4 | Техническое обслуживание автомобилей и ремонт транспорта | 5,211 | Техническое обслуживание транспорта | 4 | тв | н/р | Резина 85,7 %, сталь 14,3 % |
| 10 | Мусор строительный от разборки зданий | 912 006 01 01 00 4 | Ремонт зданий и сооружений | 0,5 | Ремонтные работы | 4 | тв | н/р | Битый кирпич 61 %, древесина 14 %. Бетон 10 %, стекло |
| 11 | Отходы (мусор) от уборки территории и помещений (мусор производственных помещений) | 990 000 00 01 00 4 | Уборка производственных помещений | 1,678 | Уборка помещений | 4 | тв | н/р | Бумага, картон, резина, проволока, кожа, войлок, песок |

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 12 | Отходы (мусор) от уборки территории и помещений (смет с территории) | 912 012 00 01 00 4 | Уборка территории, сбор мусора, подметание, очистка от снега и льда | 12 | Уборка территории | 4 | тв | н/р | Песок 65 %, пыль 25 %, растительный упад (листья, трава) 10 % |
| 13 | Лом черных металлов несортированный | 351 311 00 01 00 4 | Техническое обслуживание и ремонт транспорта, прочих механизмов | 5,975 | Ремонтные работы | 4 | тв | н/р | Черный металл, сталь 95 %, $Fe_2O_3$ — 4 % |
| 14 | Лом цветных металлов | 353 100 00 01 00 4 | Техническое обслуживание и ремонт транспорта, прочих механизмов | 0,06 | Ремонтные работы | 4 | тв | н/р | Цветные металлы (бронза, латунь, алюминий, медь и пр.) 100 % |
| 15 | Абразивно-металлическая пыль | 351 503 66 11 00 4 | Ремонтное производств. Заточные станки | 0,194 | Ремонтные работы | 4 | тв | н/р | Железо 60 %, диоксид кремния 20 % |
| 16 | Карбидный ил | 316 000 00 04 00 4 | Сварочные посты | 0,002 | Ремонтные работы | 4 | тв | н/р | |
| 17 | Осадок локальных очистных сооружений | 948 000 00 04 00 4 | Мойка транспорта | 6,599 | Мойка транспорта | 4 | тв | н/р | |
| 18 | Огарки и остатки электродов | 351 216 01 01 99 5 | Сварочные посты | 0,219 | Ремонтные работы | 5 | тв | н/р | |
| 19 | Абразивные круги отработанные, лом отработанных абразивных кругов | 314 043 02 01 99 5 | Ремонтное производство. Заточные станки | 0,011 | Ремонтные работы | 5 | тв | н/р | |
| 20 | Золошлаки от сжигания углей | 313 002 01 01 99 5 | Кузнечный горн | 0,127 | Ремонтные работы | 5 | тв | н/р | $SiO_2$ 51 %, $Al_2O_3$ 26 %, $Fe_2O_3$ 5 %, CaO 5 %, MgO 3 % и пр. |
| 21 | Древесные отходы из натуральной чистой древесины несортированные | 171 120 00 01 00 5 | Столярный участок | 1,306 | Деревообработка | 5 | тв | н/р | Древесина 100 % |
| 22 | Мусор от бытовых помещений организаций несортированный (исключая крупногабаритный) (ТБО) | 912 004 00 01 00 4 | Производство готовых к употреблению пищевых продуктов, работа бухгалтерии | 10,4 | Хозяйственная деятельность | 5 | тв | н/р | Пищевые отходы 33—43 %, бумага 20—30 %, дерево 1,5—3 %, металл черный 2—3,5 %, металл цветной 0,5—0,8 %, текстиль 3—5 %, стекло 5—7 %, кости 0,5—2 %, пластмасса 2—5 %, кожа, резина 2—4 %, камни 1—3 %, отсев менее 15 мм 7—13 %, прочее 1—2 % |

* — Федеральный классификационный каталог отходов.

Примечание: тв — твердое вещество; ж — жидкость; н/р — нерастворимость.

отработанные электролиты от аккумуляторных батарей автомобиля;

масла автомобильные отработанные;

обтирочный материал, загрязненный маслами;

отработанные автомобильные шины;

отработанные масляные и топливные фильтры.

Замена проводов контактных сетей (провод ПКСА80/180) не производится; обрывы устраняются методом установки вставок; отходы не образуются. Не производится замена провода кабельных линий (высоковольтный кабель ААБ3 × 185, низковольтный АСБ1 × 800), обрывы устраняются при помощи установки ремонтных муфт, поэтому отходы не образуются.

В целом по предприятию образуются также следующие отходы:

строительный мусор при ремонте зданий и сооружений;

мусор производственных помещений при их уборке;

ТБО (твердые бытовые отходы) в результате жизнедеятельности сотрудников предприятия;

смет с территории предприятия при ее уборке на предприятии;

отработанные ртутьсодержащие лампы;

осадок очистных сооружений и нефтешлам от участка мойки транспорта.

В таблице даны физико-химическая характеристика и состав отходов предприятия.

Опасные отходы 3-го класса — нефтепродукты (отработанные моторные масла, нефтяная пленка из нефтеуловителей, нефтешлам, ветошь текстильная промасленная) удобнее и целесообразней всего утилизировать в строительно-дорожные материалы.

Опасные отходы 1-го класса (ртутьсодержащие лампы) подлежат сдаче в специализированную организацию для дальнейшей демеркуризации.

Опасный отход 2-го класса (отработанный кислотный электролит) нейтрализуется на месте.

Автомобильные отработанные шины подлежат сдаче и дальнейшей переработке по технологии пиролиза или получения резиновой крошки. Абразивные отходы передаются на местные машиностроительные предприятия для их использования в технологии гидроабразивной переработки.

Древесные отходы поступают на утилизацию по технологии получения древесных брикетов.

**СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**


1. **Полонский, В. М.** Охрана воздушного бассейна [Текст] / В. М. Полонский. — М.: АСБ, 2006.
2. **Павлова, Е. И.** [Текст] / Е. И. Павлова, Ю. В. Буравлев. — Экология транспорта. М.: Транспорт, 1998. — 232 с.
3. **Никулин, Ф. Е.** Утилизация и очистка промышленных отходов [Текст] Ф. Е. Никулин. — М.: Судостроение, 1980. — 232 с.
4. **Оборудование** для приготовления, подачи, очистки и утилизации СОЖ [Текст]. — М.: ИКФ "Каталог", 1999. — 122 с.
5. **Сборник** удельных показаний образования отходов производства и потребления [Текст]. — М., 1999.
6. **Укрупненные** нормы и правила водопотребления и водоотведения [Текст ]. — М., 1982.
7. **Методические** указания по разработке проектов нормативов образования отходов и лимитов на их размещение [Текст]. — М., 2002.



**Ключевые слова:** троллейбус, шины отработанные, зола каменного угля, опилки и отходы деревообработки, аккумуляторы отработанные, масла автомобильные отработанные, ртутьсодержащие лампы.

**Справочник токаря-универсала.** Безъязычный В.Ф., Моисеев В.Г. и др. / под ред. М.Г. Шеметова и В.Ф. Безъязычного. – 2-е изд., перераб. и доп. 576 с., тв. пер., 70×100 1/16

ISBN 978-5-217-03393-5

Цена с НДС 440 руб.

Изложены сведения о процессах и режимах резания, нормировании токарных работ. Приведены методы повышения производительности труда, технические характеристики оборудования, описание технологической оснастки, приспособлений и инструмента, данные по обработке особо сложных деталей. Приведены сведения из опыта работы отечественных и зарубежных промышленных предприятий.

Второе издание (1-е изд. 1987 г.) переработано в соответствии с современной научно-технической документацией и дополнено сведениями об обеспечении точности и управлении качеством при токарной обработке, эксплуатации и ремонте токарных станков. В приложении представлена типовая инструкция по охране труда.

Для токарей всех отраслей промышленности, может быть полезен преподавателям и учащимся учреждений среднего профессионального образования.

Приобрести книгу можно непосредственно в издательстве "Машиностроение", прислав заявку в отдел продаж, маркетинга и рекламы по факсу: (499) 269-48-97; по e-mail: realiz@mashin.ru; по почте: 107076, Москва, Стромынский пер., 4. ООО "Издательство Машиностроение". Справки по тел. (499) 269-66-00. http://www.mashin.ru

# Российский автопром в условиях системного кризиса (по итогам XVII Международной автомобильной конференции от 17 декабря 2008 г.)

**Е. С. Добринский**, инж., Академия проблем качества РФ

*Каковы итоги работы предприятий и российского автопрома в целом в 2008 г.?*
*В чем особенности финансового кризиса: причины, проблемы и возможности для автомобильных компаний?*
*Какие стратегические меры предпринимают государство и компании для снижения негативных последствий системного финансово-экономического кризиса?*

На эти и другие вопросы, определяющие современное состояние и перспективы сохранения и развития отечественного автопрома в условиях глобального финансово-экономического кризиса, должны были ответить участники ежегодной Международной автомобильной конференции, проходившей в конце 2008 г. в ТПП РФ. Организатором мероприятия традиционно являлось ОАО "АСМ-Холдинг" при поддержке Комитета ТПП РФ по предпринимательству в автомобильной сфере.

В качестве докладчиков выступили руководители ведущих неправительственных отраслевых объединений: Объединения автопроизводителей России (НП "ОАР"), Национальной ассоциации производителей автомобильных компонентов (НО "НАПАК"), Ассоциации международных автомобильных перевозчиков (АСМАП), Российской ассоциации автомобильных дилеров (РОАД).

Свой взгляд на сложившуюся ситуацию представили известные отечественные и зарубежные консалтинговые компании — "Ernst & Young CIS", "Prise water nouse coopers", A. T. Kearney, ОАО "АСМ-Холдинг" (Россия). В обсуждении актуальных вопросов видения путей снижения негативных последствий кризиса приняли также участие автомобильные компании — ОАО "Автофрамос" (Россия—Франция), ОАО "ИжАвто", НТ "Колан" (Украина).

## Предварительные оценки работы Российского автопрома в 2008 г.

В докладе ОАО "АСМ-Холдинг" были представлены прогнозные результаты исследований основных особенностей развития производства, формирования рынка и трансформации парка автотранспортных средств (АТС) в 2008 г.

Основной вывод, сделанный авторами исследований: отечественные автомобильные заводы в последние годы (и особенно в 2008 г.) и парк АТС в большей мере уступают свои позиции зарубежным фирмам (табл. 1 и 2). В частности, при общем росте производства **легковых автомобилей** в стране (за 2005—2008 гг. рост почти в 2 раза) доля отечественных моделей упадет в нем с 26,1 % в 2007 г. до 21,8 % в 2008 г. А доля иномарок российской сборки выросла соответственно с 16,0 до 18,7 %. В то же время ввоз новых иномарок за этот период колоссально возрос: с 1,2 млн единиц в 2007 г. до примерно 1,45 млн к концу 2008 г. и его доля увеличилась на российском рынке только за один 2008 г. с 43,9 до 45,2 % соответственно.

Таким образом, в распоряжении производителей российских моделей легковых автомобилей осталось 21,8 % рынка и эта доля, по прогнозным оценкам, будет продолжать сужаться. При этом "львиная" доля денежных средств, получаемых с российского автомобильного рынка (~90 %), уходит за рубеж в виде оплаты за готовые автомобили или комплектующие изделия. Тем самым осуществляется скрытая поддержка зарубежного автопрома, конкурирующего с отечественной автомобильной промышленностью.

Для рынка **грузовых автомобилей** доля отечественных автомобилей также сократилась на 7,1 процентного пункта и составит в 2008 году 53,0 % против 60,1 % годом раньше. Эксперты считают, что отрасль

Таблица 1

**Трансформация Российского рынка производства автотранспортных средств в 2007—2008 гг. (прогноз)**

| Тип моделей автомобиля | Легковые автомобили | | | | Грузовые автомобили | | | | Автобусы | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 2007 г. | | 2008 г. (прогноз) | | 2007 г. | | 2008 г. (прогноз) | | 2007 г. | | 2008 г. (прогноз) | |
| | тыс. шт. | % | тыс. шт. | % | тыс. шт. | % | тыс. шт. | % | тыс. шт. | % | тыс. шт. | % |
| Отечественные модели | 715,3 | 26,1 | 700 | 21,8 | 229,7 | 60,1 | 230,6 | 53 | 73,49 | 80 | 55,71 | 79,8 |
| Иномарки российской сборки | 439,2 | 16 | 600 | 18,7 | 15,7 | 4,1 | 14,4 | 3,3 | 3,5 | 3,8 | 5,37 | 7,7 |
| Новые иномарки, ввезенные в Россию | 1206,4 | 43,9 | 1450 | 45,2 | 67 | 17,5 | 100 | 23 | 9,76 | 10,6 | 5,51 | 7,9 |
| Подержанные иномарки, ввезенные в Россию | 385,1 | 14 | 460 | 14,3 | 70 | 18,3 | 90 | 20,7 | 5,15 | 5,6 | 3,21 | 4,6 |
| ИТОГО | 2746 | 100 | 3210 | 100 | 382,4 | 100 | 435 | 100 | 91,9 | 100 | 69,8 | 100 |

Источник: данные ОАО "АСМ-Холдинг".

Таблица 2

**Динамика доли иностранных моделей АТС в России в общем парке автомобилей в 2004—2007 гг. (в %)**

| Автомобильный сектор (АТС) | 2004 г. | 2005 г. | 2006 г. | 2007 г. |
|---|---|---|---|---|
| Легковые автомобили | 23,9 | 25,4 | 28,2 | 32,1 |
| Грузовые автомобили | 13,1 | 13,8 | 15,5 | 16,7 |
| Автобусы | 25 | 23,8 | 24,1 | 24,6 |

Источник: данные ОАО "АСМ-Холдинг".

подвергается угрозе потерять независимость, если импорт превышает 25 % рынка. К сожалению, импорт грузовых автомобилей в Россию значительно превысил этот критический предел. Их доля на рынке уже выросла с 35,8 % в 2007 г. до прогнозных 43,7 % в 2008 г.

**Рынок автобусов** представляет собой весьма специфический спектр российского автомобильного рынка. Российские производители продолжают удерживать долю рынка на уровне 80,% всех продаж, хотя доля продаж иномарок российской сборки увеличилась с 3,8 % в 2007 г. до 7,7 % к концу 2008 г. Следует также отметить, что импорт не играет определяющей роли на автобусном рынке в России и снижается с 16,2 % в 2007 г. до прогнозных значений 12,5 % к концу 2008 г. В отличие от неблагоприятного внешнеторгового баланса по другим типам автомобилей (легковым и грузовым), импорт в Россию и экспорт из России автобусов практически сбалансирован.

Касаясь международных автомобильных перевозок (МАП), по оценкам АСМАП, их объемы, выполняемые российскими перевозчиками в 2008 г., также должны значительно снизиться по сравнению с 2007 г., несмотря на наилучшую динамику за предшествующий период.

## Финансовый кризис 2008 г. в компаниях российского автопрома

Замедление мировой экономики вызвало значительное снижение производства и продаж автомобилей как в мире, так и на российском рынке. В частности, продажи легковых автомобилей в Европе снизятся в 2008 году на 1 млн автомобилей, а в 2009 г. прогнозируется снижение еще на 1,2 млн автомобилей (общее снижение продаж за 2007—2009 гг. на 8 %).

Руководство АвтоВАЗа, ГАЗа, Соллерс (новый бренд ОАО "Северстальавто") и КАМАЗа обратилось к Правительству с совместной просьбой о поддержке их автопроизводства.). В частности, КАМАЗ рассчитывает получить от государства поддержку более $1 млрд из которых $450 млн намерен потратить на финансирование своих инвестпроектов, а $560 млн — на поддержку сбыта, в первую очередь лизинговых программ. До принятия решений на государственном уровне КАМАЗ заявил, что инвестиции, запланированные на 2009 г. будут уменьшены в три раза.

КАМАЗ принял решение сократить объем производства и перейти на четырехдневный график работы. При этом производственная программа 2008 г. будет сокращена на 11 %. Планируется также сокращение персонала на 10 % (это 5000 человек) в связи с падением спроса на грузовые автомобили из-за снижения объемов строительства и грузоперевозок.

Вместе с тем КАМАЗ заявил, что не намерен уступать лидирующие позиции на внутреннем рынке и рынках других стран СНГ.

"Группа "ГАЗ" сокращает персонал на 3 % (по некоторым сведениям сокращение штата может составить 20 %) и снизит объем производства на 13 %. При этом для каждого завода определены скорректированные объемы выпуска и жесткие лимиты оборотного капитала.

Советом директоров ОАО "АвтоВАЗ" принято решение о создании пяти дочерних компаний на базе семи заводских производств. В настоящее время прорабатываются механизмы их реформирования, а также социальные вопросы, связанные с переводом работников в новые дочерние компании.

На ОАО "АвтоВАЗ" решено остановить работу на три недели 2009 г. Аналогичные действия планируются и на других предприятиях-смежниках АвтоВАЗа.

На складах дилерских центров АвтоВАЗа скопилось к концу 2008 г. около 100 тыс. машин (против 60—70 тыс., характерных для данного периода в 2007 г.

ОАО "ТагАЗ" планирует с 2009 г. сократить до 3 тыс. сотрудников, перейдя одновременно с трехсменного режима на двухсменный.

Из-за отсутствия оборотных средств полностью остановлено производство шин на заводах "Амтел-Поволжье" и "Амтел-Черноземье".

Одним из важнейших факторов снижения потребительского спроса на легковые автомобили прогнозируется сокращение выдаваемых автокредитов (с 1200 тыс. шт. в 2008 г. до 700 тыс. в 2009 г.).

## Меры по господдержке автомобильных производителей в России в условиях кризиса

На просьбу ведущих автопроизводителей России о государственной поддержке Правительство обязало госбанки (ВТБ, ВЭБ, Газпромбанк, Сбербанк) выработать механизмы для облегчения промышленникам доступа к финансированию.

Правительство приняло решение с целью защиты национального рынка об увеличении ввозных пошлин на следующие категории автомобилей, аналоги которых производятся в России:

— на новые автомобили с 25 до 30 %;

— на иномарки возрастом от 1 до 5 лет до 30 %;

— более чем двукратное увеличение пошлин на подержанные иномарки старше 5 лет.

По расчетам консалтинговой компании A. T. Kearney только повышение пошлин на новые автомобили увеличит стоимость автомобиля класса "С" на $500—1000. Возможное повышение цен составит в среднем от 4 до 7 %.

В условиях кризиса ожидается падение продаж новых легковых автомобилей в 2009 г. на 26 % (700 тыс. шт.).

Минэкономразвития, Минпромторг и Минфин подписали приказ о возобновлении режима "промышленной сборки" для производителей автокомпонентов.

Среди других принятых мер господдержки отечественного автопрома следующие:

— изменение налогового кодекса в части снижения налога на прибыль с 24 до20 %;

— снижение налоговых отчислений за счет поступления в федеральный бюджет;

— предоставление права регионам снижать на 10 % ставки налога на прибыль для малых предприятий;

— отсрочка (по решению Минфина РФ) предприятию уплаты налогов на сумму, превышающую 10 млрд руб. при условии, если единовременная уплата данной суммы может привести к угрозе существования такого предприятия или серьезным социально-экономическим последствиям;

— освобождение от уплаты НДС строительно-монтажных работ, произведенных для собственного потребления;

— введение НДС на технологическое оборудование, которое ввозится в Россию в качестве вклада в уставные капиталы организации (если аналоги такого оборудования производятся в России);

— упрощение порядка обоснования нулевой ставки НДС при вывозе товара в режиме экспорта;

— получение налогоплательщиком возмещения НДС по бесспорным суммам.

Принятые решения по снижению налоговой нагрузки на автомобильные и другие предприятия позволят оставлять в их распоряжении около 400 млрд руб. Эти средства предполагается использовать в первую очередь на увеличение оборотных средств, техническое перевооружение и модернизацию производства.

К числу других ожидаемых отраслью мер государственной поддержки отечественного автопрома можно отнести следующие:

— запрет субсидирования закупок техники зарубежного производства;

— приобретение субъектами федерации иностранной техники за счет региональных бюджетов только после тщательного и глубокого технико-экономического и социального обоснования;

— стимулирование российского импорта за счет доступной и эффективной системы кредитования, страхования и госгарантий;

— значительное расширение объемов финансирования НИОКР на предприятиях машиностроения и отраслевой науки;

— продолжение совершенствования системы налогообложения с целью снижения налоговой нагрузки на предприятия и возможности зарабатывания собственных средств на модернизацию производства и обновление модельного ряда выпускаемой техники.

Следует отметить, что многие из предложенных выше мер господдержки, а также ряд новых инициатив были поддержаны Правительством на совещании 19 декабря 2008 г. на ОАО "КАМАЗ" под председательством В. В. Путина.

## Вместо заключения

Отечественные автозаводы (в первую очередь производители легковых автомобилей) в последние годы все в большей мере уступают свои позиции зарубежным фирмам.

Глобальный системный финансовый кризис и серьезные осложнения в российской экономике и автомобильной сфере подтолкнули государство на принятие ряда антикризисных решений по поддержке производителей и снижению налоговой нагрузки на предприятия.

Необходимы новые эффективные комплексные решения на всех уровнях управления, учитывающие интересы государства и бизнеса.

## Europlan снова признан лидером российского лизинга по количеству контрактов и клиентов

По результатам аналитического обзора рынка лизинга, проведенного Российской ассоциацией лизинговых компаний (входящей в Европейскую федерацию национальных лизинговых ассоциаций Leaseurope), объем рынка лизинга за 9 мес. 2008 г. составил 319,7 млрд руб. В общей сложности было заключено 60 657 контрактов с 35 094 лизингополучателями. Общий портфель лизинговых компаний составил 796,34 млрд руб. По сравнению с аналогичным периодом 2007 г. объем нового бизнеса составляет всего 62 %.

Структура рынка практически не изменилась. По объему заключенных сделок лизинг автотранспорта остался на первом месте, а сегменты железнодорожного транспорта, судов и авиации испытали некоторый спад.

По данным обзора компания Europlan вновь признана крупнейшей в России лизинговой компанией по количеству заключенных в истекшем году договоров лизинга и по количеству лизиногополучателей. За исследованный в обзоре период Europlan заключила с почти 6800 лизингополучателями, российскими предприятиями, организациями и предпринимателями 13 733 контракта финансовой аренды транспорта, различной техники и оборудования на сумму более 16,9 млрд руб. (+52,8 по сравнению с аналогичным периодом предыдущего года).

Аналитический обзор ассоциации "Рослизинг" также в очередной раз подтвердил лидерство компании Europlan в сегменте лизинга автотранспорта, где 11 305 сделок, заключенных компанией, опередило ближайшего преследователя на 87 %. По исследованию доля автолизинга в структуре российской финансовой аренды выросла до 35 % по объему сделок и до 77 % по их количеству.

К особенностям исследования можно отнести, что компания Europlan заняла первое место среди всех рыночных лизинговых компаний по капиталу (после единственной компании агролизинга с 100 %-ным государственным участием). Размер собственных средств Europlan превысил на 20,3 % капитал ближайшего последователя по этому показателю. Учитывая объем сделок, осуществленных в 2008 г., это позволило компании Europlan стать самой капитализированной лизинговой компаний из числа крупнейших в России.

### Справка

*Europlan — крупнейшая автолизинговая компания в России (по ежегодным рейтингам: ассоциации "Рослизинг", РА "Эксперт" и "Лизинг ревю"). В 2007 г., передав в лизинг около 14 000 транспортных средств, компания Europlan в очередной раз превысила результаты всех остальных лизингодателей в этой области и прочно закрепила за собой федеральную долю рынка лизинга легковых автомобилей более 19 %.*

*Бизнес компании Europlan принадлежит международным фондам прямых инвестиций: Baring Vostok Capital Partners и Capital International. За последние годы компания привлекла более 800 млн долл. США долгосрочного долгового финансирования более чем от 30 крупнейших международных банков. В октябре 2008 г. собственный капитал группы достиг 130 млн долл.*

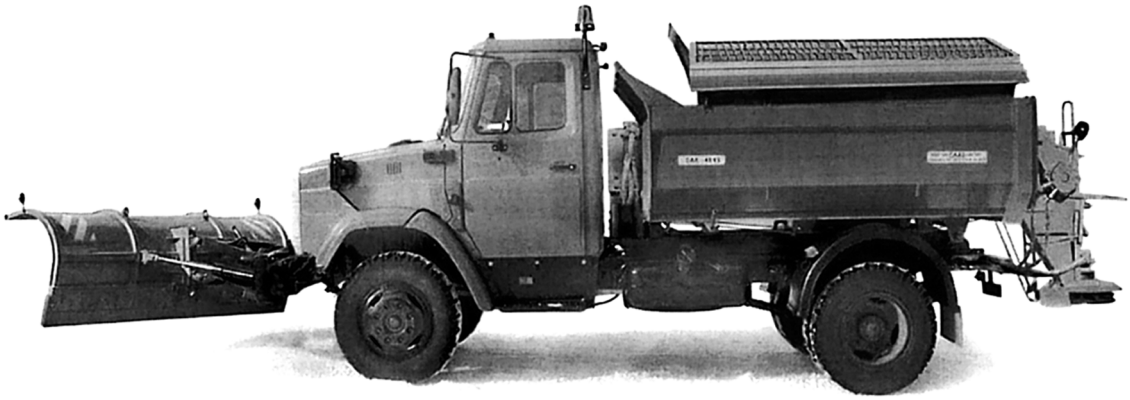
*Созданная в 1999 г. компания Europlan предоставляет в лизинг транспорт для предприятий малого и среднего бизнеса через сеть филиалов, охватывающих 70 регионов России. В настоящий момент в портфеле компании более 40 000 контрактов. Лизингополучателями компании являются более 11 000 компаний и индивидуальных предпринимателей. Они представляют десятки отраслей экономики России и варьируются от крупнейших международных компаний до небольших семейных предприятий. Этому в полной мере способствует широкая гамма лизинговых продуктов компании и осуществление масштабного лизинга транспорта благодаря программам по 28 маркам автомобилей.*

*(По материалам компании Europlan)*

# Машины дорожные универсальные СДК-4545/СДК-454510

## Описаны новые машины дорожные универсальные

***Предназначены для использования круглогодично как самосвалы для перевозки сыпучих материалов и других грузов и как дорожные машины для зимнего содержания дорог.***



### Основные данные машины

Самосвальное оборудование с задней выгрузкой; привод всех рабочих органов быстросъемного специального оборудования гидравлический, функционирует как при движении, так и на стоянке в интервале температур окружающего воздуха от –40 до + 40 °С; имеется аварийная сигнализация утечки гидрожидкости из системы. Управление работой оборудования производится из кабины водителя с помощью пульта с использованием электроуправляемого гидрораспределителя. Машина оборудована проблесковым маячком оранжевого цвета.

**Спецоборудование:** быстросъемное солепескоразбрасывающее оборудование; быстросъемный поворотный отвал с резиновым ножом, специальные телескопические опоры на солепескоразбрасывающем оборудовании; тент на решетку солепескоразбрасывающего оборудования; быстросъемная передняя поворотная щетка; автоматизированная цифровая система управления распределением противогололедных материалов (АЦСУ).

### Технические данные

| Наименование | СДК-4545 | СДК-454510 |
|---|---|---|
| Базовый автомобиль-самосвал | ЗИЛ-СААЗ-4545 | ЗИЛ-СААЗ-454510 |
| Модель двигателя | ЗИЛ-508300Е3 | ММЗ Д-245.9Е3 |
| Тип двигателя | Бензиновый | Дизель |
| Рабочий объем, л | 6,0 | 4,75 |
| Мощность, кВт/л. с., при частоте вращения, мин$^{-1}$ | 98,7/134<br>3200 | 95,7/130<br>2400 |
| Крутящий момент, кгс · м/(Н · м), при частоте вращения, мин$^{-1}$ | 38,5/377<br>2000 | 46/454<br>1400 |

| Наименование | СДК-4545 | СДК-454510 |
|---|---|---|
| Вместимость самосвального кузова, м$^3$ | 5,4 | |
| Погрузочная высота солепескоразбрасывающего кузова, м | 2,75 | |
| Вместимость солепескоразбрасывающего кузова, м$^3$ | 3,2 | |
| Плотность распределения, г/м$^3$: | | |
| пескосоляной смеси | 30—500 | |
| соли | 5—60 | |
| Ширина распределения пескосоляной смеси и соли, м | 3—9 | |
| Ширина полосы, очищаемой поворотным отвалом, м | 2,6—3,0 | |
| Габаритные размеры (длина × ширина × высота), мм | 8870 × 3000 × 2900 | |
| Полная масса, кг | 11 200 | |

**Съемное солепескоразбрасывающее оборудование** предназначено для распределения противогололедных материалов: пескосоленая смесь, чистая соль, химические гранулированные материалы, устанавливается на самосвальную платформу на продольных опорах. Для обеспечения управляемости и поперечной устойчивости автомобиля в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52302—2004 изготавливается специальный солепескоразбрасывающий кузов с низким расположением центра масс и малой погрузочной высотой, которая позволяет загружать дорожную машину самыми распространенными погрузчиками (конструкция запатентована). Конструкция кузова исключает попадание пескосоляной смеси на платформу автосамосвала как при работе, так и при загрузке.

Жесткий и прочный кузов изготовлен из конструкционной стали, имеет ребра жесткости и внутренние стяжки. Подача пескосоляной смеси осуществляется скребковым транспортером с двумя ветвями пластинчатой легко разборной оригинальной цепи, при ремонте которой можно заменить любое звено (конструкция запатентована и аналогов не имеет). В отличие от втулочно-роликовой цепи, требующей периодического технического обслуживания, очистки и смазывания, защиты от коррозии при межсезонном хранении, установленная цепь не подвергается коррозии, не требует смазывания и сохраняет свою подвижность при любых условиях и продолжительности хранения и эксплуатации.

Дисковое разбрасывающее устройство легко и быстро может быть поднято водителем из нижнего рабочего положения над дорогой в верхнее. Съем и установка кузова производятся посторонними грузоподъемными средствами (автокраном, кран-балкой). Скорость распределения — до 40 км/ч.

**Быстросъемный поворотный отвал с резиновым ножом** предназначен для очистки дорожного полотна от снега. Отвал копирует профиль дороги, имеет бесступенчатое гидравлическое регулирование рабочего угла влево и вправо до 30° от поперечного положения во время движения или на стоянке. Исключается эффект набрасывания снега на кабину. Рабочая скорость — до 40 км/ч. Время съема (навески) 3—5 мин.

## Дополнительные опции

**Специальные телескопические опоры на солепескоразбрасывающем оборудовании** позволяют без применения дополнительных грузоподъемных средств с помощью гидросистемы машины за 10 мин установить кузов на самосвальную платформу и снять его для хранения на опорах. Также сохраняется возможность съема и установки кузова посторонними грузоподъемными средствами (автокраном, кран-балкой).

**Тент на решетку солепескоразбрасывающего оборудования** устанавливается при использовании соли и гранулированных материалов для их защиты от снега и дождя. Тент легко открывается и закрывается.

**Быстросъемная передняя поворотная щетка** используется для очистки дорожного полотна от снега, слякоти и грязи. Поворачивается влево и вправо на 30° от поперечного положения. Навешивается с помощью гидросистемы машины на передний буфер вместо переднего отвала, время съема (навески) 3—5 мин. Ширина подметания 2,55—2,75 м. Диаметр полипропиленового ворса 650 мм. Рабочая скорость 10—15 км/ч.

**Автоматизированная цифровая система управления (АЦСУ)** применяется для сохранения постоянными заданных водителем из кабины плотности и ширины распределения противогололедных материалов независимо от скорости движения машины. При остановках машины подача противогололедного материала на распределительное устройство автоматически прекращается и возобновляется после начала движения. При использовании соли и гранулированных химреагентов использование АЦСУ обязательно.

## Сертификация и гарантии

На машину имеется одобрение типа транспортного средства.

Изготовитель гарантирует надежную работу машины в течение 18 месяцев и обеспечивает выпускаемые машины запасными частями на весь период их эксплуатации.

---

**Ключевые слова:** основные данные.

---

*(По материалам ЗАО "Торговый Дом ЗИЛ")*

# Мировой рекорд в топливной экономичности, установленный на новом седельном тягаче Actros MP3 Mercedes-Benz

*Рисунки см. на 2-й и 3-й полосах обложки*

*Рассмотрены условия испытаний на топливную экономичность, особенности конструкции автопоезда и основные факторы, влияющие на экономию топлива.*

Фирма Mercedes-Benz установила мировой рекорд в топливной экономичности на седельном автопоезде в составе нового двухосного тягача Actros MP3 с двигателем Евро-5 Blue Tech и двухосного полуприцепа-фургона. Полная масса автопоезда 40 т. Рекорд был официально зарегистрирован в книге рекордов Гиннесса.

### *Управление 40-тонным автопоездом при показателе топливной экономичности 19,49 л/100 км*

Испытания на топливную экономичность проводились осенью 2008 г. в течение семи дней на испытательном полигоне "NARDO Technical Center" фирмы Fiat в Италии при температуре наружного воздуха 30 °С в тени. В испытаниях участвовали шесть экипажей водителей по два человека в каждом. Общий пробег автопоезда составил 10 тыс. км при среднем показателе топливной экономичности 19,49/100 км.

Испытательный маршрут протяженностью 12,6 км для прототипов легковых и грузовых автомобилей ведущих производителей Европы (Fiat, Porsche, Audi, Alfa Romeo, Ferrari и других) имеет спуски и подъемы от 1,5 до 12,4 %.

Водители-испытатели получили четкие инструкции на каждый пробег. Средняя скорость движения автопоезда Actros MP3 должна была составлять 80 км/ч, т. е. на каждый маршрут отводилось ровно 9 мин. 21 с.

### *Роль аэродинамических и других показателей*

Тягач-рекордсмен Actros 1844 был оборудован серийной автоматизированной коробкой передач "Power Shift". Поскольку испытательный маршрут имел подъем и спуск по 6 % водители использовали режим вождения "Eco-Roll-Modus", т. е. автоматически нейтральное положение коробки передач. Таким образом, водитель автопоезда мог оптимально использовать тягу 40-тонного автопоезда при свободном управлении.

Испытуемый автомобиль оборудован узлами и деталями серийного производства. Однако для достижения максимальной экономии топлива важны конфигурация всего автопоезда. Поэтому передаточное число на заднем мосту было равно 2,84, а вместо сдвоенных шин были установлены одинарные оптимально накаченные шины с широким профилем (что обеспечивает экономию топлива 2 %).

Следует заметить, что снижение давления в шинах на 10 % увеличивает расход топлива на 1 %, а уменьшение давления на 30 % увеличивает расход топлива на 4 % и больше.

Важное влияние на топливную экономичность имеют аэродинамические показатели. Так, например. при эксплуатации полуприцепов угловатой конфигурации расход топлива увеличивается до 10 %. Даже неправильная регулировка обтекателя на крыше кабины может повысить расход топлива до 4 %. Усовершенствование аэродинамического профиля боковых стоек кабины водителя нового тягача Actros повышает топливную экономичность на 1 %.

Во время испытаний приборы зафиксировали увеличение расхода топлива на 0,6 л при остановке автопоезда перед подъемом 6 %. Опыт водителя влияет на предсказуемость вождения, что значительно сказывается на расходе топлива, особенно в населенных пунктах.

Данные профессиональной подготовки водителей фирмы Mercedes-Benz показывают, что опыт водителя и качество вождения позволяют снизить расход топлива на 10–15 %.

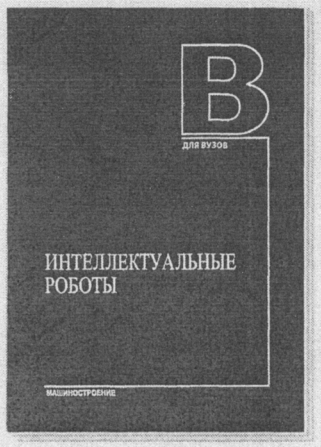
Руководители АТП, водители которых, как правило, редко достигают среднего показателя топливной экономичности ниже 35 л/100 км, задумаются о результатах описанного испытания, выполненного в фактически лабораторных условиях итальянского автополигона. По заявлению руководителя отдела развития фирмы Mercedes-Benz Trucks впечатляющие результаты этих испытаний наглядно показали, на что способна современная автомобильная техника и какие факторы влияют на расход топлива при ежедневной эксплуатации на европейских дорогах.

---

**Ключевые слова:** дорожные испытания, седельный тягач, топливная экономичность.

---

*(По материалам журн. "Transport Routier". — 2008. — N 9.* ***Б. И. Буров)***




**Интеллектуальные роботы**: учебное пособие. Каляев И.А., Лохин В.М., Макаров И.М. и др. Под общ. ред. Е.И. Юревича. 2007. – 360 с., тв. пер., 60×88 1/16

ISBN 5-217-03339-8

Цена с НДС 495 руб.

Первое отечественное учебное пособие по интеллектуальной робототехнике, написанное представителями ведущих отечественных научных школ по робототехнике. В книге системно изложены принципы построения интеллектуальных роботов, их функциональный состав, алгоритмическое и аппаратное обеспечение. Рассмотрены современные методы искусственного интеллекта, основные компоненты интеллектуальных роботов - от сенсорных систем до систем приводов. Материал книги основан на последних отечественных разработках и иллюстрирован описанием конкретных интеллектуальных роботов, манипуляторов и другой смежной интеллектуальной техники различного назначения (от наземных до космических систем). Рассмотрены тенденции развития интеллектуальной робототехники, включая миниатюризацию, бионическую робототехнику, групповое управление.

Предназначено для студентов вузов, обучающихся по специальностям направления "Мехатроника и робототехника" включая специальность "Роботы и робототехнические системы", представляет интерес для широкого круга специалистов и научных работников по автоматизации и управлению.

Приобрести книгу можно непосредственно в издательстве "Машиностроение", прислав заявку в отдел продаж, маркетинга и рекламы по факсу: (499) 269-48-97; по e-mail: realiz@mashin.ru; по почте: 107076, Москва, Стромынский пер., 4. ООО "Издательство Машиностроение".
Справки по тел. (499) 269-66-00.
http://www.mashin.ru

# Туристский автобус Travego Mercedes-Benz нового поколения

*Рисунок см. на 2-й полосе обложки*

*Дана характеристика систем активной и пассивной безопасности туристского автобуса нового поколения Travego Mercedes-Benz*

На международной выставке грузовых автомобилей и автобусов "IIA-2008" в г. Ганновере фирма Mercedes-Benz представила двухосный туристский автобус Travego нового поколения.

Новый автобус оборудован электронной вспомогательной системой экстренного торможения Active Brake Assist. В случае риска неизбежного столкновения сзади с другим транспортным средством и при отсутствии должной реакции водителя система активной безопасности автоматически осуществляет экстренное торможение после подачи предупреждающего нарастающего звукового сигнала.

Действие данной системы основано на работе регулятора скорости движения и расстояния ART. Три пучка звуковых волн датчика радара регулятора ART позволяют обнаружить препятствие перед автобусом в определенной зоне. Расчет расстояния и скорости движения по отношению к впереди движущемуся транспортному средству осуществляется постоянно.

При возникновении риска ДТП, если дорожно-транспортные условия остаются неизменными, сначала включается нарастающий звуковой сигнал. а затем происходит экстренное торможение.

Система Active Brake Assist разработана с учетом применения различных дополнительных систем активной безопасности: системы динамической стабилизации (поддержания курсовой устойчивости) транспортного средства — ESP, дополнительной системы слежения за траекторией движения транспортного средства — SPA, электронного ограничителя постоянной скорости движения — DBL, вспомогательной системы экстренного торможения — BAS, регулятора скорости движения и расстояния — ART.

Система Active Brake Assist была успешно протестирована на грузовых автомобилях Mercedes-Benz с общим пробегом 350 млн км.

Новое поколение автобусов Travego оборудовано также системой пассивной безопасности FCC (Front Collision Guard). Эта уникальная система предназначена для обеспечения безопасности водителей и пассажиров в случае фронтального столкновения, а также позволяет избежать подката легкового автомобиля. Каркас автобуса в данной зоне риска усилен противоударными элементами, которые поглощают энергию в случае удара. При сильном фронтальном ударе рабочее место водителя автобуса Travego, включая систему управления педалей и сиденья, закреплено на массивной раме, которая сдвигается назад. Таким образом, пространство выживания увеличивается на несколько сантиметров.

На автобусе установлена новая, более совершенная коробка передач Mercedes Power Shift. Это первая механическая автоматизированная коробка передач, специально разработанная для городских и туристских автобусов. Восьмиступенчатая коробка передач обеспечивает значительное снижение расхода топлива, повышает безопасность движения и рентабельность. Она также способствует сохранению окружающей среды, поскольку снижение расхода топлива непосредственно влияет на уровень выбросов токсичных веществ с отработавшими газами.

Другими новинками являются: новая адаптивная система освещения рабочего места водителя, новый датчик автоматического включения стеклоочистителей и освещенности рабочего места, габаритные фары, снабженные электролюминесцентными диодами над буфером и совершенная новая панель управления в кабине водителя.

**Ключевые слова:** новый туристский автобус, бортовые системы безопасности.

*(По материалам журн. "Transport Routier". — 2008. — N 9. — **Б. И. Буров**)*

# Ростислав Павлович ДОБРОГАЕВ

28 декабря 2008 г. скончался доктор технических наук профессор Ростислав Павлович Доброгаев. Ростислав Павлович родился 27 марта 1916 г. в г. Киеве.

В 1932 г. после окончания фабрично-заводской школы он поступил в Электромеханический техникум. В 1934 г. техникум закрыли, и Р. П. Доброгаев пошел работать на машиностроительный завод "Большевик". Там работал токарем-карусельщиком 4-го разряда на разных карусельных станках. Вступил в комсомол. В 1936 г. поступил на последний курс рабфака при Киевском индустриальном институте.

В 1937 г. после окончания рабфака поступил учиться в Киевский индустриальный институт.

В начале Великой Отечественной войны институт был эвакуирован в Ташкент и слит со Среднеазиатским индустриальным институтом. 20 января 1942 г. Доброгаев окончил институт и получил диплом об окончании энергетического факультета Среднеазиатского индустриального института. В 1942 г. был призван добровольцем в армию. В армии был направлен слушателем в находящуюся тогда в Ташкенте Военную академию механизации и моторизации Советской армии, переименованную потом в Военную академию бронетанковых войск для переучивания на военного инженера. В дипломном проекте Р. П. Доброгаев спроектировал подвеску для нового танка, создал оригинальный ее расчет и разработал для этого расчета трехдвижковую логарифмическую линейку. В 1950 г. эта подвеска была установлена на новые тяжелые танки Т-10 и их модификации. В 1944 г., после защиты дипломного проекта, Ростислав Павлович был оставлен в академии инженером лаборатории кафедры танков.

Шла тяжелая война. В августе 1944 г. его просьбы об отправке на фронт были удовлетворены.

Р. П. Доброгаев был послан на 1-й Украинский фронт, где был назначен помощником начальника технической части танковой бригады 1-й Гвардейской танковой армии. В боевых операциях 1-го Украинского фронта танковый корпус занимал одно из ведущих мест. На нем лежали тяжелейшие боевые задачи по пробиванию обороны противника. С тяжелыми боями корпус прошел Польшу, Германию и Чехословакию. Его высокие боевые заслуги 12 раз отмечались в приказах Верховного Главнокомандующего И. В. Сталина. За участие в этих боевых операциях старший техник-лейтенант Р. П. Доброгаев получил 12 грамот благодарностей от Сталина и был награжден орденом "Красная звезда".

После окончания войны командование направило Р. П. Доброгаева как офицера знавшего производство по работе на заводе в Трофейное управление 4-го Украинского фронта для участия в организации и руководстве вывозом из Чехословакии построенных там за время войны немецких военных заводов. Затем решением Военного Совета он был назначен младшим преподавателем в Бронетанковую академию. Здесь он проработал 22 года. Защитил кандидатскую диссертацию. За это время Ростислав Павлович

— участвовал в Государственных испытаниях на действие ударной волны ядерного взрыва (его тротилового эквивалента) на бронетанковую и другую военную технику;

— присутствовал при пуске космического корабля на Венеру (Венера — 2);

— присутствовал при приемке Государственной комиссией тяжелого и плавающего танков;

— участвовал на танковом полигоне при многочисленных испытаниях танков по определению напряжений от жестких ударов в подвеске при преодолении ими вертикальных препятствий;

— участвовал в конструировании короткоходного танкового двигателя и экспериментальном исследовании его элементов;

— провел многосторонние исследования колебаний двигателя на подвеске 11 танков различных моделей и т. д.

Им написано 6 учебников, 3 учебных пособия, 25 научных статей.

В 1967 г. Р. П. Доброгаев успешно защитил докторскую диссертацию по исследованию и расчету защиты агрегатов и аппаратуры танков от виброударных перегрузок.

После защиты диссертации он был направлен на должность начальника кафедры "Двигателей и базовых машин" в Военно-инженерную академию. На этой должности он проработал 4 года. Он перевел кафедру из категории общетехнических в специально-техническую, расширил ее лаборатории; создал при кафедре конструкторское бюро слушателей, руководимое известным конструктором авиадвигателей академиком А. А. Микулиным; провел расчетно-теоретическое исследование колебаний ракетного комплекса на подвеске с нелинейной характеристикой и т. д.

В 1971 г. в связи демобилизацией из армии Р. П. Доброгаева пригласили на работу в Московский автомеханический институт профессором на кафедру автомобильных и тракторных двигателей. Здесь он 5 лет заведовал кафедрой автомобильных и тракторных двигателей. За это время он: ввел в учебный процесс кафедры 4 новых дисциплины по двигателям и новый курсовой проект для студентов дневного и вечернего отделений.

Кроме всего, за время работы в МАМИ им написано свыше 100 научных работ, в основном по механическим колебаниям, и опубликован ряд учебных пособий, из которых особенно много труда вложено в книгу "Расчет деталей и агрегатов двигателей".

Огромен был труд Ростислава Павловича Доброгаева по линии Министерства обороны, Академии Наук, Комитета по транспорту, Комитета по науке и технике и т. д.

Р. П. Доброгаев был академиком Академии транспорта, Заслуженным деятелем науки и техники РФ. Он имел награды: 2 ордена и 21 медаль Родины, медаль Чехословацкой Социалистической Республики, серебряную медаль "За заслуги в деле изобретательства" Международной Академии авторов научных открытий и изобретений.

В лице Р. П. Доброгаева мы потеряли одного из больших специалистов, ученого, человека плодотворного труда, большой эрудиции.

*"Издательство Машиностроение"*

*Журнал "Грузовик &"*

# Анатолий Леонидович КАРУНИН

Российская высшая школа и наука понесли тяжелую утрату. В расцвете творческих сил на 71-м году жизни скончался заслуженный деятель науки РФ, доктор технических наук профессор, академик Российской академии транспорта, заслуженный работник высшей школы РФ, Заведующий кафедрой "Автомобили" Е. А. Чудакова МГТУ "МАМИ" Анатолий Леонидович Карунин.

Более 40 лет проф. А. Л. Карунин отдал делу подготовки и воспитания инженерных и научных кадров для автотракторной отрасли.

Вся творческая жизнь и многогранная деятельность А. Л. Карунина связана с МГТУ "МАМИ", где он прошел путь от студента до ректора университета.

Свыше 15 лет возглавляя коллектив университета, Анатолий Леонидович внес значительный вклад в развитие МГТУ "МАМИ" как современного вуза, обладающего большим учебно-педагогическим и научным потенциалом, способным решать сложные задачи подготовки высококвалифицированных специалистов для различных отраслей хозяйства. Большой вклад внес А. Л. Карунин в организацию подготовки инженерных и научных кадров ближнего и дальнего зарубежья.

Главной чертой характера А. Л. Карунина были внимательность, доброжелательность и неравнодушие к решению проблем окружающих его людей. Особым уважением он пользовался в студенческой среде. Ответственным, принципиальным и корректным он был при формировании нового контингента студентов и аспирантов университета. Неформальная

помощь в организации досуга, спорта и творческой деятельности позволили создать команды КВН, спортивных гонок и спортивных игр.

Проф. А. Л. Карунин является основоположником научной школы развития альтернативных видов топлива, конструирования и эксплуатации наземных транспортных средств. Его научная и творческая деятельность была направлена на органическую связь науки с производством, внедрение результатов научных исследований в практику работы различных отраслей экономики.

Им опубликовано более 250 научных трудов, среди которых видное место занимают учебники, пособия и монографии по различным аспектам автомобилестроения и двигателестроения.

Под руководством и при непосредственном участии проф. А. Л. Карунина выполнено 22 научно-исследовательские работы по фундаментальным направлениям отечественного автомобилестроения.

Под его руководством защищено 7 диссертационных работ на соискание ученой степени кандидата наук. Он имеет 15 патентов, из которых 9 связаны со способами работы двигателей внутреннего сгорания. А. Л. Карунин является организатором и участником многих международных научно-технических конференций и симпозиумов и семинаров.

В середине 60-х годов под руководством А. Л. Карунина разработано новое направление по повышению экологических и экономических показателей газодизельных и газобаллонных автомобилей.

Свою многостороннюю научно-педагогическую деятельность А. Л. Карунин сочетал с активной общественно-политической работой. Он являлся членом совета ректоров г. Москвы, вице-президентом "Ассоциации автомобильных инженеров России".

В течение многих лет А. Л. Карунин являлся членом редколлегии международных журналов "АГЗК + АТ", "Транспорт на альтернативном топливе", "Автомобильная промышленность" и "Грузовик &".

Правительство РФ высоко оценило заслуги проф. А. Л. Карунина. Он награжден орденами и медалями. Ученый и педагог, человек большой душевной доброты и обаяния проф. Анатолий Леонидович Карунин весь свой огромный талант отдал служению делу воспитания инженерных и научных кадров для нашей Родины.

*Издательство "Машиностроение"*
*Журнал "Грузовик &"*

## "Группа ГАЗ" в 2008 г. увеличила экспорт автомобилей "УРАЛ" на 16,5 %

Автомобильный завод "УРАЛ" "Группы ГАЗ" отгрузил в 2008 г. на экспорт 1726 машин. Это на 16,5 % превышает показатель 2007 г.

Директор Дивизиона "Грузовые автомобили" "Группы ГАЗ" Виктор Корман отметил экспортное направление как одно из ключевых для предприятия. География экспортных поставок автомобилей марки "УРАЛ" в 2008 г. включает страны Африки, Азии, Латинской Америки, а также СНГ.

"Компания намерена сохранить объем экспортных поставок на уровне 2008 г. В первом полугодии 2009 г. автозавод "УРАЛ" приступит к изготовлению 300 грузовых автомобилей по двум контрактам из стран Северной Африки", — отметил Виктор Корман.

*(По материалам пресс-центра ОАО "АЗ Урал")*

# Contents


2 **UDC 629.33**

*Trucks* KAMAZ 5360, 53685, 5460, 6220, 65201 (Continuation)

5 **UDC 629.33**

*Kalmanson L. D., engineer.* Transmission of full drive automobiles (Continuation)

In this article contained information about construction, regulations, service of clutch, gearbox cardan shifts, distribution box, front and revers drive axels vehicle GAZel 4 × 4.

**Keywords:** cardan shaft, back axle, front axle

10 **UDC 629.33**

*Nikolaev Yu. I., Chief Designer, Poplavski D. E., Designer Bureau Chief, Chernousov V. L., NWTP Chief Designer's Departmant Leading Design Engineer.* Special Propant Transporting Vehicles. Design Features

Article brief description of one of the oil inflow intensification increasing at the existing oil wells methods — deep penetration hydraulic formation rupture (DPHFR) and of the set, intended to DPHFR is given. Also this article describes working principle and design features of one of the units from the DPHFR set — unit for bulk components or so-called propant transporting vehicle at the examples of MZKT-74173 + MZRT-6201 dumping tractor-trailer combination and MZKT-79011 special dump truck producing by Minsk Wheel Tractor Plant.

**Keywords:** propant transporting, special dump truck

13 **UDC 629.33**

*Sinelnikov A. F., the candidates of sciences, the senior lecture, MADI.* The equipment for the diagnosis of braking systems of cars

In the article is considered the technological equipment for the diagnosis of braking systems of cars. The basic requirements are led for the braking cars that are governed by international standards and rules of the road. There are the technical characteristics of modern stands for the diagnosis of brake systems, cars, trucks, buses and special equipment.

**Keywords:** equipment, diagnosis, braking system, car

21 **UDC 629.33**

*Kizlovsky V. N., Korolev V. V., Maleev R. Al. the candidates of sciences.* Search and estimation of key parameters of the electromechanical amplifier of a steering with the direct current engine

In work, the analysis of influence of technical errors of manufacturing of parameters of an active zone on quality of the electromechanical amplifier of a steering is carried out. We define factors of influence of entrance parameters on leaving parameters, and groups of measured parameters of the active zone most considerably influencing technical characteristics of the electromechanical amplifier.

**Keywords:** the electromechanical amplifier of a steering, active zone, entrance target parameters

24 **UDC 621.43**

*Gordienko E. K., Belogu b A. V.* Increasing of accuracy of the machining of the thin-walled pistons of internal combustion engines

The question of accuracy increasing of the machining of the internal combustion engine pistons is examined on the present equipment. The complex analysis of available technological processes is conducted for unused reserves for the accuracy of finished product. Special attention is given to assessing deformations at modular fixuring on finishing operation.

**Keywords:** machining, pistons, engines

29 *Nazarov A. D., profrssor, Ph. D.* Main bearings loading and accuracy of balancing of crankshaft in dependence from method of countervalancing of V-8 engines

During counterbalancing of V-8 engines by installation of counterweights on outermost cranks of the crankshaft, the crankshaft's middle main bearings are not fully unloaded from influence of local force of inertia and its momentums. Outermost cranks are unloaded only partially. In the case when counterweights are placed at 1, 2, 3 and 8$^{th}$ crank, crankshaft's outermost main bearings are almost fully unloaded from above mentioned factros, 2 and 4$^{th}$ unloaded partially, the middle one is still loaded. Using both schemes of counterbalancing creates difficelties while balancing the crankshaft and assembled crakshaft.

**LITERATURE**

1. **Nazarov A. D.** Increasing of longvety and improving of vibration and acoustic parameters of the engines // Vestnik mashinostroeniya, 2002. — N 7. — P. 7—1.
2. **Nazarov A. D.** Unbalances of auto and tractor engines: determination and standardization. — Moscow: Mashinostroenie, 1992. — 272 p.

**Keywords:** valancing, loading, main bearings, counterbalancing

35 **UDC 629.113-585**

*Zakharik An. M., Chichko A. N., Vikherenko D. V., Zakharik Al. M.* Method of Decrease in Noise and Vibrations of Unite Vehicle Transmissions

The method of working out of unite of the transmission on decrease in their noise and vibration is offered. According to the given method the general algorithm of calculation in systems SAPR is resulted. The area of a frequency range of investigated systems is proved. The example of realization of a method is considered. Influence of elements of transmission on a frequency range and the form of fluctuations is established.

**LITERATURE**

1. **Zakharik, An. M.** Experimental research of loading a vehicke / An. M. Zakharik, A. A. Gologush, Al. M. Zakharik, J. M. Zakharik, C. D. Mernikov // Mechanical engineer, 2003. — N 4. — P. 27—32.
2. **Zakharik, An. M.** New methods of calculation dynamic loading vehicle transmissions / An. M. Zakharik, Al. M. Zakharik, J. M. Zakharik, A. A. Gologush // Mechanical engineer. — 2004. — N 1. — P. 30—34.

**Keywords:** the car, vibration, model, method, axle, reducer, system, noise, frequencies.

42 *Solonitsin B. M. Honored technologist of Russian Federation, AMO SIL, Klepikov V. V. Doctor of technical sciences, MGTU.* Technological process of shaving of gear rims with internal gearing

Geometry of shaver gearing then tooting of internal teeth of gears. Set up equation for working part of the grinding wheel.

**LITERATURE**

1. **Quality** of machine tools. Reference book. Edited by Syslov A. G. — M.:Mashinostroenie, 1995. — Vol. 1. — 256 p.; Vol. 2. — 430 p.
2. **Klepikov V. V., Poroshin V. V. , Golov V.** Quality of workpieces. —M.: МГИУ, 2005. — 249 p.

**Keywords:** Profile of teeth, involute, line of gearing, concavity

**45** **UDC 621.335.43**

*Butovsky M. E., proff. Rubtsovsk Industrial Institute, city Rubtsovsk*. The waster is of trolleybus enterprise in Rubtsovsk and their utilization

The article contains qualitative and quantitative structures of waste materials as a result of the production activity of a trolleybus enterprise in a city

**LITERATURE**


1. **Polonsky V. M.** Clir-environnent protection. — M.: ACB, 2006. — 152 p.
2. Pavlova E. I., Buravlev Yu. V. Transport Ecology. — M.: Transport, 1998. — 232 p.
3. **Nikulin F. E.** Utilization and refinement of industrial wastes. M.: Shipbuilding, 1980. — 232 p.
5. **Collection** of specific indications for production wastes firming and consumption. — M., 1999.
6. **Enlarged** norms and rules of waster supply and sewerage. — M., 1982.
7. **Methodical** instructions on standards projects for wastes forming and limits of their location. — M., 2002.


**Keywords:** coal ashes, woodworking wasters and sawdust, used accumulators, used motoroils, used mercury containing lamps

**53** *Multi-Purpose* snow remova; vehicles

Multi-porpose snow remova; vehicles are describes

**Keywords:** the main specifications

**55** *Burov B. I.* World Fuel Efficiency Record Realized on the new Road Tractor Actros MP3 Merceses-Benz

Considered the conditions of the road test on fuel efficiency, structure special features of the road tractor and trailer, main factors influencing on fuel economy.

**Keywords:** road test, road tractor, fuel efficiency.

**57** *Burov B. I.* Motor Coach Travego Mercedes-Benz

Described active and passive on-board security systems of a new generation motor coach Travego Mercedes-Benz.

**Keywords:** new motor coach, on-board road security systems

**58** *Rostislav* Pavlovich Dobrogaev

**60** *Anatoly* Leonidovich Karunin

Художественный редактор *Т. Н. Галицына.* Технический редактор *Е. М. Патрушева*. Корректор *Т. В. Пчелкина*

Сдано в набор 18.12.2008. Подписано в печать 05.02.2009. Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.

Усл. печ. л. 7,84. Уч.-изд. л. 8,92. Заказ 28.

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