

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

1980

6.



СОДЕРЖАНИЕ

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

- К. С. Куликов, М. А. Григорьев — Критерии оценки качества продукции на предприятиях отрасли 1

ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ

- Е. Н. Зайченко, В. Б. Клименков — Исследование потерь давления в теплообменниках дизелей с турбонаддувом 3

- Н. Е. Основенко, И. Е. Муратов, В. П. Сахно, С. М. Шарай — Математическое описание кривой мощности внешней скоростной характеристики мотоциклетного двигателя 6

КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

- В. Е. Тольский — Исследование вибраций автомобиля с пятицилиндровым рядным дизелем 7

- Ю. К. Есеновский-Лашков, С. М. Трусов, П. И. Баженов, В. Е. Раскин — Исследование влияния характеристики гидротрансформатора на тягово-динамические качества и топливную экономичность легкового автомобиля 10

- М. С. Высоцкий, Ю. Ю. Беленевский, В. В. Писарчик, А. Н. Евграфов, Е. Ф. Медведев, В. В. Московкин, В. А. Петрушов — Экспериментальное исследование возможностей повышения топливной экономичности седельного автопоезда 13

- Г. М. Багров — Выбор толщин тонколистовой стали кузовных деталей 15

- И. Ф. Дьяков — Влияние микропрофиля дороги на повреждаемость конструкции автомобиля 18

- В. Я. Балагула, М. М. Гайцгори, Е. Ю. Малиновский — Расчет среднеквадратичных значений выбросскоростей и ускорений автомобиля в полосах частот для различных типов дорог 19

- А. А. Ревин — Торможение автомобиля с антиблокировочной системой на дорогах с поперечной неравномерностью коэффициента сцепления 21

- В. В. Чечеткин, П. П. Заскалько, Е. Г. Кузнецов, Е. В. Ромашова, Д. В. Рябова, В. Д. Крысин, Е. В. Кайдала — Влияние ингибиторов коррозии на эксплуатационные свойства масел для гипоидных передач 24

- В. П. Тарасик, В. В. Геращенко — Устройство электронного натурного моделирования стенда для испытания трансмиссий 26

ТЕХНОЛОГИЯ

- В. М. Бусаров, М. Д. Молчанов, В. А. Шеламов — Основные направления снижения расхода первичных металлов при производстве литья из алюминиевых сплавов на заводах отрасли 27

- В. М. Андрияхин, С. Е. Зверев, Н. Т. Чеканова — Упрочнение стали У10 лазерным излучением 28

- А. Н. Леванов, Н. Н. Волосов, В. Л. Колмогоров, В. И. Семендей, В. И. Лукин — Малоотходная штамповка осесимметричных поковок в самораскрывающихся штампах 30

ИНФОРМАЦИЯ

- В. П. Кочеулов — Некоторые особенности и тенденции развития грузовых автомобилей за рубежом 31

- В. А. Лукшо, Е. В. Шатров, В. В. Соколов, Г. Г. Шифрин — Бензометанольные смеси — топливо для карбюраторных двигателей 32

- Ю. П. Сорочан — Зарубежные конструкции седельно-сцепных устройств 35

- Новости в технологии машиностроения за рубежом 39

КРИТИКА И БИБЛИОГРАФИЯ

- И. Б. Гурвич, В. И. Чумак — Рецензия на книгу Ф. Н. Авдоныкина Текущий ремонт автомобилей. М.; Транспорт, 1978 40

Главный редактор Е. А. БАШИНДЖАГЯН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

- И. В. Балабин, В. М. Бусаров, А. В. Бутузов, А. М. Васильев, М. А. Григорьев, Ю. А. Еченистов, К. П. Иванов, Б. Г. Карнаухов, А. С. Кобзев, А. В. Костров, А. М. Кригер, В. А. Кузин, А. М. Кузнецов, Ю. А. Купеев, И. С. Лунев, А. А. Невелев, И. В. Орлов, А. Н. Островцев, А. Д. Просвирнин, З. Л. Сироткин, Г. А. Смирнов, В. В. Снегирев, С. М. Степашкин, А. И. Титков, Е. А. Устинов, В. А. Фаустов, Б. М. Фиттерман, Н. С. Ханин, С. Б. Чистозвонов, М. М. Шурыгин

Издательство «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Вологодская областная универсальная научная библиотека

www.booksite.ru

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1980

ИЮНЬ

Год издания XLVI

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА
АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ



УДК 629.113.002:658.562

Критерии оценки качества продукции на предприятиях отрасли

К. С. КУЛИКОВ, канд. техн. наук М. А. ГРИГОРЬЕВ
НАМИ

В АВТОМОБИЛЬНОЙ промышленности разработана система контроля и оценки качества продукции, которая позволяет контролировать качество продукции на всех стадиях: проектирования, изготовления, эксплуатации.

Основные элементы системы следующие: планирование оптимального уровня качества продукции на стадии конструкторско-экспериментальных разработок; разработка и внедрение прогрессивных технологических процессов, обеспечивающих запланированный уровень качества продукции; входной контроль качества сырья, материалов, полуфабрикатов и комплектующих изделий; регулярный контроль качества изделий силами ОТК предприятий на всех стадиях производства, организация инспекционного контроля; система метрологического надзора за состоянием измерительной и испытательной техники; контроль соблюдения технологической дисциплины; развитие системы планово-предупредительного ремонта оборудования и оснастки; периодический контроль технической документации, по которой изготавливается продукция; учет и анализ предприятиями рекламаций и претензий потребителей; периодический контроль качества изделий на всех стадиях производства, осуществляемый Главной инспекцией по качеству продукции Министерства автомобильной промышленности и привлекаемыми к контролю организациями; краткосрочные контрольные испытания пробегом 2,5 тыс. км по ГОСТ 6875—54, проводимые ежеквартально заводами; длительные контрольные испытания пробегом 25 тыс. км по ГОСТ 6875—54 на Центральном научно-исследовательском автополигоне НАМИ; износостойкостные и ресурсные испытания серийных и опытных автомобилей, двигателей, агрегатов, узлов, деталей, систем на автополигоне по специальным программам-методикам, в том числе испытания на подтверждение заданного ресурса автомобилей и их агрегатов; испытания больших партий автомобилей в экспериментально-производственных автохозяйствах

(ЭПАХах) НАМИ и опорных пунктах автозаводов, в реальных условиях эксплуатации; ускоренные сравнительные стендовые испытания двигателей, агрегатов, узлов и деталей на заводах и в НАМИ; сбор и анализ информации о техническом состоянии и ремонтопригодности основных и базовых узлов и деталей изделий, поступающих в капитальный ремонт, осуществляемый отделами надежности заводов и научно-исследовательских институтов; отраслевая и заводская стандартизация и унификация продукции основного и вспомогательного производства; проведение государственной аттестации продукции по трем категориям качества.

Дальнейшим развитием системы является разработка и совершенствование комплексных систем управления качеством продукции (КС УКП) непосредственно на автомобильных и моторных заводах. В КС УКП одной из важнейших является подсистема оценочных показателей, определяющих с помощью стандартов предприятия (СТП) состав параметров продукции, методы нормирования для оценки технического уровня и качества по совокупности ее свойств.

Технический уровень и качество продукции характеризуются совокупностью основных технических параметров и показателей, определяющих степень совершенства данной модели в сравнении с образцом, принятым в качестве эталона.

Необходимость оценки технического уровня и качества продукции возникает в случае решения многих задач управления качеством, в том числе при планировании и прогнозировании уровня качества; аттестации продукции по трем категориям качества; при разработке и утверждении технической документации; контроле качества; моральном и материальном стимулировании работников за повышение качества продукции и др.

Технический уровень и качество продукции в случае серийного производства оцениваются периодически, не более чем

через три года, на основе «Карты технического уровня и качества продукции (КУ)». При этом используется система конкретных единичных и комплексных показателей, характеризующих потребительские свойства продукции, а также обобщающих показателей технического уровня, экономической эффективности и затрат, связанных с улучшением качества продукции.

Единичные показатели используются при решении конкретных задач по улучшению качества продукции. К ним относятся: показатели назначения, надежности, технологичности, стандартизации и унификации, эргономические, эстетические, патентно-правовые, экономические.

К комплексным показателям относятся: доля выпуска продукции, аттестованной государственным Знаком качества, в общем объеме выпуска; интегральный показатель качества, интегральный показатель конкурентоспособности и др.

Для конкретного вида изделий номенклатура показателей качества, включаемых в «Карту технического уровня и качества продукции», задается разработанными институтами отрасли методиками оценки технического уровня и качества отдельных групп изделий (автомобильный подвижной состав, двигатели, агрегаты, узлы, подшипники и т. п.). По каждому показателю указываются его числовые значения, записанные в действующей нормативно-технической документации, и числовые значения базовых показателей (показателей перспективного образца, а также отечественных и зарубежных аналогов).

Из всех показателей, указанных в карте, выделяют те оценочные показатели, которые служат для оценки технического уровня и качества продукции путем расчета относительных показателей качества дифференциальным методом.

Относительный показатель качества определяется отношением показателя качества оцениваемой продукции к соответствующему базовому показателю.

Комплексный метод оценки технического уровня и качества продукции применяется в тех случаях, когда для обоснования рекомендации по принимаемым решениям оказывается целесообразным охарактеризовать технический уровень и качество продукции показателем, который выражается одним числом. Такой показатель называется обобщенным, а оценка технического уровня и качества продукции называется комплексной.

Одним из вариантов комплексной оценки является оценка технического уровня и качества продукции с помощью интегрального показателя, который наиболее полно характеризует технико-экономическую эффективность продукции. Интегральный показатель представляет собой отношение полезного эффекта от потребления продукции к суммарным затратам на ее создание и эксплуатацию, т. е. он показывает, какой полезный эффект приходится на каждый рубль затрат.

Применительно к автомобилю за полный амортизационный срок службы интегральный показатель качества

$$K_a = \frac{A}{C_{\Sigma}}, \quad (1)$$

где A — работа, произведенная автомобилем в ткм;
 C_{Σ} — приведенные расходы на создание, изготовление, эксплуатацию и ремонт автомобиля в руб.

После раскрытия членов уравнения (1) оно примет вид

$$K_a = \frac{B q S_1 \left(1 + \sum_{i=1}^{i=n} a_i \right)}{C_a + P_s + P_c + P_{\text{ост}}}, \quad (2)$$

где B — грузоподъемность автомобиля в т;
 q — средний коэффициент загрузки автомобиля;
 S_1 — пробег до первого капитального ремонта в км;
 a_i — отношение ресурса автомобиля после очередного i -го капитального ремонта к ресурсу до первого капитального ремонта;
 C_a — расходы на создание и изготовление автомобиля;
 P_s — все эксплуатационные расходы;
 P_c — расходы санитарные, условно эквивалентные отрицательному воздействию на водителя, пассажиров и окружающую среду отработавших токсичных газов, шума, вибрации, сложности управления автомобилем, недостаточности средств безопасности при аварийных ситуациях и т. д.;
 $P_{\text{ост}}$ — остальные неучтенные расходы (заработка плата водителя, накладные расходы, налоги и т. д.).
 Эксплуатационные расходы составляют

$$P_s = P_t + P_{\text{см}} + P_{\text{сж}} + P_s + (P_n + P_p), \quad (3)$$

где P_t , $P_{\text{см}}$, $P_{\text{сж}}$ — расходы соответственно на топливо, смазку и специальные жидкости;

P_s — расходы, связанные с подготовкой автомобиля к восприятию нагрузки (например, расходы на пуски и прогревание двигателя);

P_c — расходы на поддержание работоспособности автомобиля в эксплуатации;

P_n — расходы, связанные с вынужденным простоем автомобиля из-за его отказов.

Расходы P_n и P_p определяются по формулам:

$$P_n = P_{t.o} + P_{t.p} + P_{k.p};$$

$$P_p = P'_{t.o} + P'_{t.p} + P'_{k.p}.$$

где $P_{t.o}$, $P_{t.p}$, $P_{k.p}$ — расходы на технические обслуживания, текущие (устранение отказов) и капитальные ремонты;

$P'_{t.o}$, $P'_{t.p}$, $P'_{k.p}$ — расходы, связанные с простоем автомобиля при проведении технических обслуживаний, текущих и капитальных ремонтов.

Тогда уравнение (2) будет иметь вид

$$K_a = \frac{B q S_1 \left(1 + \sum_{i=1}^{i=n} a_i \right)}{C_a + P_t + P_{\text{см}} + P_{\text{сж}} + P_s + P_{t.o} + P_{t.p} + P_{k.p} + \dots + P'_{t.o} + P'_{t.p} + P'_{k.p} + P_c + P_{\text{ост}}} \quad (4)$$

Выражение (4) показывает основные пути повышения технико-экономической эффективности автомобилей. Это увеличение грузоподъемности и коэффициента ее использования, увеличение первичного и межремонтных ресурсов, снижение расходов на создание и изготовление автомобиля, уменьшение расходов на топливо, смазочные материалы и специальные жидкости, снижение времени на подготовку автомобиля к работе, уменьшение расходов на поддержание работоспособности автомобиля в эксплуатации (т. е. обеспечение его эксплуатационной надежности), снижение вибраций, шумности и токсичности, обеспечение легкости управления автомобилем, комфорта и безопасности.

Номенклатура показателей интегральной оценки конкурентоспособности автомобилей характеризует технический уровень рассматриваемых изделий по важнейшим показателям назначения, которые выявляют эффект от использования продукции.

Например, НАМИ для легковых автомобилей выделяет пять условных групповых показателей оценки: P_d — совершенства конструкции двигателя, а также энергооборудования автомобиля; P_k — компоновки и конструкции кузова, т. е. оценки вместимости, уровня шума и др.; P_b — безопасности, заложенной в конструкции узлов и агрегатов автомобиля; $P_{\text{т}}$ — топливной экономичности, трудоемкости обслуживания и ремонта автомобиля; P_n — работы автомобиля.

Общая интегральная оценка конкурентоспособности легковых автомобилей определяется по формуле

$$P_{\Sigma} = P_d K_d + P_k K_k + P_b K_b + P_{\text{т}} K_{\text{т}} + P_n K_n, \quad (5)$$

где P — показатели оценки;

K_d , K_k , K_b , $K_{\text{т}}$, K_n — коэффициенты весомости (в %) для каждого частного показателя, входящего в общую оценку, т. е. интегральный показатель конкурентоспособности легкового автомобиля (И. 37. 001. 017—75).

Значения коэффициентов весомости показателей оценки в соответствии с классом и назначением автомобиля задаются в таблицах.

С целью прогнозирования повышения качества изготовления выпускаемой продукции внутри предприятия или объединения вводятся показатели, характеризующие качество изготовления продукции.

Основными показателями, характеризующими деятельность предприятий по повышению качества продукции, являются следующие: удельный вес произведенной продукции с государственным Знаком качества в общем объеме товарной (валовой) продукции

$$K_{\text{в.к}} = O_{\text{в.к}} / O_{\text{в.п}},$$

где $O_{\text{в.к}}$ — объем продукции с государственным Знаком качества в тыс. руб.;

$O_{\text{в.п}}$ — общий объем товарной продукции в тыс. руб.

Удельный вес продукции второй категории качества

$$K_{\text{в.к}} = O_{\text{в.к}} / O_{\text{в.п}},$$

где $O_{\text{в.к}}$ — объем продукции второй категории качества в тыс. руб.;

Реализация продукции на экспорт

$$K_e = O_{e, \text{п}} / O_{\text{р}, \text{п}},$$

где $O_{e, \text{п}}$ — объем продукции, реализованной на экспорт, в тыс. руб.;

$O_{\text{р}, \text{п}}$ — объем реализованной продукции в тыс. руб.

Рекламации на выпускаемую продукцию

$$K_p = I_p / I_0,$$

где I_p — количество зарекламированных изделий;

I_0 — общее количество реализованных изделий.

Потери от брака

$$K_b = P_b / C_p,$$

где P_b — потери от брака, общие по предприятию (по данным бухгалтерского учета) в тыс. руб.;

C_p — производственная себестоимость товарной (валовой) продукции в тыс. руб.

Затраты на гарантийное обслуживание (ремонт) K_r , т. е. показатель затрат на устранение дефектов и неисправностей, выявленных в гарантийный период, в руб. на один автомобиль.

Внутризаводская аттестация качества продукции

$$K_{a,a} = A_a / A_{\text{п.а.}},$$

где A_a — количество наименований продукции, получившей «Аттестат качества»;

$A_{\text{п.а.}}$ — количество наименований продукции, подлежащей заводской аттестации по плану.

Реализация стандартов предприятия (СТП) по КС УКП

$$K_{\text{СТП}} = Y_b / Y_{\text{п.в.}},$$

где Y_b — количество СТП, внедренных в производство;

$Y_{\text{п.в.}}$ — общее количество СТП, подлежащих внедрению.

Надежность изделий (гарантийная наработка, ресурс, ремонтопригодность и т. д.) — один из этих показателей.

Эти показатели целесообразно применять для выявления «узких мест» внутри предприятия или объединения и для приятия обоснованных решений по их устранению.

Методы работы коллективов отдельных предприятий по улучшению показателей качества и повышению надежности продукции имеют свои особенности, обусловливаемые спецификой выпускаемой продукции и неодинаковым характером рабочих процессов ее изготовления.

Так, на Волжском автозаводе им. 50-летия СССР в организации и методах работы службы контроля качества продукции

можно выделить два основных принципа: обеспечение качества и планирование качества. На этом заводе функцией служб контроля качества является не только предупреждение брака, но и проведение анализа технологических процессов и разработка предложений по совершенствованию технологии и координации действий всех производственных и технологических служб по обеспечению качества продукции, в том числе поставляемой предприятиями смежных производств. Контроль качества на этом заводе является одним из основных элементов производственного процесса.

Принцип планирования качества заключается в постоянной поддержке его на оптимальном уровне. На каждую заготовку, деталь, узел и даже комплексный технологический процесс установлены оптимальные значения приемлемых уровней качества. Например, на линии окраски кузовов количество брака (кузов, подлежащий повторной перекраске) не должно превышать 5%. Количество коленчатых валов, отошедших в брак при наладках и подналадках автоматических линий от случайных поломок инструмента и т. п., не должно превышать 0,5%.

Если фактические значения уровней качества соответствуют установленным, считается, что технологический процесс идет нормально. Технологическими процессами предусмотрены специальные резервные площадки для устранения дефектов, оснащенных необходимым оборудованием. На этих площадках устраняются «нормативные дефекты» (повторная перекраска, исправление дефектов сварки, сборки и т. д.).

Установление нормативных значений позволяет постоянно следить за фактическим уровнем качества: не вмешиваясь в процессы, когда фактический уровень качества не выходит за установленный, и принимать активные меры по устранению причин, вызывающих повышение нормативных значений.

Нормативные значения показателей качества устанавливаются на основании изучения отечественного и зарубежного опыта и статистических данных за период освоения производства на заводе. Они периодически пересматриваются в сторону ужесточения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Григорьев М. А., Долецкий В. А. Обеспечение надежности двигателей. М.: Изд-во стандартов, 1978.
- Черняйкин В. А., Куликов К. С. Основные принципы построения отраслевой системы управления качеством продукции автомобильной промышленности. — В сб.: Технология автостроения. НИИТавтпром, 1976, № 6.



Исследование потерь давления в теплообменниках дизелей с турбонаддувом

« Канд. техн. наук Е. Н. ЗАЙЧЕНКО, В. Б. КЛИМЕНКОВ
НАМИ

К РАЗМЕРАМ подводящих и отводящих коллекторов теплообменников для охлаждения наддувочного воздуха дизелей с турбонаддувом предъявляются жесткие требования. Однако чрезмерное ограничение габаритов приводит к увеличению потерь давления в коллекторах, а также к неравномерности потока в острое теплообменника, снижающей его тепловую и гидравлическую эффективность [1, 2].

С целью накопления и систематизации данных о потерях давления в подводящих и отводящих коллекторах теплообменников были проведены исследования нескольких моделей типичных конструкций коллекторов, основные геометрические параметры которых приведены в таблице. В таблице принято следующее обозначение варианта коллектора: первая буква (П или О) означает, что коллектор является соответственно подводящим или отводящим; вторая показывает, какую форму имеет поперечное сечение коллектора — круглое (К) или прямоугольное (П); третья — как выполнены сечения по длине коллектора: постоянными (П) или изменяющимися по линейному

закону (Л); две последующие цифры определяют диаметр отверстия патрубка коллектора в миллиметрах; последняя цифра показывает в соответствии со схемой (рис. 1) положение $h_{\text{пат}}$ оси подводящего или отводящего патрубка диаметром $D_{\text{пат}}$ на коллекторе.

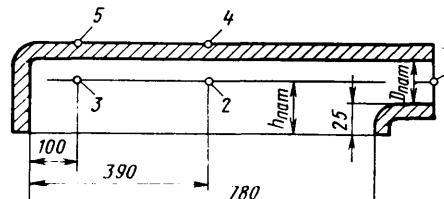


Рис. 1. Схема положений (1—5) оси подводящего или отводящего патрубков на коллекторе

Обозначение варианта коллектора	Положение оси патрубка h , пат.	Отношение площади сечения трубок остова к площади патрубка	Коэффициент сопротивления ξ	Обозначение варианта коллектора	Положение оси патрубка h , пат.	Отношение площади сечения трубок остова к площади патрубка	Коэффициент сопротивления ξ
ПКП-90-1	60	1,3	1,7	ОКП-90-1	60	1,3	0,44
ПКП-80-1	55	1,8	2,3	ОКП-80-1	55	1,8	0,62
ПКП-70-1	50	2,36	3,22	ОКП-70-1	50	2,36	1,2
ПКП-60-1	45	3,21	5,6	ОКП-60-1	45	3,21	2,8
ПКЛ-90-1	60	1,3	1,7	ОКЛ-90-1	60	1,3	1,05
ПКЛ-80-1	55	1,8	3,05	ОКЛ-80-1	55	1,8	1,85
ППП-80-1	55	1,8	2,42	ОПП-80-1	55	1,8	1,7
ППЛ-80-1	55	1,8	3,4	ОПЛ-80-1	55	1,8	3,7
ПКП-90-2	60	1,3	2,7	ОКП-90-2	60	1,3	0,74
ПКП-90-3	60	1,3	3,62	ОКП-90-3	60	1,3	1,42
ПКП-90-4	105	1,3	2,89	ОКП-90-4	105	1,3	0,74
ПКП-90-5	105	1,3	3,4	ОКП-90-5	105	1,3	2,8

Модели коллекторов изготавливались из алюминия литьем в землю и из дерева. Внутренняя поверхность деревянных моделей была окрашена нитрокраской, а алюминиевых — тщательно защищена. Все модели, исходя из условий сопряжения с опорными пластинами остава теплообменника, имели на привалочных торцах прямоугольные окна со сторонами 56 и 780 мм. На присоединительных патрубках моделей коллекторов были равномерно расположены шесть отборников для измерения статического давления.

Исследованные модели коллекторов с круглой формой попечных проходных сечений при постоянстве этих сечений в направлении движения потока имели внутренние контуры, совпадающие с контурами присоединительных патрубков. При линейном законе изменения попечных сечений площадь крайнего сечения, противоположная присоединительному патрубку, составляла 0,1 площади патрубка. Изменение проходных сечений осуществлялось путем плавного уменьшения фасонной речного сечения отличались от коллекторов с прямоугольной части стенки коллектора. Коллекторы с круглой формой попечной тем, что у последних круглое сечение присоединительных патрубков было вписано в соответствующее сечение квадратной формы.

Остов теплообменника был образован двухрядным пучком цельнотянутых плосковальных трубок, расположенных в шахматном порядке. Толщина стенок трубок была равна 0,25 мм, а длина и ширина наружного попечного сечения 17 и 3,5 мм, длина трубок в направлении движения наддувочного воздуха 915 мм. Шаг трубок по фронту остава равен 8,5 мм, а по глубине остава 22 мм. Общее проходное сечение пучка (191 трубка) составляло $88,5 \cdot 10^{-4}$ м², гидравлический диаметр трубы $d_f = 5,25$ мм.

Характеристики коллекторов определялись на экспериментальной установке (рис. 2) путем изотермических продувок методом последовательного изменения составляющих баланса

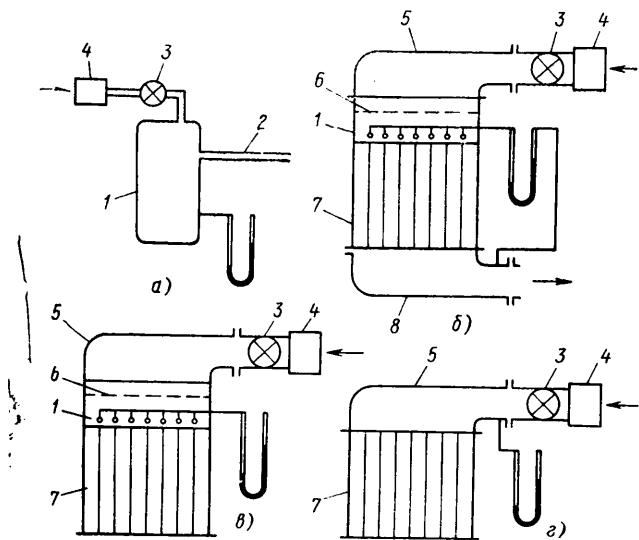


Рис. 2. Схемы экспериментальных установок для определения составляющих потерь давления в теплообменнике:
а — в трубке; б — в отводящем коллекторе; в — в оставе; г — в подводящем коллекторе; 1 — ресивер; 2 — трубка; 3 — регулировочный вентиль; 4 — расходомерное устройство; 5 — подводящий коллектор; 6 — выравнивающая решетка; 7 — остав; 8 — отводящий коллектор

потерь давления в теплообменнике Δp_t , который представляет собой сумму потерь давления в подводящем $\Delta p_{\text{п}}$ и отводящем $\Delta p_{\text{отв}}$ коллекторах и оставе теплообменника $\Delta p_{\text{ост}}$:

$$\Delta p_t = \Delta p_{\text{п}} + \Delta p_{\text{отв}} + \Delta p_{\text{ост}}$$

При отнесении потерь давления к скоростному напору воздуха $\rho w^2/2$ в трубках остава теплообменника выражение для коэффициента сопротивления последнего имеет вид

$$\xi_t = \xi_{\text{п}} + \xi_{\text{отв}} + \xi_{\text{ост}},$$

где ξ_t , $\xi_{\text{ост}}$, $\xi_{\text{п}}$ и $\xi_{\text{отв}}$ — коэффициенты сопротивлений теплообменника, остава, подводящего и отводящего коллекторов.

Потеря давления в оставе теплообменника равна сумме потерь на входе в трубки $\Delta p_{\text{вх}}$, выходе из них $\Delta p_{\text{вых}}$ и потере на трение по длине трубок $\Delta p_{\text{тр}}$:

$$\Delta p_{\text{ост}} = \Delta p_{\text{вх}} + \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{вых}}$$

или

$$\Delta p_{\text{ост}} = (\xi_{\text{вх}} + \xi_{\text{тр}} + \xi_{\text{вых}}) \frac{\rho w^2}{2} = \xi_{\text{ост}} \frac{\rho w^2}{2},$$

где $\xi_{\text{тр}} = \lambda / d_f$;

λ — линейный коэффициент сопротивления трению;

d_f — длина трубок остава в мм.

Примененный метод определения потерь давления в теплообменнике основан на использовании данных о потерях давления в трубках остава теплообменника. Для уточнения, в какой мере известные зависимости могут быть применены для плосковальных трубок, были проведены специальные исследования единичной трубки в соответствии со схемой, приведенной на рис. 2. Трубка с последовательно изменяемой через 100 мм длиной в пределах 915–615 мм одним концом была герметично закреплена в стенке ресивера, а другой ее конец сообщался с атмосферой. В ресивере с помощью микроманометра измерялось регулируемое вентилем избыточное давление, которое определяло расход воздуха через трубку.

Учитывая значительную относительную длину трубы $l/d_f = 120-175$ в проведенных опытах, можно с достаточной точностью принять, что при различных длинах трубы потери давления на входе и выходе из нее оставались неизменными также, как и характер течения воздуха в трубке. Линейный коэффициент сопротивления трению может быть найден по формуле

$$\lambda = \frac{\Delta p_1 - \Delta p_2}{l_1 - l_2} \frac{2 d_f}{\rho w^2},$$

где Δp_1 и Δp_2 — потери давления для одной и той же трубы с различной длиной l_1 и l_2 .

Точность полученных этим методом данных большая, чем полученных другими методами и, в частности, методами, основанными на измерении перепадов давлений на стенках трубки. Это объясняется тем, что размещение отборников давлений на тонкостенной трубке, как было установлено сравнительными опытами, приводит к неизбежному искажению потока в местах их крепления и, следовательно, снижению точности результатов.

Результаты опытов с единичной трубкой, представленные в виде зависимости коэффициента сопротивления трению от числа Рейнольдса $Re = wd_f/v$ (рис. 3) показывают, что этот коэффициент для плосковальных трубок может быть определен по формуле Блазиуса

$$\lambda = 0,316 Re^{-0.25}.$$

На рис. 3 приведены экспериментальные зависимости коэффициента сопротивления остава $\xi_{\text{ост}}$ и единичной трубы той же длины, что и остав теплообменника, и расчетная зависимость для коэффициента сопротивления трению остава $\xi_{\text{тр}}$. Полученная разница между ними характеризует величину входных и выходных потерь давления в трубках остава теплообменника при осесимметричном направлении потока. Величина этих потерь значительно изменяется в случае соединения остава с коллекторами, так как при этом направление потока

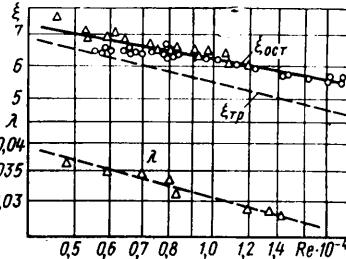


Рис. 3. Влияние числа Рейнольдса на линейный коэффициент сопротивления трению λ , коэффициент сопротивления трению остава $\xi_{\text{тр}}$ и суммарный коэффициент сопротивления остава $\xi_{\text{ост}}$

ка на входе в трубы и на выходе из них существенно отличается от осесимметричного.

Возмущенный в подводящем коллекторе поток поступает к входным участкам трубок при условиях, зависящих от геометрических параметров коллекторов, расположения патрубков и конструкции остава. Вихревое движение потока с переменной массой вдоль коллектора в сочетании с интенсивными явлениями отрыва потока на входе в трубы при уменьшении их эффективных проходных сечений требует дополнительных затрат энергии и приводит к возрастанию входных потерь в оставе.

Движение потока с переменной массой в отводящем коллекторе характеризуется взаимодействием единичных струек, выходящих из трубок, с потоком в коллекторе. Это приводит к увеличению выходных потерь в оставе теплообменника в связи с дополнительными затратами энергии на перемешивание.

Качественное изменение характера течения во входных и выходных участках трубок, вызванное соединением остава с коллекторами, позволяет отнести соответствующие потери в оставе к источникам их возникновения, т. е. к подводящему и отводящему коллекторам. Таким образом, потери в коллекторах учитывают то воздействие, которое коллекторы оказывают на поток при входе в трубы остава и выходе из них. Исходя из этого, принимаются во внимание только потери на трение в оставе при полной длине трубок с учетом подтвержденной для рассматриваемого случая зависимости Блазиуса.

Условность сделанных допущений, упрощая сложный комплекс процессов, позволяет устанавливать характеристики коллекторов и использовать полученные обобщенные зависимости для расчетов и анализа потерь в теплообменнике.

В соответствии с принятой моделью формирования потерь в теплообменнике и разделения их между оставом, подводящим и отводящим коллекторами в качестве параметра, характеризующего условия движения потока во всех указанных элементах теплообменника, принято число Рейнольдса. Число Рейнольдса в условиях изотермических продувок вычислялось для коллекторов так же, как и для трубок остава.

Определение характеристик коллекторов проводилось на установке, выполненной по схемам рис. 2, б и г. В соответствии с принятым методом исследования коэффициенты сопротивления подводящего $\xi_{\text{п}}$ и отводящего $\xi_{\text{отв}}$ коллекторов определялись по формулам

$$\xi_{\text{п}} = \xi_{\text{п}}' - (\xi_{\text{тр}} + \xi_{\text{вх}});$$

$$\xi_{\text{отв}} = \xi_{\text{отв}}' - (\xi_{\text{тр}} + \xi_{\text{вх}}).$$

Вспомогательные коэффициенты $\xi_{\text{п}}'$ и $\xi_{\text{отв}}'$ находили по измерениям давлений. Перепады давлений для отводящего коллектора измеряли как разность давлений в рециркуляции и отводящем патрубке (рис. 2, б), а для подводящего коллектора — как разность давлений между подводящим патрубком и атмосферой. Коэффициенты потерь на входе $\xi_{\text{вх}}$ и выходе $\xi_{\text{вых}}$ в трубках остава принимали такие же, как для осесимметричного потока, на основании работы [3] с учетом экспериментальных данных, приведенных на рис. 3.

Результаты продувок моделей подводящих и отводящих коллекторов с различными проходными сечениями, определяемыми размерами присоединительных патрубков, показывают, что течение в коллекторах в диапазоне чисел Рейнольдса $0,5 \cdot 10^4 - 1,8 \cdot 10^4$ является автомодельным (рис. 4). Потери давления в подводящих и отводящих коллекторах, имеющих одинаковые проходные сечения, существенно различаются. Отношение коэффициентов сопротивления подводящих коллекторов к коэффициентам сопротивления отводящих коллекторов находится в пределах $1,9 - 4,4$, возрастаая с увеличением проходных сечений (см. таблицу).

Изменение коэффициентов сопротивления исследованных коллекторов в зависимости от отношения проходных сечений остава $F_{\text{ост}}$ и присоединительного патрубка $F_{\text{пат}}$ соответствующих коллекторов подчиняется линейному закону (рис. 5). С учетом отмеченного изменение коэффициентов сопротивления подводящего и отводящего коллекторов можно выразить в виде

$$\xi_{\text{п}} = k_{\text{п}}' + k_{\text{п}} \bar{F}_{\text{пат}}^2 = 0,2 + 0,16 \bar{F}_{\text{пат}}; \quad (1)$$

$$\xi_{\text{отв}} = k_{\text{отв}}' + k_{\text{отв}} \bar{F}_{\text{пат}}^2 = 0,7 + 0,46 \bar{F}_{\text{пат}}^2, \quad (2)$$

где $k_{\text{п}}$, $k_{\text{отв}}$ — коэффициенты пропорциональности.

Коэффициенты $k_{\text{п}} = 0,2$ и $k_{\text{отв}} = 0,7$, полученные при $\bar{F}_{\text{пат}} = 0$, что соответствует бесконечно большим размерам проходных сечений коллекторов, характеризуют потери давления на входе и выходе из трубок остава при условии подвода к ним и отвода от них осесимметричного потока. Величины этих коэффициентов сопоставимы с известными данными [3] для входных и выходных потерь, а сумма этих коэффициентов

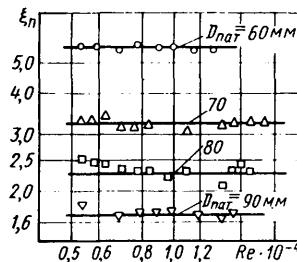


Рис. 4. Влияние диаметра патрубка $D_{\text{пат}}$ на коэффициент сопротивления подводящего коллектора

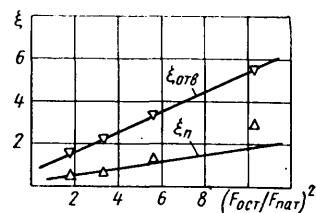


Рис. 5. Изменение коэффициентов сопротивления подводящего ξ и отводящего ξ коллекторов в зависимости от отношения площадей в оставе и патрубках коллекторов

согласуется с разницей коэффициентов $\xi_{\text{ост}} - \xi_{\text{тр}}$, приведенных на рис. 3.

Характер зависимостей изменения ξ от Re для всех типов исследованных коллекторов идентичен. Значения этого коэффициента приведены в таблице.

Коэффициенты сопротивления коллекторов с прямоугольной и круглой формами сечений практически одинаковы для больших размеров присоединительных патрубков. Уменьшение этих размеров в коллекторах с прямоугольной формой сечений приводит к большим потерям. Коэффициенты сопротивления коллекторов с переменными проходными сечениями несколько выше, чем коллекторов с постоянными проходными сечениями, причем разница в потерях возрастает при увеличении уровня скоростей, определяемых сечениями соответствующих патрубков (см. таблицу).

Проведенные исследования показали, что положение присоединительных патрубков на подводящих и отводящих коллекторах значительно влияет на потери давления в них. Данные о коэффициентах сопротивлений для некоторых типичных положений патрубков на коллекторах показывают, что изменение положения патрубка относительно исходного (положение 1, рис. 1) приводит к возрастанию потерь в подводящих в 1,6—2,15 и отводящих коллекторах в 1,74—6,3 раза.

Экспериментально полученные коэффициенты сопротивлений справедливы для исследованных конструкций коллекторов. Однако они могут быть использованы и как исходные оценочные зависимости при расчете и анализе потерь давлений в теплообменниках с коллекторами подобной конструкции.

Обычно потери давления в элементах системы турбонаддува характеризуются коэффициентами σ , представляющими отношение давлений до и после рассматриваемого элемента. Для теплообменников, предназначенных для охлаждения падающего воздуха, величина этого коэффициента находится в пределах $\sigma = 0,96 - 0,99$ с целью увеличения поступающего в двигатель количества воздуха при его охлаждении [4]. Коэффициенты σ и ξ связаны выражением

$$\xi = (1 - \sigma) \frac{2 \rho F^2}{G^2}.$$

Несмотря на стремление уменьшить потери в коллекторах, доля этих потерь, обусловленная ограниченными условиями размещения теплообменников в силовой установке, составляет 20—30% от общих потерь давления в теплообменнике. Соответственно в общем объеме теплообменника объем коллекторов занимает значительную часть. Исходя из этого, величина коэффициента сопротивления коллекторов не должна превышать определенную часть предельного значения коэффициента сопротивления остава

$$\xi_{\text{к.пр}} = \xi - \xi_{\text{ост.пр}}.$$

Используя результаты проведенных экспериментальных исследований, можно решать различные задачи нахождения размеров коллекторов. Например, если задан размер патрубка подводящего коллектора, то размеры патрубка отводящего коллектора, удовлетворяющего требованию получения $\xi_{\text{к.пр}}$, могут быть найдены для коллекторов типа ПКП-1 и ОКП-1 следующим образом. Сначала находят коэффициент сопротивления подводящего коллектора по графику на рис. 4. Затем определяют коэффициент потерь отводящего коллектора

$$\xi_{\text{отв}} = \xi_{\text{к.пр}} - \xi_{\text{п}}.$$

Диаметр отводящего коллектора находят с учетом зависимости (2), связывающей коэффициент сопротивления и проходное сечение патрубка коллектора (рис. 5):

$$D_{\text{отв}} = \left(\frac{4}{\pi} F_{\text{ост}} \right)^{0.5} \left(\frac{k_{\text{отв}}}{\xi_{\text{к.пр}} - k_{\text{п}} \bar{F}_{\text{пат.п}}^2 - k_{\text{п}}' - k_{\text{отв}}'} \right)^{0.25}. \quad (3)$$

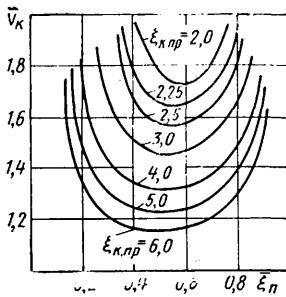


Рис. 6. Влияние относительного коэффициента ξ_p сопротивления подводящего коллектора на относительный суммарный объем коллекторов V_k при различных предельных значениях суммарного коэффициента сопротивления

В более общем случае, когда отсутствуют предварительные ограничения по размерам присоединительных патрубков, эти размеры могут быть найдены из условия получения минимального объема коллекторов теплообменника с известными размерами его остова. Для этого представим общий объем, занимаемый коллекторами, как сумму объемов подводящего и отводящего коллекторов:

$$V_k = V_p + V_{\text{отв}}. \quad (4)$$

Рассмотрим типичный случай расчета коллекторов с постоянным сечением по длине, патрубки которых расположены в торцах коллекторов. Тогда можно считать, что объем коллекторов будет пропорционален диаметрам присоединительных патрубков в соответствии с выражениями

$$V_p = a_p F_{\text{ост}} D_p, \quad V_{\text{отв}} = a_{\text{отв}} F_{\text{ост}} D_{\text{отв}}, \quad (5)$$

где $a_p \approx a_{\text{отв}} = a$ — коэффициенты пропорциональности, учитывающие особенности конструкции коллекторов.

Преобразование выражения (4) с учетом уравнений (1), (2), (3) и (5) приводит к уравнению, связывающему относительный общий объем коллекторов с коэффициентами сопротивления этих коллекторов:

$$\bar{V}_k = \frac{V_k}{\left(\frac{16}{\pi^2} a^4 F_{\text{ост}}^6 \right)^{0,25}} = \left(\frac{k_p}{\xi_{\text{к.пр}} \xi_p - k'_p} \right)^{0,25} + \left[\frac{k_{\text{отв}}}{\xi_{\text{к.пр}} (1 - \xi_p) - k'_{\text{отв}}} \right]^{0,25},$$

где $\bar{\xi}_p = \xi_p / \xi_{\text{к.пр}}$ — относительный коэффициент сопротивления подводящего коллектора.

Объемы подводящего и отводящего коллекторов, а также общий объем, занимаемый этими коллекторами, изменяются в соответствии с изменением коэффициента $\bar{\xi}_p$, причем определенным значением этого коэффициента соответствует минимальный общий объем коллекторов (рис. 6). Относительный коэффициент сопротивления ξ_p , при котором имеет место минимальный общий объем коллекторов, может быть найден из условия $\partial V_k / \partial \xi_p = 0$, которое приводит к выражению

$$\bar{\xi}_p V_{\text{min}} = \frac{\xi_{\text{к.пр}} k_p^{0,2} - k'_{\text{отв}} k_p^{0,2} + k'_p k_{\text{отв}}^{0,2}}{\xi_{\text{к.пр}} (k_{\text{отв}}^{0,2} + k_p^{0,2})}.$$

Используя полученное значение коэффициента $\bar{\xi}_p V_{\text{min}}$, можно определить коэффициент $\xi_{\text{отв}}$. Дальнейший порядок нахождения размеров коллекторов такой же, как приведен выше.

Разработанный метод позволяет с достаточной для практических расчетов точностью определить потери давления в коллекторах и трубках теплообменников. Полученные с помощью этого метода зависимости для ряда типичных конструкций коллекторов могут быть использованы для оценки потерь давления в теплообменниках рассматриваемого типа. Такой метод выбора размеров коллекторов целесообразно применять при оптимизации конструкций теплообменников.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ .

1. Зайченко Е. Н., Савельев Г. М., Клименков В. Б. К вопросу о влиянии неравномерности воздушного потока на показатели теплообменника. Труды НАМИ. Вып. 144. М.: 1973, с. 26—37.
2. Кэйс В. М., Лондон А. Л. Компактные теплообменники. М.: Энергия, 1967. 224 с.
3. Идельчик П. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.: Машиностроение, 1975. 559 с.
4. Зайченко Е. Н., Клименков В. Б., Левит М. С. и др. Охлаждение воздуха автомобильных двигателей с турбонаддувом. — Автомобильная промышленность, 1972, № 1, с. 8—10.

УДК 629.118.6:621.43

Математическое описание кривой мощности внешней скоростной характеристики мотоциклетного двигателя

Канд. техн. наук Н. Е. ОСНОВЕНКО, канд. техн. наук И. Е. МУРАТОВ, канд. техн. наук В. П. САХНО, С. М. ШАРАЙ

Киевский автомобильно-дорожный институт, Киевский мотоциклетный завод

В СВЯЗИ с расширяющимся применением ЭВМ при выполнении тяговых расчетов мотоциклов возникает необходимость математического описания кривой мощности внешней скоростной характеристики мотоциклетных двигателей. Поскольку на отечественные мотоциклы тяжелого класса устанавливают только четырехтактные двигатели, следует получить математическое выражение, описывающее кривую мощности внешней скоростной характеристики именно такого двигателя. Физическое обоснование способа построения относительной внешней скоростной характеристики принадлежит И. М. Ленину [1], который впервые доказал существование единой относительной характеристики наполнения цилиндров автомобильных карбюраторных двигателей и предложил соответствующие зависимости для построения внешних скоростных характеристик таких двигателей.

С целью получения относительной внешней скоростной характеристики мотоциклетных двигателей было обработано 35 внешних скоростных характеристик двигателей МТ-10 и МТ-10-36. По результатам обработки построена

относительная внешняя скоростная характеристика (рис. 1) и проверена возможность описания кривой мощности выражениями, обычно используемыми для четырехтактных карбюраторных двигателей [1—4].

Для оценки возможности принятия каждой из анализируемых зависимостей в качестве закона, описывающего характер изменения кривой мощности внешней скоростной характеристики двигателей КМЗ, составлена программа вычислений на ЭВМ «Мир-2» значений мощности по каждому из методов, приведенных в работах [1—4]. Результаты вычислений показали, что в рассмотренных законах более полно кривую мощности относительной внешней скоростной характеристики описывает формула, предложенная Ф. Л. Хлыстовым (рис. 2). Однако в условиях применения ЭВМ можно получить выражение, более точно описывающее кривую мощности.

Рис. 2. Кривые мощности, построенные по аналитическим выражениям:

- 1 — по методу И. М. Ленина;
- 2 — по формуле С. Р. Лейдермана;
- 3 — по формуле С. М. Красикова;
- 4 — по формуле Ф. Л. Хлыстова;
- 5 — по методу С. Ю. Иваницкого;
- 6 — экспериментальная

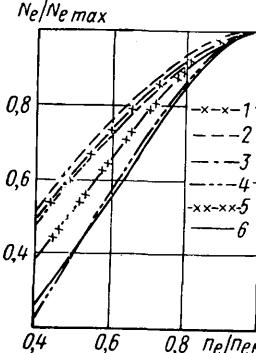


Рис. 1. Относительная внешняя скоростная характеристика двигателей МТ-10 и МТ-10-36

Чтобы получить такое выражение, кривую мощности каждого из 35 анализируемых двигателей можно представить в виде функциональной зависимости

$$N_e/N_{e\max} = f(n_e/n_{eN}),$$

где N_e , n_e — текущие значения соответственно мощности и частоты вращения коленчатого вала двигателя; $N_{e\max}$ — максимальное значение мощности двигателя; n_{eN} — частота вращения коленчатого вала при максимальной мощности, и выражить соотношением n_e/n_{eN} при значениях 0,5; 0,6; 0,7; 0,8; 0,9; 1,0; 1,1.

Для аппроксимации эмпирических значений мощности, полученных в результате серийно-выборочных испытаний двигателей МТ-10 и МТ-10-36 в зависимости от частоты вращения коленчатого вала двигателя, использованы полиномы второй, третьей и четвертой степеней. В общем виде уравнение полинома любой степени представляют как

$$\frac{N_e}{N_{e\max}} = a_0 + a_1 \cdot \frac{n_e}{n_{eN}} + a_2 \left(\frac{n_e}{n_{eN}} \right)^2 + \dots + a_n \left(\frac{n_e}{n_{eN}} \right)^n,$$

где $a_0, a_1, a_2, \dots, a_n$ — коэффициенты полинома; n — показатель полинома.

Коэффициенты полиномов каждой из рассматриваемых степеней определяли с помощью ЭВМ «МИР-2» методом наименьших квадратов по стандартной программе. Для каждого полинома по каждому из 35 рассмотренных двигателей определены погрешности аппроксимации. Анализ вычисленных погрешностей показал, что наименьшая из них достигается при использовании полинома третьей степени. Вследствие этого коэффициенты данного полинома подвергнуты более тщательному анализу. Их достоверность оценивали статистическими методами. Использование критерия Грэббса для отбрасывания резко выделяющихся величин позволило исключить шесть полиномов, как содержащих грубые ошибки наблюдений. Коэффициенты обобщающего полинома представляют собой среднедарифметические значения коэффициентов 29 оставшихся достоверных полиномов.

Обобщающий полином запишем в виде

$$\frac{N_e}{N_{e\max}} = 0,63 - 3,41 \frac{n_e}{n_{eN}} + 7,96 \left(\frac{n_e}{n_{eN}} \right)^2 - 4,17 \left(\frac{n_e}{n_{eN}} \right)^3.$$

Конструирование исследования испытания

Исследование вибраций автомобиля с пятицилиндровым рядным дизелем

Канд. техн. наук В. Е. ТОЛЬСКИЙ
НАМИ

В ПЯТИЦИЛИНДРОВЫХ рядных дизелях не уравновешен момент сил инерции первого порядка с частотой $f = n/60$ (n — частота вращения коленчатого вала в мин⁻¹). Кроме того, не уравновешен момент сил инерции второго порядка с частотой $2f$. Оба эти момента двигателя действуют вокруг поперечной оси инерции силового агрегата, вызывая его «галопирование».

Величина неуравновешенных моментов сил инерции зависит от относительного расположения шатунных шеек по окружности. Изменяя расположение шатунных шеек, можно добиться минимальной величины вектора одного из указанных моментов, однако при этом величина другого момента будет максимальна. Обычно схему расположения шатунных шеек пятицилиндровых рядных двигателей выбирают таким образом, чтобы величина суммарного вектора момента с частотой f была минимальна, в этом случае величина суммарного вектора момента с частотой $2f$ максимальна [1].

В данном исследовании ставилась задача определить общие уровни вибраций силовых агрегатов с пятицилиндровыми рядными дизелями, провести анализ частотных спектров вибрации и выявить, в какой степени неуравновешенные моменты сил

значения относительной мощности двигателя в зависимости от относительной частоты вращения по найденному полиному следующие:

n_e/n_{eN}	0,5	0,6
$n_e/N_{e\max}$	0,39	0,54
n_e/n_{eN}	0,7	0,8
$n_e/N_{e\max}$	0,70	0,85
n_e/n_{eN}	0,9	1,0
$n_e/N_{e\max}$	0,96	1,0

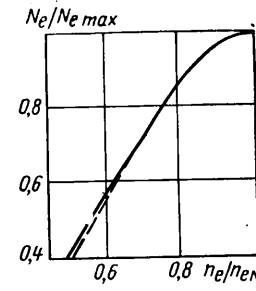


Рис. 3. Кривые (аналитическая и экспериментальная) мощности относительной внешней скоростной характеристики двигателей МТ-10 и МТ-10-36

Для визуальной оценки соответствия полученного полинома экспериментальной кривой (сплошной) на рис. 3 нанесена кривая (штриховая), построенная по полученному уравнению. Из рисунка видно, что экспериментальная и аналитическая кривые практически совпадают. Вследствие этого при выполнении тяговых расчетов мотоциклов Киевского мотоциклетного завода с помощью ЭВМ можно использовать полученное уравнение.

Нахождение в дальнейшем подобных уравнений для других мотоциклетных двигателей, в том числе и двухтактных, позволит расширить применение ЭВМ при выполнении тяговых расчетов мотоциклов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ленин И. М. Теория автомобильных и тракторных двигателей. М.: Машиностроение, 1969.
2. Лейдерман С. Р. Характеристика автомобильных двигателей. — Автомобильная промышленность, 1948, № 9, с. 5—9.
3. Хлыстов Ф. Л. Тяговые расчеты гусеничных и колесных автомашин, Л. — М.: Гострансиздат, 1937, 102 с.
4. Иваницкий С. Ю., Поздняков М. А., Рогожин В. В. Советские мотоциклы. Справочное руководство. Киев—Москва, Машгиз, 1954.
5. Красиков С. М. Обобщенная эмпирическая формула скоростной характеристики карбюраторного двигателя. Труды ВЗМИ. Вып. 1. М.: Машгиз, 1957.

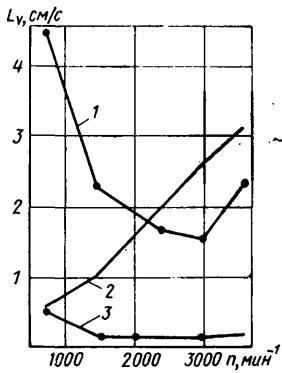


Рис. 1. Общие уровни колебательной скорости легкового автомобиля с дизелем № 3 (полная нагрузка; стенд с беговыми барабанами; третья передача):

1 — двигатель (точка 1); 2 — коробка передач (точка 2); 3 — кузов (точка 5)

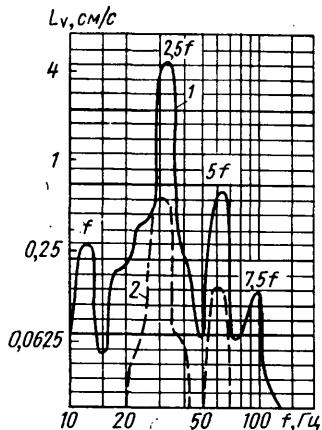


Рис. 2. Спектры колебательной скорости легкового автомобиля с дизелем № 3 (стенд с беговыми барабанами; без нагрузки; четвертая передача; $n = 750$ мин⁻¹):

1 — двигатель (точка 1); 2 — кузов (точка 5)

вашенных моментов сил инерции двигателя, виброрадиатор устанавливали на задний торец коробки передач (точка 2).

При исследовании на моторном стенде вибраций силового агрегата с дизелями № 1 и № 2 виброрадиатор располагали также на головке первого и пятого цилиндров (соответственно точки 3 и 4). На кузове (раме) автомобиля вибрации измеряли в вертикальном направлении у передней боковой опоры (точка 5). В качестве оценочного параметра вибраций была применена колебательная скорость L_v .

На рис. 1 представлены общие уровни вибраций силового агрегата и кузова легкового автомобиля с дизелем № 3. Наибольшие вибрации силовой агрегат совершает при минимальной устойчивой частоте вращения коленчатого вала дизеля (рис. 1). По мере увеличения частоты вращения n коленчатого вала вибрации передней боковой опоры дизеля резко уменьшаются, а вибрации заднего торца коробки передач, наоборот, начинают повышаться. Чтобы выяснить причину такого характера изменения вибраций, целесообразно проанализировать частотные спектры колебательной скорости в этих точках силового агрегата.

На рис. 2 приведены частотные спектры колебательной скорости легкового автомобиля при $n = 750$ об/мин. Наибольшую интенсивность на боковой опоре дизеля и на кузове автомобиля имеет составляющая спектра с частотой, равной частоте основной гармоники опрокидывающего момента ($2.5f$).

Из анализа спектров вибраций, полученных на заднем торце коробки передач, следует, что в точке 2 наибольший уровень имеет составляющая, вызванная неуравновешенным моментом сил инерции второго порядка с частотой $2f$.

На передней боковой опоре двигателя преобладают колебания с частотой $2.5f$, а на заднем торце коробки передач — с частотой $2f$. Характер протекания составляющих спектра колебательной скорости с частотой $2.5f$ (рис. 3, а) и $2f$ (рис. 3, б) очень близок к характеру протекания общего уровня колебательной скорости силового агрегата легкового автомобиля (рис. 1 и 3).

При малой и средней частоте вращения коленчатого вала преобладают колебания силового агрегата с частотой $2.5f$, а при частоте вращения вала более 2200 мин⁻¹ — с частотой $2f$. Под действием момента сил инерции первого порядка (рис. 3, б) колебания силового агрегата происходят с меньшей интенсивностью, чем под действием момента сил инерции второго порядка.

Во время исследований на моторном стенде вибраций силового агрегата с дизелями воздушного охлаждения в точках 1 и 2 были получены зависимости, аналогичные приведенным на рис. 1—3.

При исследовании вибрации головок цилиндров дизелей воздушного охлаждения (точки 3 и 4) наибольший уровень имеет составляющая спектра колебательной скорости с частотой $0.5f$ (рис. 4). На некоторых четырехтактных двигателях составляющая спектра вибраций с частотой $0.5f$ появляется в результате неодинакового протекания рабочего процесса по цилиндрам, в наибольшей степени она проявляется при холостом ходе двигателя и малой частоте вращения коленчатого вала, а также при неравномерной подаче топлива по цилиндрам [2]. Природа появления составляющей с частотой $0.5f$ при данных испытаниях иная. Частота $0.5f$ соответствует частоте

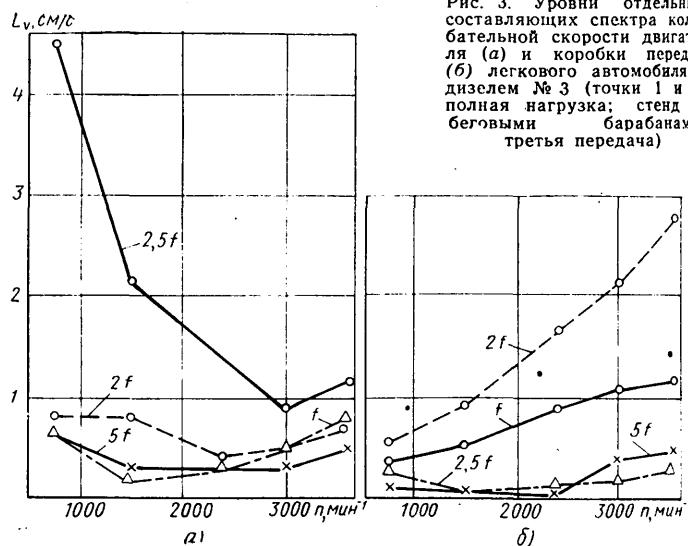


Рис. 3. Уровни отдельных составляющих спектра колебательной скорости двигателя (а) и коробки передач (б) легкового автомобиля с дизелем № 3 (точки 1 и 2; полная нагрузка; стенд с беговыми барабанами; третья передача)

рабочего процесса в одном цилиндре четырехтактного двигателя, проявляется эта частота в спектре вибраций в точках 3 и 4 в наибольшей степени потому, что цилиндры дизелей воздушного охлаждения № 1 и № 2 имеют индивидуальные головки. В этом случае становится ясным увеличение уровня этой составляющей при полной нагрузке по сравнению с холостым ходом дизеля. Наличие интенсивных составляющих в спектре вибраций с частотой $0.5f$ крайне нежелательно из-за резонансных явлений, когда происходит совпадение частоты $0.5f$ с частотами собственных колебаний силового агрегата на подвеске.

Сравнение вибраций двух двигателей воздушного охлаждения на моторном стенде показало, что уровень вибрации дизеля № 1 оказался большим, чем дизеля № 2 (например, при полной нагрузке и $n = 2800$ мин⁻¹ в точке 3 в 1,75 раза), т. е. виброактивность дизеля с непосредственным впрыском топлива выше, чем вихревакамерного дизеля. Это отразилось и в уровнях шума испытанных двигателей. На номинальном режиме на моторном стенде уровни шума L на расстоянии 0,25 м для дизеля № 1 составили 115 дБ (А), а для дизеля № 2 — 110 дБ (А).

Силовой агрегат с дизелем № 1 испытывали на грузовом автомобиле при двух вариантах четырехпоршневой подвески. На легковом автомобиле силовой агрегат установлен на трех резинометаллических амортизаторах. Кроме того, в подвеске применены два специальных гидравлических амортизатора, которые установлены рядом с передними опорами подвески и соединены с двигателем и кузовом при помощи резиновых элементов. Данные по величинам жесткости резинометаллических амортизаторов подвески силовых агрегатов приведены в табл. 1.

По результатам измерения вибраций автомобиля в точках 1 и 5 можно судить о виброзоляционных свойствах подвески. Из рис. 1 и 2 видно, что наибольшие уровни вибраций кузова легкового автомобиля не превышают 0,5 см/с при $n = 750$ мин⁻¹.

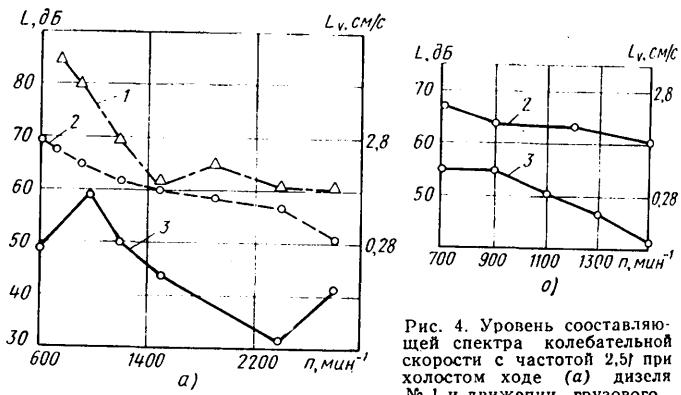


Рис. 4. Уровень составляющей спектра колебательной скорости с частотой $2.5f$ при холостом ходе (а) дизеля № 1 и движении грузового автомобиля на четвертой передаче (б): 1 — двигатель (точка 1) при подвеске варианта № 1; 2 — двигатель (точка 1) при подвеске варианта № 2; 3 — рама (точка 5) при подвеске варианта № 2

Таблица 1

Силовой агрегат	Подвеска	Жесткость в кН/см		
		вертикальное направление	поперечное направление	продольное направление
С дизелем № 1	Вариант № 1	40	25,8	25,8
	Вариант № 2	14,6	5,9	7,0
С дизелем № 3	Серийная	4,85	2,96	5,25

мин⁻¹. Наибольшие вибрации силового агрегата при $n = 750$ мин⁻¹ уменьшаются на кузове в 9 раз (рис. 1—2), что говорит о хороших вибропропагационных свойствах подвески силового агрегата легкового автомобиля. Субъективно вибрации рулевого колеса, крыльев и переднего бампера этого автомобиля ощущаются как заметные, но не беспокоящие, только при $n = 750$ мин⁻¹.

Испытания силового агрегата с дизелями воздушного охлаждения, установленного на подвеске варианта № 1, показали ее неудовлетворительные вибропропагационные свойства, что приводило к повышенным колебаниям, а также высоким уровням внутреннего шума автомобиля. Наибольшие колебания силового агрегата были зарегистрированы в точке 1 при частоте вращения коленчатого вала менее 800 мин⁻¹ (в случае полной нагрузки 40 см/с, при холостом ходе — 25 см/с). С целью снижения вибраций и шума опытного грузового автомобиля силовой агрегат с дизелем № 1 был установлен на более мягкой подвеске (вариант № 2). Внесены изменения в конструкцию и способ установки опор силового агрегата. Углы наклона передних опор были подобраны таким образом, чтобы силовой агрегат совершил менее связанные колебания. Уменьшение жесткости подвески (табл. 1) привело к снижению частот собственных колебаний силового агрегата (табл. 2).

Таблица 2

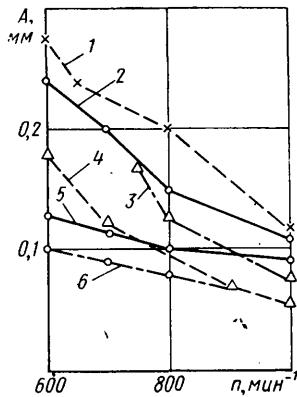
Вариант подвески	Частоты собственных колебаний в Гц					
	f_1	f_2	f_3	f_4	f_5	f_6
№ 1	8,2	8,3	13,7	29,2	15,5	14,5
№ 2	4,8	5,1	8,05	12,1	7,5	7,4

Примечания: 1. $f_1, f_2, f_3, f_4, f_5, f_6$ — частоты собственных колебаний соответственно вдоль продольной, поперечной, вертикальной осей инерции силового агрегата и вокруг этих осей инерции.
2. В знаменателе приведены значения частот, определенные опытным путем на автомобиле.

Снижение частоты собственных колебаний f_4 в 2,34 раза привело к снижению резонансной частоты вращения коленчатого вала дизеля с 720 до 306 мин⁻¹.

На рис. 4 приведены результаты измерения вибраций опытного грузового автомобиля с дизелем № 1 при двух вариантах подвески силового агрегата. В случае применения подвески варианта № 2 на режиме холостого хода дизеля в наибольшей степени по сравнению с подвеской варианта № 1 уменьшаются вибрации силового агрегата при частоте вращения коленчатого вала менее 1500 мин⁻¹, при $n = 750$ мин⁻¹ на 17 дБ (в 7 раз), а при $n = 900$ мин⁻¹ — на 15 дБ (в 5,6 раза). Вибрации автомобиля во время движения на прямой передаче были исследованы в диапазоне невысоких частот вращения коленчатого вала (до 1500 мин⁻¹), когда в наибольшей степени проявляются колебания, вызванные работой двигателя. В спектрах вибраций (точки 1 и 5) при частотах вращения коленчатого вала менее 1500 мин⁻¹, наряду с составляющей, имеющей частоту 2,5 f , выделяются низкочастотные составляющие, вызванные движением автомобиля. Вибропропагацию целесообразно оценивать по разнице уровней составляющей спектра колебательной скорости с частотой 2,5 f в точках 1 и 5; эта разница при опытной подвеске силового агрегата (рис. 4, б) составляет 9—20 дБ, т. е. вибрации рамы уменьшаются по сравнению с вибрациями двигателя в 2,8—10 раз. Из результатов испытаний следует, что уровни составляющих спектра вибраций с частотой f , $2f$ и $5f$ в точках 1 и 5 имеют при движении автомобиля на прямой передаче (700—1500 мин⁻¹) гораздо меньшую интенсивность, чем составляющая спектра с частотой 2,5 f . Таким образом, подвеска силового агрегата (вариант № 2) обеспечивает хорошую вибропропагацию грузового автомобиля.

Рис. 5. Амплитуды колебательных перемещений A двигателей на автомобиле (точка 1, холостой ход):
1 — рядный четырехцилиндровый (карбюраторный); 2 — V-образный шестицилиндровый с углом раз渲а 90° (дизель); 3 — рядный пятнцилиндровый (дизель № 3); 4 — рядный пятнцилиндровый (дизель № 1); 5 — V-образный восьмцилиндровый с углом раз渲а 90°; 6 — рядный шестицилиндровый (карбюраторный)



На рис. 5 сравниваются вибрации двигателей, имеющих различную конструктивную схему. Измерение вибраций проводили на автомобилях. Из приведенных данных следует, что вибрации рядных пятнцилиндровых и V-образных шестицилиндровых с углом раз渲а блока цилиндров, равным 90°.

На грузовом автомобиле шум измеряли в случае установки дизеля № 1 и дизеля № 2. Силовой агрегат с дизелем № 2 был расположен на подвеске (вариант № 1), имеющей неудовлетворительные вибропропагационные свойства. Кроме того, кабина автомобиля не имела шумоизоляции. Силовой агрегат с дизелем № 1 был установлен на подвеске варианта № 2; в кабине на перегородке мотоотсека, на полу и нижней половине задней стенки был применен растительный войлок толщиной 15 мм и резиновый коврик.

Таблица 3

Автомобиль	Дизель	Измеренный уровень внутреннего шума в дБ (А)	Допустимый уровень звука в дБ (А) по ГОСТ 19358—74
Грузовой	№ 2 № 1 № 3	87 82 80	85 85 80
Легковой			

Как следует из табл. 3, благодаря применению более мягкой подвески силового агрегата и шумоизоляции кабины уровень внутреннего шума при разгоне грузового автомобиля с дизелем № 1 по ГОСТ 19358—74 оказался на 5 дБ (А) ниже, чем с дизелем № 2, хотя вибрационная активность и шум дизеля № 2 на моторном стенде были ниже, чем у дизеля № 1. Максимальные уровни шума независимо от скорости движения автомобиля на второй — четвертой передачах соответствуют наибольшей частоте вращения коленчатого вала дизеля и равны 81—82 дБ (А).

Уровни внутреннего шума легкового автомобиля с дизелем № 3, измеренные при интенсивном разгоне на второй передаче, равны 80 дБ (А). При движении с установленной скоростью максимальные уровни внутреннего шума легкового автомобиля не превышают 74 дБ (А).

Рассмотрев результаты проведенного исследования, делаем вывод, что общий уровень колебательной скорости силового агрегата с пятнцилиндровым рядным дизелем предопределяется интенсивностью составляющей, вызванной гармоникой опрокидывающего момента с частотой 2,5 f , и интенсивностью составляющей, обусловленной неуравновешенным моментом сил инерции второго порядка дизеля. Уровень составляющей спектра колебательной скорости, вызванной неуравновешенным моментом сил инерции второго порядка, выше, чем уровень составляющей, вызванной неуравновешенным моментом сил инерции первого порядка. Уровни шума испытанных автомобилей с пятнцилиндровыми дизелями невысокие, они не превышают допустимого уровня звука по ГОСТ 19358—74 (табл. 3).

Подвеску силового агрегата с пятнцилиндровым двигателем следует выбирать таким образом, чтобы иметь прежде всего невысокую частоту собственных колебаний в направлении действия опрокидывающего момента (не выше 12—14 Гц). В этом случае обеспечивается хорошая вибропропагация силового агрегата и невысокие уровни внутреннего шума автомобиля.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Покорный Б. М. Уравновешивание пятнцилиндровых однорядных и десятицилиндровых V-образных двигателей. — Автомобилестроение, 1970, № 3, НИИ Навтпром, с. 74—77.
- Колебания силового агрегата автомобиля / В. Е. Тольский, Л. В. Корчемный, Г. В. Латышев и др. М.: Машиностроение, 1976.

Исследование влияния характеристики гидротрансформатора на тягово-динамические качества и топливную экономичность легкового автомобиля

Ю. К. ЕСЕНОВСКИЙ-ЛАШКОВ, канд. техн. наук С. М. ТРУСОВ, П. И. БАЖЕНОВ, В. Е. РАСКИН
НАМИ

ДЛЯ исследования влияния характеристик гидротрансформатора на тягово-динамические качества и топливную экономичность автомобиля проведены испытания двух гидротрансформаторов, которые устанавливаются в гидромеханической передаче (ГМП) легкового автомобиля с рабочим объемом двигателя 1,2–2 л [1].

Исследованные гидротрансформаторы имели одинаковый активный диаметр 230 мм, установочные и присоединительные размеры, но различные лопастные системы и характеристики. Один из них имел штампованные насосное и турбинное колеса, а реактор литой, другой — все лопастные колеса литые.

Условно обозначим гидротрансформатор со всеми литыми колесами № 1, а со штампованными насосным и турбинным колесами — № 2. Аналогично и автомобили с этими гидротрансформаторами обозначим № 1 и № 2.

Кинематическая схема гидромеханической передачи, в которой используются эти гидротрансформаторы, показана на рис. 1.

Гидротрансформатор № 1 (рис. 2) — трехколесный, комплексный, с насосным колесом центробежного типа, турбинным колесом центро斯特ремительного типа и осевым колесом реактора. Для упрощения технологии литья насосное и турбинное колеса выполнены без внутреннего тора. Его роль выполняет торообразный прилив на реакторе, который с небольшим зазором подходит к торцам лопастей турбинного и насосного колес (см. рис. 2). Особенности конструкции этих лопастных колес позволяют использовать методы литья под давлением. При этом формообразование лопастей осуществляется в результате осевого разъема формы.

Следствием этих особенностей явилось появление следующих дополнительных источников потерь энергии в проточной части гидротрансформатора: перетечки рабочей жидкости в насосной и турбинном колесах с лицевой поверхности лопасти на тыльную, отрыв потока на участках между турбинным колесом и реактором, а также между реактором и насосным колесом ввиду резкого изменения радиуса кривизны на указанных участках рабочей полости (рис. 2).

Гидротрансформатор № 2 — штампованый, также трехколовесный, комплексного типа, спроектированный и изготовленный с учетом требований современной технологии массового производства.

Основные геометрические параметры гидротрансформатора: радиусы входа и выхода венцов лопастей, углы лопастей, углы кручения лопастей, число лопастей выбирались на основе результатов исследований, приведенных в работе [2].

Насосное и турбинное колеса выполнены сборными из штампованных элементов — торов и лопастей, соединенных между собой (рис. 2.6).

Колесо реактора изготовлено литьем. Внутренний тор выполнен штампованным из тонкого листа и сварен встык. Рейтор установлен на неподвижном валу с муфтой свободного хода роликового типа.

Для определения характеристики гидротрансформатора: зависимости полного КПД η , коэффициента трансформации крутящего момента K , коэффициента момента входного звена λ_1 от передаточного отношения i были проведены стендовые испытания гидротрансформаторов.

Испытания проводились на стенде с балансирующим электродвигателем и индукторным тормозом, снабженными весовыми устройствами. Питание гидротрансформатора, как это принято

при стендовых испытаниях, осуществлялось от масляного насоса с приводом от электрического двигателя.

В гидротрансформаторе использовалось масло типа А, температура которого поддерживалась в пределах 90—95°C.

Испытания велись на режиме $M_1 = \text{const}$. Величина нагрузжающего момента $M_1 = 100 \text{ Н}\cdot\text{м}$, что составляло $\sim 0,8 M_{\text{max}}$ двигателя.

Экспериментальные характеристики гидротрансформаторов приведены на рис. 3.

Сравнение характеристик двух гидротрансформаторов показывает, что КПД гидротрансформатора № 2 в зоне передаточных отношений $i=0.4\div 0.8$ на 7—8% выше, чем гидротрансформатора № 1, а максимальный коэффициент трансформации K_0 выше на 18%. На режиме гидромуфты КПД гидротрансформатора № 2 выше на 2—3%.

Полученные безразмерные характеристики гидротрансформаторов № 1 и № 2 были использованы в качестве исходных данных для расчета тягово-динамических показателей и топливной экономичности автомобиля. Кроме этих характеристик для расчета использовались технические параметры автомобиля и гидропередачи, указанные в работах [1, 3].

При этом полная масса автомобиля была принята равной 1430 кг, а номинальная мощность 56,5 кВт при частоте вращения коленчатого вала 5000 мин⁻¹. Гидропередача, кинематическая схема которой приведена на рис. 1, имеет три передачи переднего хода и передачу заднего хода. Порядок включения фрикционных элементов Φ_6 , Φ_1 , Φ_2 , T и передаточные числа, реализуемые в гидромеханической передаче, даны в табл. 1.

Таблица 1

Передачи	Φ_6	Φ_1	Φ_2	T	Переда- точное число в ГМП
Первая	—	+	+	—	2,17
Вторая	+	+	—	—	1,4
Третья	+	—	+	—	1,00
Задний ход	—	+	—	+	2,41
Нейтральное положение	—	—	—	—	—

Расчет тягово-динамических качеств и топливной экономичности автомобиля проводился по методике, приведенной в работе [4]. Некоторые уточнения этой методики обусловлены особенностями кинематической схемы гидропередачи.

На первой передаче вся мощность передается через гидротрансформатор и механический редуктор с передаточным числом $i_1 = 2,17$. При этом включены фрикционны Φ_1 и Φ_2 (рис. 1 и табл. 1). Мощность передается через гидротрансформатор на турбинный вал, далее через шестерни z_1, z_2, z_3, z_4 на фрикцион Φ_2 и выходной вал. При этом ось, на которой расположен блок шестерен $z_2 - z_3$, неподвижна.

Для расчета тяговой и динамической характеристик автомобиля строится график совместной работы двигателя и гидротрансформатора. В правой части графика строится зависи-

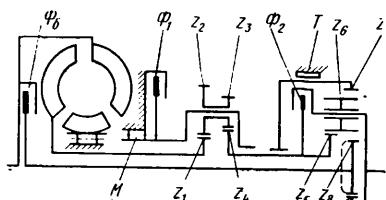


Рис. 1. Кинематическая схема гидропередачи:
 Φ_6 — фрикцион блокировки;
 Φ_1 , Φ_2 — соответственно первый и второй фрикционные;
 \mathcal{T} — ленточный тормоз; M — муфта свободного хода

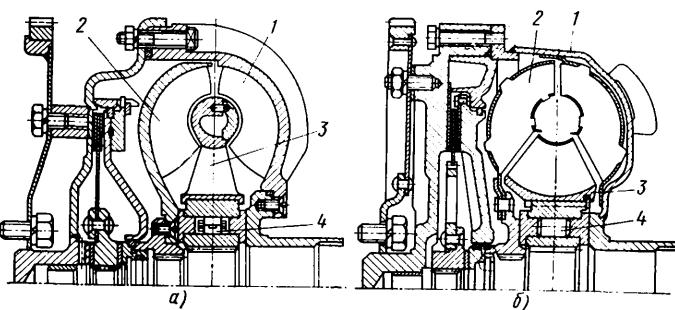


Рис. 2. Конструкции гидротрасформаторов № 1 (а) и № 2 (б):
 1 — насосное колесо; 2 — турбинное колесо; 3 — реактор;
 4 — муфта свободного хода

Рис. 3. Экспериментальные характеристики гидротрансформаторов № 1 (штриховая линия) и № 2 (сплошная линия)

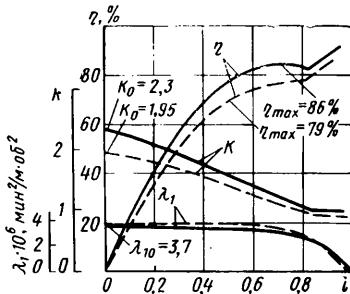
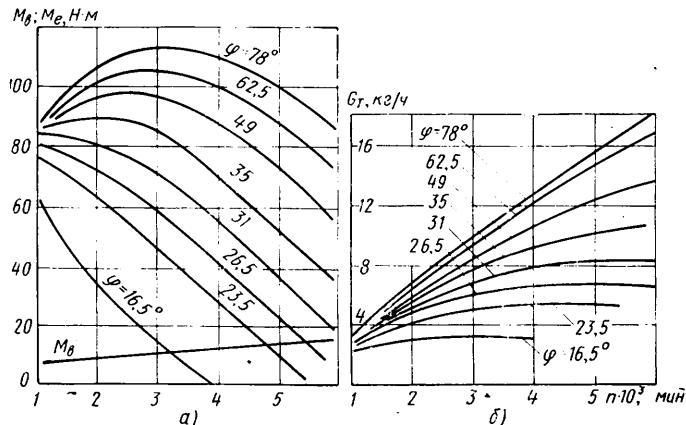


Рис. 4. Внешняя, частичная характеристики автомобиля и изменение момента на привод вспомогательных агрегатов



симость $\lambda_e = f(n_e)$, при этом коэффициент момента двигателя λ_e определяется по формуле $\lambda_e = M_{eu}/n_e^2$, где $M_{eu} = M_e - M_b$ — приведенный момент; M_e — момент двигателя, M_b — момент, затрачиваемый на привод вспомогательных агрегатов, включая передний масляный насос ГМП (рис. 4, а, б).

В левой части графика строится зависимость $\lambda_{gt} = \lambda_1 \rho D_a^5$, где λ_1 — коэффициент момента входного звена гидротрансформатора, ρ — плотность рабочей жидкости, D_a — активный диаметр гидротрансформатора.

Далее, используя условие $\lambda_e = \lambda_{gt}$ и задаваясь передаточным отношением гидротрансформатора i , по кривой $\lambda_e = f(n_e)$ находим зависимость $i = f(n_e)$. Затем, используя внешнюю характеристику двигателя, определяем выходные параметры системы двигатели — гидротрансформатор для каждого значения i :

$$n_2 = n_1 i \quad \text{частота вращения турбинного вала;} \\ M_2 = M_{eu} K \quad \text{момент на турбинном колесе.}$$

Зная выходные параметры системы, можем определить тяговую и динамическую характеристики автомобиля по известным зависимостям [4].

На второй передаче включены фрикционные блокировки Φ_6 и Φ_1 . В результате мощность передается двумя потоками — через гидротрансформатор и механическим путем. В связи с этим для построения графика совместной работы двигателя с гидропередачей предварительно необходимо определить зависимости $K_{\text{пп}} = f(K)$, $i_{\text{пп}} = f(i)$ и $\lambda_{1\text{пп}} = f(\lambda_1)$, где $K_{\text{пп}}$ — коэффициент трансформации двухпоточной ГМП; $i_{\text{пп}}$ — передаточное отношение двухпоточной ГМП; $\lambda_{1\text{пп}}$ — коэффициент момента входного звена двухпоточной ГМП.

Взаимосвязь между указанными параметрами можно установить следующим образом.

Момент, воспринимаемый двигателем, при работе с двухпоточной ГМП

$$M_{1\text{пп}} = M_{\text{г}} + M_{\text{м}},$$

где $M_{\text{м}}$ — момент, передаваемый механическим путем;

$M_{\text{г}}$ — момент, передаваемый гидравлическим путем.

Для определения параметра $\alpha = M_{\text{м}}/M_{\text{г}}$ используем соотношение, определяемое кинематической схемой ГМП (рис. 1):

$$\frac{M_{\text{г}} K i_{\text{пп}} \eta_{\text{гпп}}}{M_{\text{м}} \eta_{\text{мпп}}} = \frac{z^6}{z_8},$$

где $i_{\text{пп}} = 2,17$; $\eta_{\text{гпп}} = 0,96$; $\eta_{\text{мпп}} = 0,99$ — соответственно КПД ГМП в гидравлической и механической ветвях;

z — число зубьев в соответствующих шестернях, при этом $z_1 = 27$; $z_2 = 24$; $z_3 = 16$; $z_4 = 39$; $z_5 = 32$; $z_8 = 28$.

Отсюда $\alpha = 1,841 K$. Момент, воспринимаемый двигателем, можно представить в виде

$$M_{1\text{пп}} = M_{\text{г}} (1 + 1,841 K) = \lambda_1 (1 + 1,841 K) \rho n_1^2 D_a^5.$$

Вологодская областная универсальная научная библиотека

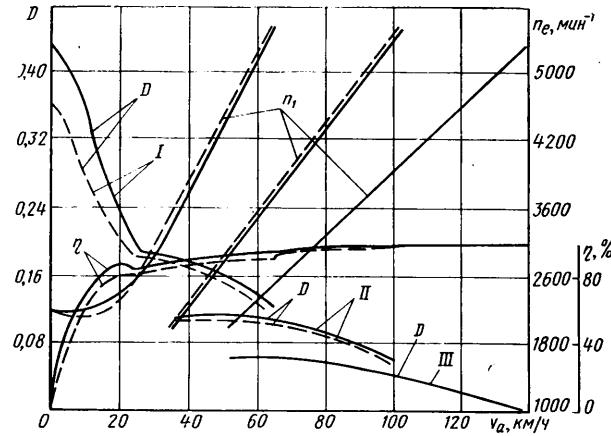


Рис. 5. Динамические характеристики автомобилей № 1 (штриховые линии) и № 2 (сплошные линии):
I—III — включенные передачи

где λ_1 — коэффициент момента входного звена гидротрансформатора, n_1 — частота вращения насосного колеса, ρ — плотность рабочей жидкости, D_a — активный диаметр.

Отсюда $\lambda_{1\text{пп}} = \lambda_1 (1 + 1,841 K)$.

Коэффициент трансформации момента двухпоточной ГМП

$$K_{\text{пп}} = \frac{M_{\text{м}} \eta_{\text{мпп}} + M_{\text{г}} K i_{\text{пп}} \eta_{\text{гпп}}}{M_{\text{м}} + M_{\text{г}}} = \frac{3,906 K}{1 + 1,841 K}.$$

Передаточное отношение двухпоточной ГМП можно определить из уравнения, связывающего частоту вращения ведущего и солнечных шестерен:

$$n_{2\text{пп}} = \frac{n_1}{i_1} \frac{1}{1 + z_8/z_5} + n_1 \frac{1}{1 + z_5/z_8},$$

где $n_{2\text{пп}}$ — частота вращения ведущего колеса; $i_1 = 2,17$.

Отсюда $i_{\text{пп}} = n_{2\text{пп}}/n_1 = 0,246i + 0,467$.

Определив взаимосвязь между параметрами гидротрансформатора и двухпоточной ГМП, можно построить характеристики двухпоточной ГМП $K_{\text{пп}} = f(i_{\text{пп}})$ и $\lambda_{1\text{пп}} = f(i_{\text{пп}})$, а также $\eta_{\text{пп}} = f(i_{\text{пп}})$.

Далее определяем величину $\lambda_{1\text{пп}} = \lambda_{1\text{пп}} D_a^5$. Из условия $\lambda_{1\text{пп}} = \lambda_e$, задаваясь передаточным отношением $i_{\text{пп}}$, по кривой $\lambda_e = f(n_e)$ находим зависимость $i_{\text{пп}} = f(n_e)$. Затем, используя внешнюю характеристику двигателя, определяем выходные параметры системы двигатели — двухпоточная ГМП для каждого значения $i_{\text{пп}}$ и рассчитываем тяговую и динамическую характеристики автомобиля на второй передаче.

На третьей передаче включаются фрикционные Φ_6 и Φ_1 (табл. 1 и рис. 1). При этом гидротрансформатор блокируется и крутящий момент двигателя передается на выходной вал гидропередачи без преобразования, а тяговая и динамическая характеристики автомобиля определяются по общепринятым зависимостям.

На рис. 5 показана динамическая характеристика автомобиля, представляющая зависимость динамического фактора от скорости на первой, второй и третьей передачах, а также изменение КПД гидротрансформатора и частоты вращения вала двигателя. Эти кривые позволяют установить, что на первой передаче автомобиль с гидротрансформатором № 2 имеет более высокое значение динамического фактора D и, следовательно, обладает лучшими тягово-скоростными качествами. На второй передаче гидротрансформатор используется на режиме гидромуфты. Кроме того, на этом режиме часть мощности передается механическим путем. Поэтому разница в величине динамического фактора и КПД составляет 1—2%. На третьей передаче динамические характеристики КПД ГМП автомобилей № 1 и № 2 совпадают.

Расчет показателей разгона автомобиля, так же как и установленного режима, проводился по методике, описанной в работе [4], с учетом кинематических особенностей ГМП. Результаты расчета приведены на графиках, где показаны время и путь разгона и расход топлива при разгоне автомобиля (рис. 6 и табл. 2).

При движении на больших подъемах с большим сопротивлением движению автомобиль с гидротрансформатором № 2 имеет более высокие тягово-скоростные качества и лучшую топливную экономичность.

На рис. 7 показаны зависимости тягово-скоростных качеств и топливной экономичности автомобилей № 1 и № 2 на первой

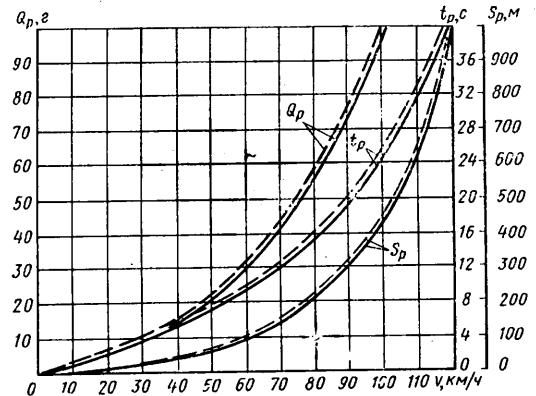


Рис. 6. Характеристики разгона и топливной экономичности автомобилей (штриховые линии — для автомобиля № 1, сплошные линии — для автомобиля № 2)

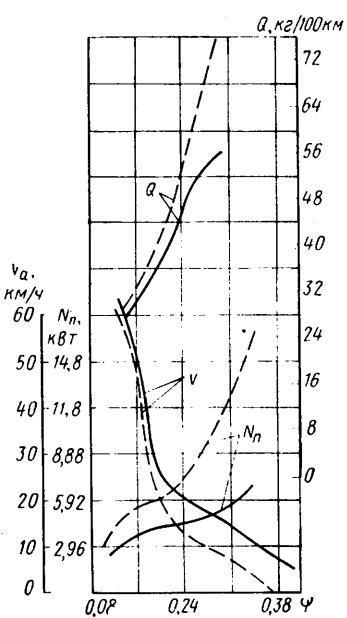


Рис. 7. Влияние коэффициента сопротивления ψ на тягово-скоростные качества и топливную экономичность автомобилей (обозначения кривых те же, что на рис. 5, 6)

передаче от коэффициента сопротивления дороги ψ при работе автомобиля с полной подачей топлива, а также показана зависимость геряемой в гидротрансформаторах мощности. Из графика видно, что при движении автомобиля № 2 со скоростью 50 км/ч по дороге с коэффициентом сопротивления $\psi=0,16$ (угол подъема 8°) расход топлива составляет 29 кг/100 км, а автомобиля № 1 при скорости 47 км/ч расход 30,8 кг/100 км.

При движении автомобиля № 2 со скоростью 17,5 км/ч по дороге с коэффициентом сопротивления $\psi=0,26$ (угол подъема 14°) расход топлива равен 53 кг/100 км, автомобиля № 2 при скорости 11,5 км/ч расход равен 62,6 кг/100 км.

Таким образом, при $\psi=0,16$ автомобиль № 2 имеет скорость на 6,4% выше, а расход топлива на 6% меньше; при $\psi=0,26$ этот автомобиль может иметь скорость на 52% выше, а расход топлива на 18% меньше.

Кроме того, при $\psi=0,26$ потери мощности в гидротрансформаторе № 1 составляют 8,5 кВт, а в гидротрансформаторе № 2 — 4,4 кВт. Благодаря этому в автомобиле № 2 можно уменьшить размеры системы охлаждения.

Результаты сравнения показателей автомобилей с гидротрансформаторами № 1 и № 2, приведенные выше, недостаточно полно отражают эксплуатационные качества автомобиля, поскольку расчет этих параметров проводился из условия работы двигателя при полном открытии дроссельной заслонки, что не вполне соответствует реальным условиям эксплуатации легкового автомобиля. Особенно это относится к движению в городских условиях, когда двигатель работает при частичном открытии дроссельной заслонки и его мощность используется не полностью.

Для сравнения показателей автомобилей, работающих в условиях, близких к городским, можно использовать так называемые циклы движения, т. е. циклы, состоящие из разгона, необходимых переключений передач, установленногося движе-

Таблица 2

Скорость в км/ч	Время t_p в с	Путь S_p в м	Расход топлива Q_p в г
40	5,8/5,3	37,8/33,1	15/14
60	10,1/9,4	96,3/88,8	31/29,2
80	16,4/15,4	218,3/208,3	58,5/56,5
100	25,8/24,5	448,1/431,9	99,5/97,5

Примечание. В числителе приведены данные для автомобиля № 1, в знаменателе — для автомобиля № 2.

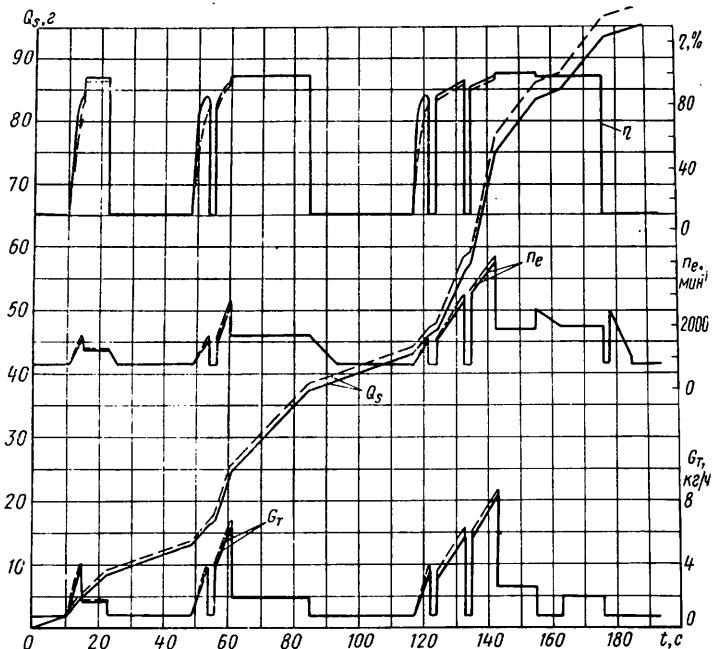


Рис. 8. Изменение путевого и часового расходов топлива, частоты вращения вала двигателя и КПД гидротрансформатора

ния, торможения и стоянки с работающим двигателем. В подобных циклах сравниваемые автомобили работали с равной производительностью, т. е. прошли одинаковый путь за одно и то же время.

Для сравнения показателей легковых автомобилей использовался ездовой цикл, рекомендованный ЕЭК ООН (Правила № 15) и ОСТ 37.001.054—74.

Ездовой цикл делится на три малых цикла, каждый из которых состоит из разгона, установленногося движения и торможения. Циклы разделены участками времени, когда автомобиль стоит (двигатель работает на режиме холостого хода). Время цикла составляет 195 с, в течение которого автомобиль проходит 1013 м. Максимальное ускорение в цикле составляет 1,04 м/с², максимальная скорость 50 км/ч, средняя скорость 18,8 км/ч.

Расчет топливной экономичности автомобиля при движении в цикле сводится к определению расхода топлива на трех режимах: при разгоне, установленномся движении и холостом ходу.

Методика расчета отличается от приведенной выше тем, что для определения показателей системы двигатель — гидротрансформатор кривые $\lambda_e=f(M_{en})$ (безразмерный коэффициент момента двигателя) строятся для всех имеющихся углов открытия дроссельной заслонки двигателя. При этом используются частичные характеристики двигателя (рис. 4).

Для определения расхода топлива при установленномся движении строится график изменения моментов на выходном валу $M_2=f(n_2)$ для каждой частичной характеристики двигателя, на которой наносится кривая момента сопротивления движению автомобиля. По точкам пересечения этой кривой с линиями моментов M_2 находим частоту вращения выходного вала n_2 для каждого нагрузочного режима. Затем, используя график расхода топлива $G_t=f(n_2)$, перестроенного из графика $G_t=f(n_e)$ частичных характеристик двигателя, по заданной скорости автомобиля определяем расход топлива G_t при заданной скорости движения. Путевой расход Q_s при установленномся движении находим, умножив найденную величину G_t на время движения.

Для определения расхода топлива при разгоне строим график изменения ускорений автомобиля $j=f(n_2)$, на который наносим величины заданных ездовым циклом ускорений. По точкам пересечения определяем n_2 и строим кривую расхода при заданных ускорениях $G_t=f(n_2)$. Этот график перестраиваем в зависимости от времени $G_t=f(t)$, затем интегрируем его и получаем путевой расход топлива при разгоне Q_s (рис. 8).

Как видно из графика (рис. 8), основная разница в расходе топлива наблюдается при разгонах, так как при этом гидротрансформаторы работают на режиме трансформации момента, когда их характеристики особенно различаются.

При установленномся движении в этом цикле используются в основном вторая и третья передачи, на которых характери-

стики мало различаются. Это уменьшает разницу в расходе топлива, но несмотря на это она составляет за цикл 0,48 л/100 км, или 3,5%. При этом расход топлива для автомобилей № 1 и № 2 соответственно равен 13,18 и 12,7 л/100 км (при средней скорости цикла 18,8 км/ч).

Можно предположить, что при движении в городских условиях с большими ускорениями, а также при наличии участков дороги с подъемами эта разница будет более значительной, поскольку увеличится время работы гидротрансформатора на режиме трансформации момента.

Имеющиеся экспериментальные данные [3] удовлетворительно согласуются с данными теоретического расчета. Например, до скорости 100 км/ч уменьшение времени разгона автомобиля № 2 составляет 6%. Согласно теоретическим данным этот выигрыш составляет 5,6% (см. ранее).

Расход топлива при движении в городских условиях со средней скоростью $v = 26 \div 27$ км/ч для автомобилей № 1 и № 2 составляет соответственно 13,92 и 13,41 л/100 км, при этом разница составляет 4,2%. Эта величина немного больше той, которая была получена при теоретических расчетах по ездовому циклу, что можно объяснить более интенсивным ис-

пользованием гидротрансформатора при разгоне, поскольку средняя скорость цикла в этом случае выше.

Таким образом, представленные данные свидетельствуют о том, что характеристики гидротрансформатора оказывают влияние на динамические качества и топливную экономичность легкового автомобиля. Это следует учитывать при выборе конструкции гидротрансформатора и его лопастной системы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Есеновский-Лашков Ю. К., Гирицкий О. И., Гау А. Автоматические гидромеханические передачи для малолитражных автомобилей. — Автомобильная промышленность, 1977, № 5, с. 18—21.
2. Трусов С. М. Автомобильные гидротрансформаторы. М.: Машиностроение, 1977, с. 136—147.
3. Гирицкий О. И., Есеновский-Лашков Ю. К., Скоков Е. М. и др. Результаты испытаний автоматической гидромеханической передачи для легковых автомобилей. — Автомобильная промышленность, 1978, № 1, с. 27—31.
4. Мазалов Н. Д., Трусов С. М. Гидромеханические коробки передач. М.: Машиностроение, 1971, с. 111—120.

УДК 629.114.3.073.286

Экспериментальное исследование возможностей повышения топливной экономичности седельного автопоезда

д-р техн. наук М. С. ВЫСОЦКИЙ, канд. техн. наук Ю. Ю. БЕЛЕНЬКИЙ, В. В. ПИСАРЧИК, канд. техн. наук А. Н. ЕВГРАФОВ, Е. Ф. МЕДВЕДЕВ, канд. техн. наук В. В. МОСКОВКИН, д-р техн. наук В. А. ПЕТРУШОВ

Минский автозавод, НАМИ

НАИБОЛЕЕ производительными грузовыми автотранспортными средствами являются магистральные седельные автопоезда повышенной грузоподъемности, движущиеся с высокими скоростями. Это обстоятельство в сочетании со значительными габаритными размерами автопоезда и сложным характером взаимодействия его элементов с воздушной средой делает аэродинамическое сопротивление одной из основных составляющих его сопротивления движению.

На рис. 1 показано полученное экспериментально сопоставление затрат мощности на преодоление трех основных составляющих сопротивления движения седельного автопоезда типа 10×4 полной массой 42 т с дизелем мощностью 281 кВт, оборудованного шинами 320—508 Р при движении по горизонтальному участку цементобетонного шоссе: сопротивления качению, аэродинамического сопротивления и потерь в трансмиссии при различных скоростях движения. При небольших скоростях преобладающим является сопротивление качению; так, при скорости 40 км/ч для данного автопоезда затраты мощности на преодоление сопротивления качению N_f , аэродинамического сопротивления N_w и потерь в трансмиссии N_{tr} соответственно составляют 33, 11 и 6 кВт. Однако при скорости 70 км/ч аэродинамическое сопротивление автопоезда становится сопоставимым с сопротивлением качению, а при $v_a = 80$ км/ч и выше преобладающим над ним. Так, при скорости 90 км/ч затраты мощности N_f , N_w и N_{tr} для данного автопоезда составляют 84, 107 и 27 кВт соответственно. Приведенные данные позволяют считать одним из эффективных путей повышения топливной экономичности седельных автопоездов снижение их аэродинамического сопротивления.

Основными составляющими аэродинамического сопротивления автопоезда являются сопротивление, определяемое суммарной площадью лобовой поверхности автопоезда (лобовое сопротивление), и сопротивление, связанное с наличием обширных зон отрицательных давлений, возникающих сзади кабины и полуприцепа. По данным работы [1], на долю этих двух составляющих приходится около 80% всего аэродинамического сопротивления автопоезда, причем большая часть приходится на лобовое сопротивление. Остальное аэродинамическое сопротивление создают воздушные потоки, взаимодействующие с элементами ходовой части и трансмиссии под

автопоездом, поверхностями кабины и кузова, мелкими выступающими деталями на них и т. д.

В настоящее время ведутся работы, направленные на снижение аэродинамического сопротивления автопоездов путем уменьшения их лобовой площади, упорядочения (ламинаризации) обтекающих их воздушных потоков, устранения зон отрицательных давлений воздуха сзади автопоезда. Одним из направлений этих работ является создание аэродинамических устройств, применение которых на автопоездах позволяет при сравнительно небольших затратах снизить их аэродинамическое сопротивление.

Наибольшее распространение получили щитовые обтекатели, устанавливаемые на крыше кабины тягача под определенным углом наклона. Используются также объемные обтекатели и аэродинамические устройства, устанавливаемые на передней стенке кузова (полуприцепа). Например, вертикальный рассекатель позволяет устранить отрицательные явления, возникающие при боковом ветре, вследствие наличия у седельного автопоезда зазора между кабиной и полуприцепом. Помимо этого разработаны и получают распространение другие аэродинамические устройства [2].

Для оценки эффективности использования аэродинамических устройств применительно к отечественным седельным автопоездам были проведены экспериментальные исследования.

Седельный автопоезд типа 10×4 полной массой 42 т в стандартном исполнении был оборудован различными аэродинамическими устройствами (обтекателями) на крыше кабины и на передней стенке полуприцепа. Расстояние между кабиной тягача и передней стенкой крытого тента полуприцепа составляло 1,12 м. Превышение по высоте полуприцепа над кабиной тягача 0,90 м. Было испытано семь обтекателей на крыше кабины — пять щитовых и два объемных.

Щитовые обтекатели были однотипные и отличались формой поверхности экранов. Конструкция щитовых обтекателей обеспечивала возможность перемещения экранов по крыше кабины относительно ее передней кромки и изменения угла их наклона относительно плоскости крыши кабины. Исследовались щитовые обтекатели с различными экранами — плоским, плоским с закругленными краями, выпуклым цилиндрическим, вогнутым цилиндрическим, выпуклым сферическим. Все экраны имели одинаковые габаритные размеры: ширину 1,8 м, высоту 0,9 м.

Кроме того, были испытаны объемные обтекатели типа «Драгфойлер» (США) [2] и «Призма». Вогнуто-выпуклый обтекатель типа «Драгфойлер» имел высоту 1 м, длину 1,1 м, ширину передней части 0,9 м, задней 1,8 м, выпуклый обтекатель имел высоту 1 м, длину 1,2 м, ширину 2 м.

Объемные обтекатели исследовались в одном положении на

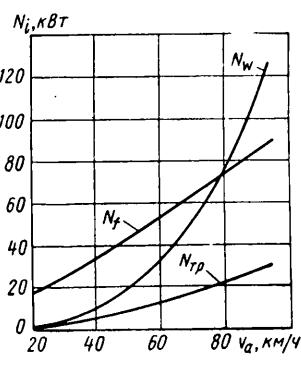


Рис. 1

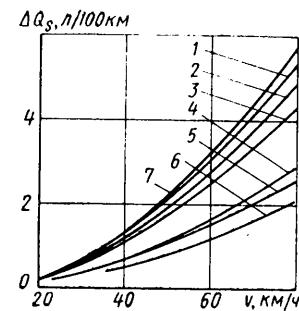
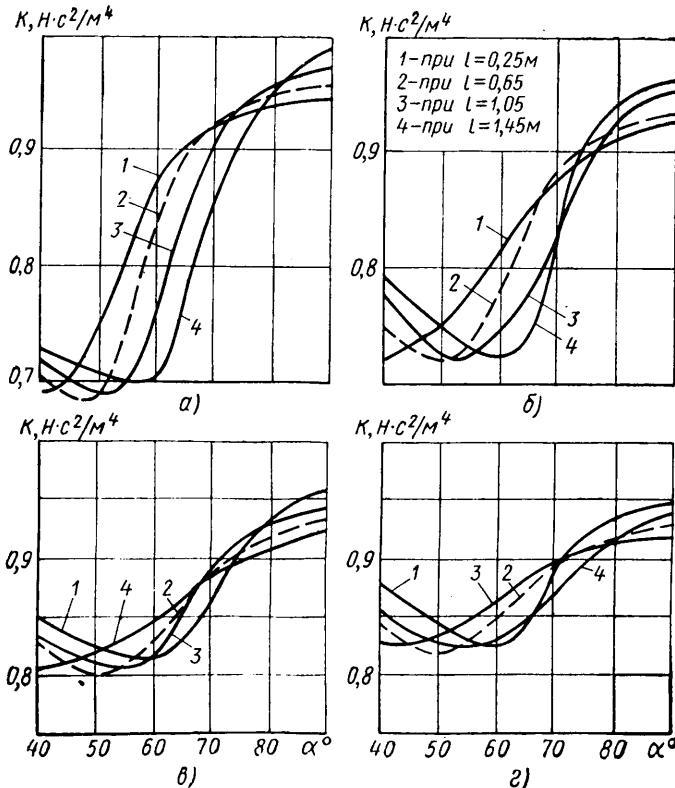


Рис. 4

◀ Рис. 2 ▶ Рис. 3

На эффективность работы щитового обтекателя оказывает влияние размещение его по длине кабины, однако степень влияния этого конструктивного параметра значительно ниже, чем угла наклона обтекателя. Исследования позволили оптимизировать применительно к данному автопоезду два рассмотренных выше конструктивных параметра щитовых обтекателей — угол их наклона α и расстояние до передней части кабины l . Установлено, что для четырех исследованных щитовых обтекателей оптимальными с точки зрения снижения аэродинамического сопротивления являются следующие значения: $\alpha = 50^\circ$; $l = 0,65$ м.

С учетом проведенных ранее исследований [3] можно рекомендовать в качестве оптимальных следующие габаритные размеры экрана щитовых обтекателей для автопоездов пристенного и седельного типов размерности МАЗ: ширину 1,5—1,8 м; высоту 0,7—0,8 м. Большие значения предпочтительнее использовать применительно к выпуклым обтекателям.

Ниже приведены полученные экспериментально значения коэффициента сопротивления воздуха K для стандартного автопоезда и оборудованного испытывавшимся лобовыми обтекателями на крыше кабины. Значения коэффициента K для щитовых обтекателей приведены при оптимальных для них $\alpha = 50^\circ$ и $l = 0,65$ м.

	K
Стандартный автопоезд	0,092
Автопоезд, оборудованный щитовым обтекателем:	
плоским	0,08
плоским с закругленными боковинами	0,082
выпуклым	0,072
вогнутым	0,068
сферическим	0,066
Автопоезд, оборудованный объемным обтекателем типа:	
«Драгфойлер»	0,071
«Призма»	0,078

Приведенные значения K определены для площади лобового сопротивления, полученной умножением колеи автопоезда на его высоту.

Таким образом, из числа исследованных лобовых обтекателей лучшим является сферический щитовой обтекатель. Он обеспечивает снижение аэродинамического сопротивления седельного автопоезда на 28%. Использование вогнутого, выпуклого, плоского, плоского с закругленными боковинами щитовых обтекателей и объемных типа «Драгфойлер» и «Призма» позволяет снизить аэродинамическое сопротивление исследованного седельного автопоезда на 26, 21, 13, 12, 23 и 15% соответственно.

Снижение затрат мощности на преодоление аэродинамического сопротивления исследованного седельного автопоезда, достигаемое за счет установки на крыше кабины тягача различных лобовых обтекателей при скорости 80 км/ч, следующее: с щитовым сферическим 19 кВт, вогнутым 18 кВт, типа «Драгфойлер» 17 кВт, щитовым выпуклым 15 кВт, типа «Призма» 10 кВт, щитовым плоским 9 кВт, щитовым плоским с закругленными боковинами 8 кВт. Наибольшее снижение затрат мощности на преодоление аэродинамического сопротивления обеспечивает щитовой сферический обтекатель.

Для оценки эффективности снижения расхода топлива автопоезда за счет использования аэродинамических устройств на динамометрической дороге автополигона НАМИ были сняты дорожные экономические характеристики стандартного автопоезда и оборудованного обтекателями. Щитовые обтекатели были установлены при оптимальных для них углах наклона и месте расположения по длине кабины.

На рис. 3 показана экономия топлива ΔQ_s , достигаемая за счет использования на автопоезде лобовых обтекателей, при различных скоростях движения. Установка щитовых сферического, вогнутого 1, выпуклого 3, плоского 5, плоского с закругленными боковинами 6, объемных типа «Драгфойлер» 2 и «Призма» 4 и сферического 7 обтекателей на крыше кабины позволяет снизить расход топлива автопоезда при скорости

40 км/ч на 1,3; 1,1: 0,7; 0,5 и 1,2; 0,7; 1,3 л/100 км, а при скорости 80 км/ч на 5,3; 4,4; 2,6; 2,1 и 4,9; 2,9; 5,7 л/100 км соответственно.

Ниже приведены данные по экономии топлива за счет установки аэродинамических устройств, полученные в результате заездов автопоезда по скоростной дороге автополигона НАМИ (по 100 км с каждым из обтекателей) при слабом (до 2 м/с) ветре и эксплуатационных заездов по шоссе со скоростью <70 км/ч при встречном ветре 5—7 м/с.

Тип обтекателя	Снижение расхода топлива в %
Плоский щитовой	2,2
Плоский щитовой с закругленными боковинами	1,7
Выпуклый щитовой	3,6
Выпуклый щитовой*	4,0
Сферический щитовой с рассекателем на полуприцепе*	4,5
Сферический щитовой*	5,3
Объемный типа «Драгфайлер»	3,1
Объемный типа «Призма»	1,3

* С данными обтекателями производились эксплуатационные заезды на шоссе, с остальными обтекателями — заезды по скоростной дороге автополигона НАМИ.

По сравнению с результатами лабораторно-дорожных исследований данные по экономии топлива получились заниженными, что объясняется влиянием бокового ветра, а также неустановившихся режимов движения.

В ходе эксплуатационных заездов автопоезда с вогнутым щитовым обтекателем была оценена эффективность использования вертикального рассекателя, установленного на передней стенке полуприцепа. Выполненные исследования свидетельствуют о том, что при боковом ветре силой 4—5 м/с рассекатель обеспечивает дополнительное снижение расхода топлива на 1,3% при скорости движения автопоезда 70 км/ч.

Для оценки степени влияния лобового обтекателя на динамические и скоростные качества автопоезда были получены кривые (рис. 4) разгона стандартного (кривая 1) автопоезда (полномассой 42 т) и оборудованного вогнутым щитовым

обтекателем (кривая 2) на прямой передаче по цементобетонному шоссе с начальной скорости 30 км/ч. Преимущество, достигаемое за счет использования обтекателя, становится заметным при скорости около 50 км/ч, вследствие снижения аэродинамического сопротивления автопоезд начинает разгоняться быстрее.

Таким образом, выполненные исследования показывают, что аэродинамические устройства, установленные на крыше кабины и передней стенке полуприцепа, позволяют снизить аэродинамическое сопротивление автопоезда и повысить его топливную экономичность. Щитовой обтекатель при правильно выбранных оптимальных для данного автопоезда размерах, углы его наклона и место расположения по длине кабины по эффективности не уступает объемному. Применительно к исследованному седельному автопоезду оптимальными конструктивными параметрами щитового обтекателя являются: ширина 1,8 м, высота 0,8 м, угол наклона 50°.

Наиболее эффективным из числа исследованных является щитовой сферический обтекатель, использование которого позволило снизить расход топлива автопоезда на 4,5%.

Применение вертикального рассекателя, устанавливаемого на передней стенке полуприцепа, позволяет дополнительно снизить расход топлива автопоезда на 1,3%.

Использование на седельном автопоезде лобового обтекателя на крыше кабины позволяет повысить его динамические качества

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. «Motor Truck». 1976, Vol. 43, № 9, с. 20—30.
2. Московкин В. В., Евграфов А. Н., Петрушов В. А. Аэродинамическое сопротивление грузовых автомобилей и автопоездов и его влияние на топливную экономичность. М.: НИИАвтотпром, 1973.
3. Евграфов А. Н., Медведев Е. Ф., Московкин В. В., Петрушов В. А. Возможности повышения топливной экономичности грузового автомобиля за счет использования лобового аэродинамического обтекателя. — Автомобильная промышленность, № 3, 1978, с. 7—9.

УДК 629.113.011.5:001.24

Выбор толщин тонколистовой стали кузовных деталей

Канд. техн. наук Г. М. БАГРОВ

Завод-втуз при Московском автозаводе им. И. А. Лихачева

Разница в изменении толщин тонколистового проката для отдельных идентичных элементов частей корпусов исследованных автомобилей составляет: для всех панелей 0,13 см, для внутренних элементов 0,09 см, для усилителей 0,11 см.

Таким образом, разница в толщинах тонколистового стального проката, идущего на изготовление идентичных элементов частей корпусов кузовов, в отдельных случаях значительно выше абсолютного минимального значения толщин. Однако нельзя, чтобы материал имел одну и ту же толщину при изготовлении идентичных элементов частей корпусов кузовов (это и невозможно), так как различны компоновка автомобилей, силовые схемы и размеры, а также технология изготовления, условия эксплуатации и др. Правильный выбор толщин листового проката оказывает влияние на массу кузовных деталей. Выбор оптимальной толщины листового проката сопряжен с рядом трудностей, так как приходится учитывать влияние таких факторов, как формообразование, конструкция кузова, технология изготовления, условия эксплуатации.

Некоторые фирмы (Хонда, Пежо) штампуют внутренние элементы частей корпусов кузовов из заготовок, состоящих из отдельных участков, различной толщины. Толщины листа выбирают с учетом нагруженности той или иной части корпуса кузова. Так, например, внутренняя панель боковины корпуса автомобиля Хонда 360/600 (рис. 1) изготавливается из пяти отдельных участков, соединенных между собой стыковой сваркой (штриховые линии). Применение стыковой сварки вместо свар-

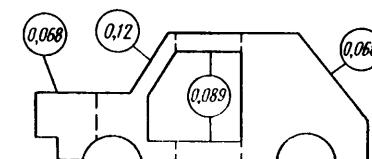


Рис. 1. Составная внутренняя панель боковины (в раскрытом виде) корпуса кузова легкового автомобиля (в кружках указаны толщины в см)

С УВЕЛИЧЕНИЕМ выпуска автомобилей все острее становится вопрос об их металлоемкости. Большая доля металла приходится в основном на цельнометаллические кузова автомобилей.

Толщины основных элементов частей корпусов кузовов ряда легковых автомобилей приведены в таблице. Легковые автомобили разделены на три группы: первая — пятидверные, вторая — четырехдверные, третья — двух-, трехдверные. Для толщины панели боковины учитывали наружные части передних, центральных задних стоек, основания и задних крыльев. Толщины измеряли с использованием переносного радиоизотопного толщиномера ТОР-1 с точностью $\pm 0,005$ см. Такая точность соответствует фактическому состоянию толщин изготавливаемых деталей корпуса кузова.

Для отдельных панелей корпусов кузовов исследованных автомобилей использованы следующие конкретные значения толщин тонколистовой стали (в см):

- 1) панель крыши — 0,07, 0,08, 0,09, 0,1;
- 2) панель пола — 0,08, 0,09, 0,1;
- 3) панель боковины — 0,06, 0,07, 0,08, 0,09, 0,1, 0,12, 0,15, 0,2;
- 4) панель заднего крыла — 0,07, 0,08, 0,09, 0,1.

Для отдельных функциональных частей корпусов кузовов исследованных автомобилей толщины тонколистовой стали находятся в следующих диапазонах: лонжерон подмоторной рамы — 0,09—0,02 (0,3) см; элементы проема ветрового окна — 0,06—0,12 см; элементы проема заднего окна — 0,06—0,12 см; элементы внутренних частей центральных стоек — 0,07—0,15 см.

Общий диапазон изменения толщин — 0,06—0,2 (0,3) см (в скобках указаны толщины для автомобиля ГАЗ-24).

Представляет интерес фактический ряд конкретных значений толщин тонколистового металла, идущего на изготовление элементов различных частей корпусов всех исследованных автомобилей. Этот ряд включает следующие толщины (в см): 0,06, 0,07, 0,08, 0,09, 0,1, 0,12, 0,15, 0,2 (0,3).

* Зак. 217

Марка автомобиля	Панели					Лонжерон подмоторной рамы и усилия передних брызговиков	Элементы		
	крыши	пола	боковины	задне-го крыла	переднего брызговика		проемов ветрового окна, дверных проемов	проема задне-го окна и дверных проемов	внутренней части центральной стойки
Первая группа									
Рено 16TS	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,12	0,07; 0,09	0,08	0,08
Фольксваген Пассат	0,08	0,08	0,08; 0,09; 0,12	0,08	0,08	0,12	0,08	0,07; 0,08	0,1
Фольксваген Гольф	0,08	0,09	0,08; 0,09	0,08	0,08	0,1	0,08	0,08	0,08
Рено 14	0,08	0,09	0,06; 0,08; 0,1	0,07	0,08	0,09	0,06	0,08	0,08
ВАЗ-2102	0,09	0,08	0,07; 0,08; 0,09; 0,15	0,07	0,08	0,12	0,09; 0,1	0,08	0,09
ГАЗ-2402	0,09	0,1	0,1; 0,12	0,09	0,1	0,2; 0,3	0,1	0,12	0,1
Симка 1307	0,08	0,08;	0,08; 0,12	0,08	0,1	0,12	0,09	0,08; 0,1	0,08
«Москвич-2137»	0,09	0,09	0,08; 0,09	0,08	0,1	0,2	0,08; 0,1	0,08; 0,09	0,1
Вторая группа									
НСУ Ro-80	0,08	0,08	0,08; 0,2	0,07	0,08	0,15	0,08	0,08	0,15
Форд-Эскорт	0,09	0,1	0,09	0,09	0,09	0,2	0,09; 0,12	0,12	0,12
Опель Кадетт	0,08	0,09	0,09	0,08	0,09	0,2	0,09	0,09	0,09
Пежо-504	0,08	0,08	0,08; 0,1	0,08	0,12	0,12	0,08	0,1	0,08
ВАЗ-2101	0,09	0,08	0,08; 0,09; 0,15	0,07	0,08	0,12	—	0,07; 0,08	0,09
Ауди-100 GL	0,08	0,09	0,08; 0,09	0,08	0,1	0,18	0,09	0,08	0,08
Альфа-Ремео Альфетта	0,08	0,09	0,08; 0,09	0,08	—	—	0,08	0,08	0,08
Ситроен GS	0,07	0,09	0,07; 0,08	0,08	0,1	0,1	0,08	0,08	0,08
Пежо-204	0,09	0,08	0,08; 0,1	—	0,09	0,12	0,06	0,08	0,08
Рено 30TS	0,1	0,1	0,1; 0,12	0,09	0,15	0,18	0,09; 0,12	0,08; 0,2	0,09; 0,15
Волво-244 GL	0,08	0,1	0,08; 0,1	0,08	0,08	0,2	0,08	0,07	0,08
ГАЗ-2401	0,09	0,1	0,99; 0,12	0,09	0,1	0,2; 0,3	—	0,09; 0,1	0,1
Хонда Цивик CVCC 1500	0,07	0,08	0,07; 0,1	0,07	0,07	0,12	0,07	0,07; 0,1	0,07
«Москвич-2140»	0,09	0,09	0,08; 0,09	0,08	0,1	0,2	—	0,08	0,1
Сааб-99E	0,09	0,1	0,1; 0,12; 0,15	0,1	0,12	0,2	0,1	0,12	0,12
Третья группа									
Шевроле Вега 2300	0,08	0,1	0,08; 0,12	0,08	0,1	0,2	0,08	0,08	0,15
Тойота Кэролла 1600	0,1	0,09	0,08; 0,09; 0,1; 0,15	—	0,08	0,12	0,12	0,07	0,08
BMW 316	0,09	0,1	0,09; 0,1	0,1	0,12	0,2	0,09	0,09	0,12
Шевроле Шеветте	0,08	0,1	0,09	0,09	0,1	0,2	0,09; 0,1	0,08	0,09
ЗАЗ-968А	0,07	0,08	0,07	0,07	0,08	—	0,07; 0,08	0,07; 0,09	0,09
Опель Аскона	0,07	0,08	0,09; 0,08; 0,1	0,1	0,08	0,15	0,08; 0,1	0,08	0,08
Фiat-127	0,07	0,08	0,08	—	—	—	0,08	0,08	0,07
Форд-Фиеста	0,08	0,1	0,09; 0,1	0,1	0,1	0,12	0,08; 0,1	0,08	0,08
ЗАЗ-965	0,07	0,09	0,07	0,07	0,08	—	0,07; 0,08	0,07; 0,09	0,09

ки внахлестку в случае использования более мелких штамповок позволяет получить ровную поверхность штампаемой детали. Такой способ изготовления кузовных деталей способствует уменьшению массы кузова.

Толщина листового материала, по мнению конструктора, должна быть рассчитана на то, чтобы получаемая деталь обладала необходимой прочностью, жесткостью и устойчивостью при эксплуатации. С точки зрения технолога выбранная толщина материала должна соответствовать технологии изготовления кузовной детали.

При создании детали, обладающей прочностью, жесткостью и устойчивостью, необходимо определить такое распределение материала в элементах конструкции, которое обеспечило бы наименьшую массу кузова во время передачи заданных внешних нагрузок. Это является задачей оптимального проектирования конструкции.

Процесс выбора необходимых толщин тонколистового проката при проектировании кузовов можно разделить на несколько этапов:

1) при эскизной проработке, когда во время проведения компоновочных работ выявляются конфигурации отдельных элементов кузова;

2) при выборе окончательного варианта конструкции, когда толщины корректируются с учетом проведения расчетов кузова на действие различных нагрузок;

3) при окончательном корректировании толщин после проведения испытаний образцов кузовов в металле, когда помимо технологических и конструктивных требований можно более полно учесть эксплуатационные требования.

Рассмотрим вопросы определения толщин листового проката на эскизной стадии проектирования, когда выбирают основные размеры и конструктивное исполнение отдельных узлов кузова. Это связано с внедрением в практику проектирования расчетных методов, так как имеется возможность обосновать выбор толщины на основании совокупности действующих нагрузок.

При различных эксплуатационных и аварийных нагрузках, действующих на автомобиль, силовые элементы корпуса кузова (рамы) находятся в сложных условиях нагружения, изгиба в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, действия продольной и поперечных сил и кручения. Вследствие этого при выборе толщин необходимо знать действующие усилия и рассматривать их влияние отдельно. Эти вопросы достаточно

сложны и связаны с проведением расчетов кузовов на различные внешние нагрузки.

Вместе с тем можно проследить влияние изменения толщины кузовных деталей при эскизном этапе проектирования, когда выбираются конфигурации и габаритные размеры поперечных сечений основных элементов проектируемого кузова. Для этого выберем такие элементы кузова, как крыша или основание, которые обладают наибольшей металлоемкостью и сложностью поперечных сечений из всех частей корпуса кузова.

Рассмотрим два стержня-оболочки с идеализированным поперечным сечением (рис. 2, а) и с поперечным сечением реальной конструкции (рис. 2, б). Геометрические характеристики идеализированного сечения подобраны примерно одинаковыми с геометрическими характеристиками действительного сечения. Предположим, что стержни-оболочки обладают недеформируемым контуром поперечного сечения. Это обеспечивается соответствующим конструктивным оформлением — постановкой диафрагм и поперечин. Подобные пространственные стержни-оболочки могут испытывать продольные деформации не только вследствие сжатия и изгиба, но и вследствие закручивания. Явления кручения и связанные с ними дополнительные напряжения значительно влияют на прочность, жесткость и устойчивость стержней-оболочек.

Для стержня-оболочки с идеализированным поперечным сечением рассмотрим одновременное изменение толщин всех элементов поперечного сечения при $\delta = 0,04 \div 0,2$ см. Для стержня-оболочки с поперечным сечением реальной конструкции рассмотрим реальные изменения толщин последовательно для участков 01 и 12 при $\delta = 0,06 \div 0,15$ см.

Напряжения изгиба и кручения определяют соответственно по зависимостям:

$$\sigma_x = \frac{M_x}{J_x} y; \quad \sigma_y = \frac{M_y}{J_y} x; \quad \sigma_\omega = \frac{B_\omega}{J_\omega} \omega.$$

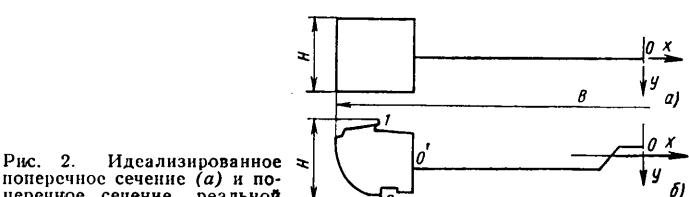


Рис. 2. Идеализированное поперечное сечение (а) и поперечное сечение реальной конструкции (б).

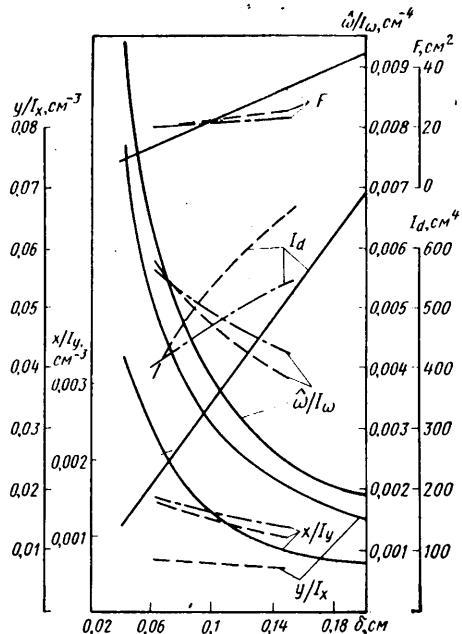


Рис. 3. Изменение исследуемых параметров при изменении толщин (сплошные линии — для идеализированного поперечного сечения; штриховые — для участка $O'1$, штрихпунктирные — для участка $O'2$ поперечного сечения реальной конструкции)

В период эскизного проектирования, когда определяются основные конфигурации поперечных сечений частей корпуса кузова, невозможно конкретно знать значения M_x , M_y , и $B\omega$. Однако, если принять их значения равными единице, то напряженное состояние сечения будет характеризоваться отношениями:

$$\sigma_x = \frac{1}{J_x} y; \quad \sigma_y = \frac{1}{J_y} x; \quad \sigma_\omega = \frac{1}{J_\omega} \omega.$$

На рис. 3 при изменении толщин поперечных сечений представлены зависимости $\frac{x}{J_y}$; $\frac{y}{J_x}$; $\frac{\omega}{J_\omega}$. Кроме того, на рис. 3 показано, как изменяются площади F поперечных сечений и моменты J_d чистого кручения.

По приведенным зависимостям $\frac{x}{J_y}$; $\frac{y}{J_x}$; $\frac{\omega}{J_\omega}$ можно достаточно полно характеризовать степень изменения напряженного состояния. С увеличением толщин напряженное состояние изгиба в двух плоскостях и кручения обоих рассматриваемых поперечных сечений стержней-оболочек уменьшается, так как увеличиваются осевые моменты инерции, секториальный момент инерции и момент чистого кручения. Уменьшение или увеличение в несколько раз момента чистого кручения можно получить, не только изменяя габаритные размеры замкнутых краевых коробок поперечных сечений, но и изменяя толщины элементов.

Приведенные зависимости показывают, что для рассматриваемых поперечных сечений оснований нижние пределы толщин отдельных элементов, исходя из технологических возможностей, составляют 0,07—0,08 см. Площади F поперечных сечений оснований корпусов кузовов рассматриваемого класса автомобилей равны 16,6—32,23 см². Ориентируясь на среднее значение площади поперечного сечения ($F=24,4$ см²), можно установить верхний предел значений толщин элементов поперечного сечения основания. Этот предел равен 0,09—0,1 см, что соответствует значениям толщин элементов оснований корпусов кузовов легковых автомобилей особо малого и малого классов. При рассмотрении поперечных сечений оснований корпусов автомобилей другого класса верхние значения толщин безусловно будут иметь другие пределы.

Для наиболее полной оценки обоснования выбираемых толщин элементов корпуса кузова рассмотрим, как меняются собственные частоты колебаний стержней-оболочек при изменении толщин. Для этого предположим, что рассматриваемые стержни-оболочки шарнирно опираются двумя концами, т. е. их концы закреплены от перемещений в плоскостях поперечных сечений и свободны от нормальных перемещений, вызываемых изгибом и кручением. В этом случае для стержней-оболочки с идеализированным поперечным сечением, когда центр изгиба совпадает с центром тяжести сечения, собственные

нижние тона определяют по формулам: изгибные колебания относительно оси x

$$K_x^2 = \frac{E J_x \lambda_n^4}{J_x \lambda_n^2 + F} \frac{g}{\gamma} \quad (1)$$

и относительно оси y

$$K_y^2 = \frac{E J_y \lambda_n^4}{J_y \lambda_n^2 + F} \frac{g}{\gamma}; \quad (2)$$

крутильные колебания

$$K_\omega^2 = \frac{E J_\omega \lambda_n^4 + G J_d \lambda_n^2}{J_\omega \lambda_n^2 + r^2 F} \frac{g}{\gamma}, \quad (3)$$

$$\text{где } r^2 = a_x^2 + a_y^2 + \frac{J_x + J_y}{F};$$

$$\lambda = \frac{i \pi}{l} \quad (i = 1, 2, 3 \dots) \quad \text{— безразмерный коэффициент.}$$

Приведенные зависимости показывают, что одновременное изменение толщин всех элементов поперечного сечения не приводит к изменению собственных частот низших тонов колебаний. В частности, для рассматриваемого стержня-оболочки длиной $l=180$ см, $K_x=74,1$ Гц, $K_y=1281,5$ Гц, $K_\omega=127,2$ Гц.

Для стержня-оболочки, имеющего в поперечном сечении одну ось симметрии, например $a_x=0$, с целью определения собственных частот колебаний получим систему уравнений

$$E J_x \lambda_n^4 - (J_x \lambda_n^2 + F) \frac{\gamma}{g} K^2 = 0;$$

$$\left| \begin{array}{l} E J_y \lambda_n^2 - (J_y \lambda_n^2 + F) \frac{\gamma}{g} K^2 - \frac{a_y \gamma F}{g} K^2 \\ - \frac{a_y \gamma F}{g} K^2 \quad E J_\omega \lambda_n^4 + G J_d \lambda_n^2 - \\ - (J_\omega \lambda_n^2 + r^2 F) \frac{\gamma}{g} K^2 \end{array} \right| = 0. \quad (4)$$

Первое уравнение дает частоты изгибных колебаний стержня-оболочки в плоскости симметрии Oy . При раскрытии определителя находят два значения частот, соответствующих формам изгибо-крутильных колебаний. Расчеты показали, что собственные частоты колебаний при изменении толщин отдельных элементов поперечного сечения реальной конструкции изменяются очень незначительно. Для рассматриваемого стержня-оболочки $K_x=143 \div 148$ Гц; $K_y=200 \div 209$ Гц; $K_\omega=1292 \div 1362$ Гц.

По выбору толщин элементов рассмотрим вопросы, связанные с устойчивостью стержней-оболочек при действии продольных сил, которые могут возникать при аварийных нагрузках, например фронтальном столкновении автомобилей. В общем случае при винцентровом действии продольной силы устойчивость теряется не только при сжимающей, но и при растягивающей нагрузках, так как при действии растягивающей силы часть сечения может быть скжата. Однако при одном и том же эксцентриситете действие сжимающей силы будет большим.

В общем случае винцентрового действия продольной силы P с координатами приложения e_x и e_y задача определения критических сил при сжатии сводится к решению определителя

$$\left| \begin{array}{ccc} P_y - P & 0 & -P (a_y - e_y) \\ 0 & P_x - P & P (a_x - e_x) \\ -P (a_y - e_y) & P (a_x - e_x) & P_\omega r^2 - P \times \\ & & \times (r^2 + 2 \beta_x e_x + 2 \beta_y e_y) \end{array} \right| = 0, \quad (5)$$

где $P_y = E J_y \lambda^2$ — эйлеровская критическая сила;

$P_\omega = \frac{E J_\omega \lambda^2 + G J_d}{r^2}$ — критическая сила для чисто крутильной формы потери устойчивости;

a_x, a_y — координаты центра изгиба;

$$\beta_x = \frac{u_y}{2 J_x} - a_x; \quad \beta_y = \frac{u_x}{2 J_x} - a_y;$$

$$u_x = \int_F u \rho^2 dF; \quad u_y = \int_F x \rho^2 dF \quad \text{— полярно осевые моменты}$$

инерции.

При центральном сжатии, когда сжимающая сила приложена в совпадающем с центром изгиба (см. рис. 1, а) центре тяжести сечения стержня-оболочки ($a_x = a_y = e_x = e_y = 0$), задача об устойчивости сводится к раскрытию определителя вида

$$\begin{vmatrix} P_y - P & 0 & 0 \\ 0 & P_x - P & 0 \\ 0 & 0 & (P_\omega - P) r^2 \end{vmatrix} = 0. \quad (6)$$

Раскрывая определитель (6), получим характеристическое уравнение

$$(P_y - P)(P_x - P)(P_\omega - P)r^2 = 0. \quad (7)$$

Из этого характеристического уравнения получим три критических значения усилия:

$$\begin{aligned} P_x - P &= 0; & P_x - P_1; \\ P_y - P &= 0; & P_y = P_2; \\ P_\omega - P &= 0; & P_\omega = P_3. \end{aligned} \quad (8)$$

Таким образом, имеем чисто изгибную или чисто крутильную форму потери устойчивости. Из полученных усилий в расчет принимаем наименьшее.

Для стержня-оболочки с поперечным сечением реальной конструкции (см. рис. 1, б), имеющего одну ось симметрии ($a_x = 0$), определение устойчивости сводится к решению задачи

$$\begin{vmatrix} P_x - P & & \\ P_y - P & a_y P & \\ a_y P & r^2 (P_\omega - P) & \end{vmatrix}. \quad (9)$$

Из первого уравнения получим эйлеровскую силу $P_1 = P_x$. Раскрывая определитель, находим две другие критические силы, характеризующие изгибно-крутильную форму потери устойчивости.

Из полученных усилий, подсчитанных по формулам (8) и (9) для рассматриваемых стержней-оболочек, в расчет должно приниматься наименьшее. Расчеты показывают, что для рассматриваемых стержней-оболочек как с идеализированным, так и с поперечным сечением реальной конструкции при изменении толщин критического значения прежде всего достигает усилие P_x . Определенные по этим усилиям напряжения доста-

точно высоки, что свидетельствует о появлении текучести металла прежде, чем произойдет потеря устойчивости. Чтобы проверить, всегда ли усилие, при котором происходит потеря устойчивости, выше усилия, при котором напряжения превышают предел текучести, были рассмотрены стержни-оболочки с идеализированным сечением при изменении высот краевых коробок. Исследования показали, что при небольших значениях высот краевых коробок, когда площадь одной коробки $\Omega \approx 15 \text{ см}^2$, решающее значение оказывает потеря устойчивости, а затем при дальнейшем увеличении высот краевых коробок сначала появляется текучесть материала.

Было рассмотрено также изменение P_x , P_y , P_ω в зависимости от смены длины стержня-оболочки с идеализированным поперечным сечением при всех постоянных других условиях. Длина стержня-оболочки изменялась от 25 до 180 см. Исследования показали, что при различных длинах стержней-оболочек происходит потеря устойчивости изгиба относительно оси x . Чисто крутильной формы потери устойчивости не наблюдалось. Полученные результаты характерны для рамных систем, у которых критические эйлеровские нагрузки заметно выше тех предельных нагрузок, которые вызывают появление текучести материала.

Рассмотренный пример показывает, что подобные исследования по изменению толщин можно отнести ко всем остальным элементам кузова при выборе конфигурации их поперечных сечений.

Проведенные исследования показали, что можно обоснованно определить толщины тонколистового металла кузовных деталей уже в начальной стадии проектирования. Однако для этого необходимо проводить расчет кузова на действие различных внешних нагрузок. Зная совокупность действующих внутренних и внешних нагрузок на отдельные элементы кузова, зависящих также и от окончательного варианта выбранной конструкции, можно путем анализа напряженного состояния этих элементов скорректировать значения толщин.

Исследования показали также, что основную роль с конструкторской точки зрения при выборе толщин кузовных деталей играют обычные внешние эксплуатационные нагрузки. Вместе с тем при действии аварийных нагрузок для отдельных элементов кузовов необходимо определять критические нагрузки и собственные частоты колебаний.

УДК 629.113.001

Влияние микропрофиля дороги на повреждаемость конструкции автомобиля

Канд. техн. наук И. Ф. ДЬЯКОВ

Ульяновский политехнический институт

В РИ динамическом расчете конструкции автомобиля наибольшие трудности вызывает определение нагрузок в деталях при переменном режиме движения, характеризующемся резкими непериодическими изменениями крутящего момента в трансмиссии.

Методы определения расчетных нагрузок и исследования амплитудно-частотных характеристик подрессоренных масс при движении автомобиля по неровностям дороги [1] позволяют обоснованно выбирать параметры подвески, проводить более полные расчеты на прочность, соответствующие фактическим нагрузкам, так как последние определяются не только силами сопротивления движению, но и динамическими характеристиками параметров подрессоренной системы автомобиля. В

этом случае возникает необходимость определения случайной функции микропрофиля дороги и колебаний агрегатов автомобиля.

Получить вероятностные характеристики воздействия дороги на автомобиль, применимые для всех типов дорог, представляется трудность, поэтому условно дороги разбивают на классы в зависимости от средней квадратической высоты неровностей [2]. Измерения микропрофиля дорог показали, что графики нормированных корреляционных функций $\rho(l)$ и $\kappa(l)$ (рис. 1, а, б) можно аппроксимировать более простым и достаточно достоверным выражением

$$\rho(l) = D e^{-\alpha|l|} \left(1 + \alpha l + \frac{1}{3} \alpha^2 l^2 \right),$$

где D — дисперсия случайной величины, равной 1,32 для грунтовой дороги и 3,37 для булыжного шоссе;

α — коэффициент, характеризующий затухание функции, равный $3/l_n$.

l_n — длина волны неровности гармонического профиля дороги.

Длина волны неровности грунтовой дороги (рис. 1, а) составила 4,1 м, булыжной ровного замощения 3 м (рис. 1, б). Частота колеба-

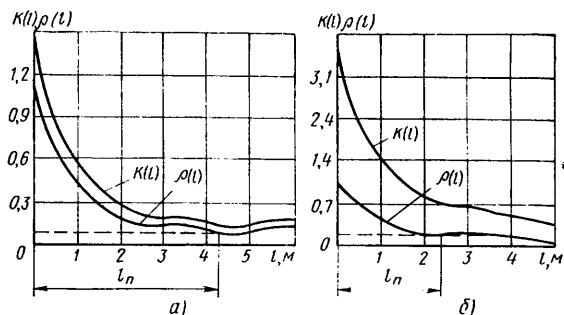


Рис. 1. Зависимость длины волны неровности профиля дороги корреляционной функции центрированных случайных неровностей

Скорость движения в км/ч	Частота в Гц при высоте неровности в см			
	5	10	15	20
10	0,5	1,1	1,5	3,1
20	1,0	2,2	3,6	6,2
30	1,5	3,3	5,4	—
40	2,0	4,4	—	—
50	2,5	5,5	—	—
60	3,0	—	—	—
Резонансная зона				

Рис. 2. Осциллограмма колебаний агрегатов и некоторых параметров автомобиля:
1 — передний мост; 2 — рама;
3 — крутящий момент;
4 — напряжение; 5 — изменение крутящего момента двигателя



Рис. 3. Спектральная плотность относительных перемещений агрегатов:
1 — рама автомобиля; 2 — двигатель

ний автомобиля, база которого соответствовала длине волны, при определенной скорости движения переходила в резонансную зону. В таблице приведены зоны резонансной частоты колебаний рамы автомобиля УАЗ-451Д при движении по неровностям дороги.

Необходимо отметить, что при резонансе системы (двигатель — трансмиссия) напряжения в крепежных ушках картера коробки передач увеличиваются в 3 раза по сравнению со статическими нагрузжениями и составляют 0,58 МПа. Реакции в противоположных опорах равны, но их максимальные значения сдвинуты на четверть фазы. Закручивание рамы между колесами составляет 0,4 угла закручивания на полной ее длине. С увеличением длительности воздействия колебаний наблюдалось усталостное разрушение деталей.

Для определения плотности воздействия нагрузления подпрессоренных масс от неровности дороги использовано соотношение

$$S_{\sigma}(P) = c_{\text{ш}}^2 |w_f(iP)|^2 S_g(\lambda),$$

где $S_{\sigma}(P)$ — спектральная плотность нагружения силовых агрегатов автомобиля;

$c_{\text{ш}}$ — жесткость шин;

$w_f(iP)$ — модуль передаточной функции;

$S_g(\lambda)$ — спектральная плотность воздействия дороги на автомобиль;

$P = \lambda v_a$ — циклическая частота воздействия (v_a — скорость автомобиля);

$\lambda = 2\pi/l_n$ — волновая частота гармонических составляющих.

Путем прямого преобразования корреляционной функции $\rho(l)$ получены спектральные плотности воздействия дороги $S_g(\lambda)$, вычисленные на основе теоремы Винера — Химингина. При расчете спектральной плотности $S_{\sigma}(P)$ передаточная функция рассматривалась в виде отдельного соотношения перемещений в вертикальной плоскости подпрессоренных и неподпрессоренных масс с целью выявления характеристики подвески на возникающие напряжения в корпусных деталях автомобиля. Полученная передаточная функция между воздействием дороги и крутильными колебаниями [3] представляет собой дробно-рациональную функцию переменной (S) , связанной с крутящим моментом двигателя, величина которого изменяется независимо от ровности дороги. В связи с этим более приемлема передаточная функция вида

$$w_f(iP) = \gamma \frac{z_{s_2} - z_{s_1}^2 (k_z + b_1) - b_2 (z_{s_2} - z_{s_1})^2 - S_g(n) k_{z_1}}{z_{s_2} - (z_{s_2} - z_{s_1})^2 (k_{z_1} + b_3) + b_2 (z_{s_2} - z_{s_1})^2},$$

где γ — отношение неподпрессоренных и подпрессоренных масс;

$z_{s_i}(i=1, 2\dots)$ — перемещения масс;

$k_{z_i}(i=1, 2\dots)$ — вертикальная жесткость i -й подвески;

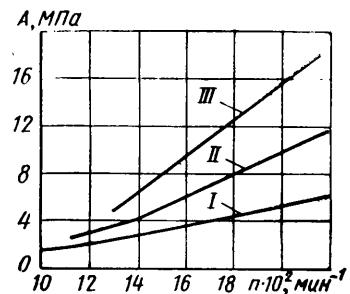
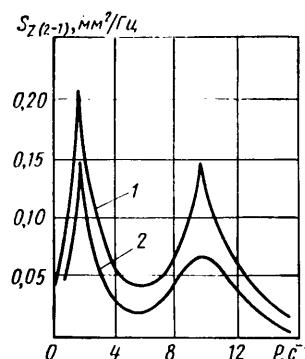


Рис. 4. Изменение амплитуды напряжений в картере маховика при движении автомобиля на I, II, III передачах в зависимости от частоты вращения вала двигателя n

$b_i(i=1, 2\dots)$ — коэффициент сопротивления эластичных элементов подвески.

Данное выражение справедливо для системы колесо — рама автомобиля. Передаточная функция для системы рама — агрегат имеет вид

$$w_{f_1}(iP) = \gamma_1 \frac{z_{s_2} - (z_{s_2} - z_{s_1})^2 (k_{z_2} - b_2)}{z_{s_1}},$$

где γ_1 — отношение масс рамы и двигателя.

Значение спектральной плотности относительных перемещений агрегатов автомобиля, относящихся к массам, расположенным согласно цепной схеме дальше от массы, к которой приложено возмущающее воздействие, интенсивно уменьшается. На рис. 2 показана осциллограмма перемещений подпрессоренных масс автомобиля по неровностям дороги, на основе которых определена спектральная плотность перемещений подпрессоренных масс (рис. 3). С уменьшением значений $w_f(iP)$ от 0,46 до 0,20 напряжения в корпусных деталях снижаются, а плавность хода увеличивается.

Максимальное значение спектральной плотности напряжений достигает при частоте колебаний 2,5—10 Гц. С увеличением скорости движения амплитуда напряжений в корпусных деталях возрастает (рис. 4). Значительное влияние на амплитуду напряжений корпусных деталей оказывает жесткость подвески. При жесткости $k_{z_2} = 125$ кН/см перемещение z_{s_2} составило 2,0 мм, а при 12,50 кН/см оно уменьшилось до 1,4 мм. Следовательно, основным критерием плавности хода автомобиля является передаточная функция, выраженная через энергетические затраты подпрессоренных и неподпрессоренных масс и позволяющая обоснованно подобрать к выбору характеристик демпфирующих устройств и гашению наиболее существенных колебаний, влияющих на напряженность деталей и на срок службы автомобиля.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Островцев А. Н., Трофимов О. Ф., Красиков В. С. Принцип классификации микропрофилей дорог с учетом повреждающего воздействия их на конструкцию автомобиля. — Автомобильная промышленность, 1979, № 1, с. 8—10.

2. Яценко Н. Н., Капанадзе Г. Н., Рыков С. П. и др. Колебания подвески с учетом поглощающей способности шин при случайном возмущении. — Автомобильная промышленность, 1979, № 1, с. 16—19.

3. Шупляков В. С. Колебания и нагруженность трансмиссии автомобиля. М.: Транспорт, 1974, с. 162—175.

УДК 629.113.001.24

Расчет среднеквадратичных значений виброскоростей и ускорений автомобиля в полосах частот для различных типов дорог

В. Я. БАЛАГУЛА, М. М. ГАЙЦГОРИ, Е. Ю. МАЛИНОВСКИЙ
ВНИИСтройдормаш

О ТРАСЛЕВАЯ нормаль ОН 025. 332—69 «Автомобильный подвижной состав. Плавность хода. Методы испытаний» предусматривает в качестве показателей оценки плавности хода автомобилей использовать значения среднеквадратичных ус-

корений автомобилей в диапазоне частот 0,7—22,4 Гц с разбиением на ряд частотных диапазонов. Стандартом ISO 2631-74 «Вибрация, передаваемая человеческому телу» предусматривается оценка плавности хода величинами среднеквадратичных

ускорений в третьоктавных полосах частот. В нормали СН 1102-73 в качестве нормируемого показателя оценки плавности хода автомобиля используются среднеквадратичные значения виброскорости.

ГОСТ 12.1.012-78 «Вибрация. Общие требования безопасности», который вступил в действие с 1 января 1980 г. и заменил нормаль СН 1102-73, предусматривает нормирование вибраций транспортных средств величиной среднеквадратичных значений виброскорости в полосах частот.

Оценка указанных значений виброскоростей и ускорений в полосах частот значительно затрудняет расчеты. Определяемое значение среднеквадратичного ускорения во всей полосе частот не позволяет судить о соответствии автомобиля тем или иным нормам.

Определение уровня колебаний обычно сводится к записи уравнения колебаний автомобиля в линейной или нелинейной форме, записи выражения для спектра дороги, решению уравнения колебаний либо аналитически (в этом случае нелинейные уравнения линеаризуются, подбирается выражение спектра дороги таким образом, чтобы можно было использовать табличные значения интегралов для дробно-рациональных функций), либо путем подбора соответствующего значения формирующего фильтра для получения некоторого сигнала микропрофиля со статистическими свойствами, соответствующими исходному спектру. Такое решение предусматривает обязательное использование вычислительных машин — аналоговых или цифровых. В последнем случае возможна оценка виброскоростей и ускорений в полосах частот. Однако при использовании аналоговых машин требуются полосовые частотные фильтры, что усложняет решение задачи, а при решении на вычислительных машинах необходимо производить специальную обработку данных. Кроме этого, при прямом решении рассматривается некоторая конкретная реализация. Таким образом, оценка показателей плавности хода в полосах частот представляет трудности для произвольной схемы автомобиля. В данной работе рассматривается машинный расчет двухосного «линейного» автомобиля, позволяющий определять среднеквадратичные значения угловых и вертикальных скоростей и ускорений в третьоктавных, октавных полосах частот и во всей полосе частот при движении на различных скоростях по регламентированным типам дорог, в центре тяжести машины, в точках неподпрессоренной и подпрессоренной частей под осями, а также в любых заданных точках подпрессоренной части по длине автомобиля, в том числе и за пределами колесной базы.

Систему уравнений для принятой расчетной схемы автомобиля (см. рисунок) представим в виде [1-3].

$$\begin{array}{|c|c|c|c|} \hline x_{11} & x_{12} & x_1 & x_2 \\ \hline m_{11} S^2 + k_{11} S + c_{11} & m_{13} S^2 & -(k_{11} S + c_{11}) & 0 \\ m_{13} S^2 & m_{12} S^2 + k_{12} S + c_{12} & 0 & M_1 S^2 + (k_{11} + k_{21}) S + \\ & 0 & M_1 S^2 + (k_{11} + k_{21}) S + & + (c_{11} + c_{21}) \\ - (k_{11} S + c_{11}) & 0 & 0 & 0 \\ \hline 0 & - (k_{12} S + c_{12}) & M_2 S^2 + (k_{12} + k_{22}) S + & M_2 S^2 + (k_{12} + k_{22}) S + \\ & & + (c_{12} + c_{22}) & + (c_{12} + c_{22}) \\ \hline \end{array}$$

$$\text{где } m_{11} = M \frac{A^2 + R^2}{(A + B)^2}; \quad m_{12} = M \frac{A^2 + R^2}{(A + B)^2};$$

$$m_{13} = M \frac{AB - R^2}{(A + B)^2}; \quad R^2 = \frac{J}{M}; \quad T = \frac{A + B}{v}; \quad S = j \omega;$$

здесь M — масса автомобиля; J — момент инерции автомобиля относительно поперечной оси, проходящей через центр тяжести (Ц. Т.); m_{12} — неподпрессоренные массы автомобиля; c_{11} , c_{12} — жесткости упругих элементов подвески; c_{21} , c_{22} — жесткости шин; k_{11} , k_{12} — коэффициенты демпфирования упругих элементов; k_{21} , k_{22} — коэффициенты демпфирования шин; q — неровность микропрофиля дороги; x_1 , x_2 , x_{11} , x_{12} — координаты точек автомобиля, относительных которых разрешается уравнение (1); A , B — расстояния от Ц. Т.

Преобразуем систему уравнений (1) к виду

$$\begin{array}{|c|c|c|c|c|} \hline x_{11} & x_{12} & x_1 & x_2 & q \\ \hline D_{11} & D_{12} & D_{13} & 0 & 0 \\ D_{21} & D_{22} & 0 & D_{24} & 0 \\ D_{31} & 0 & D_{33} & 0 & D_{35} \\ 0 & D_{42} & 0 & D_{44} & D_{45} \\ \hline \end{array} \quad (2)$$

Определяем передаточные функции по каждой координате [4]:

$$F_x(S) = \frac{D_x(S)}{D(S)}, \quad (3)$$

где $D(S)$ — главный определятель системы;

$D_x(S)$ — определители, полученные заменой элементов соответствующего столбца главного определятеля столбцом свободных членов.

Определятели $D(S)$ и $D_x(S)$ имеют вид

$$D(S) = -D_{24}^2 (D_{11} D_{33} - D_{13}^2) + D_{44} [D_{33} (D_{33} D_{22} - D_{12}^2) - D_{13}^2 D_{22}];$$

$$D_{x_1}(S) = D_{35} [D_{11} (D_{22} D_{44} - D_{24}^2) - D_{12}^2 D_{44}] - D_{45} D_{13} D_{12} D_{24};$$

$$D_{x_{11}}(S) = -D_{35} D_{13} (D_{22} D_{44} - D_{24}^2) + D_{45} D_{33} D_{12} D_{24};$$

$$D_{x_2}(S) = D_{45} [D_{33} (D_{11} D_{22} - D_{13}^2) - D_{13}^2 D_{22}] - D_{35} D_{13} D_{12} D_{24};$$

$$D_{x_{12}}(S) = -D_{45} D_{24} (D_{11} D_{33} - D_{13}^2) + D_{35} D_{44} D_{12} D_{13}.$$

Для определения передаточных функций любой точки корпуса машины следует выполнить преобразование [4]

$$F_t(S) = \frac{F_{11} S a_t + F_{12} (L - a_t)}{L}, \quad (4)$$

а для определения угловой координаты

$$F_\varphi(S) = \frac{F_{11}(S) - F_{12}(S)}{L}, \quad (5)$$

где $L = A + B$, a_t — расстояние от передней оси.

$$\left. \begin{array}{|c|c|c|} \hline x_2 & q \\ \hline 0 & 0 \\ -(k_{12} S + c_{12}) & 0 \\ 0 & k_{21} S + c_{21} \\ M_2 S^2 + (k_{12} + k_{22}) S + \exp(-TS) (k_{22} S + c_{22}) + (c_{12} + c_{22}) & \\ \hline \end{array} \right\} (1)$$

Для определения среднеквадратичных значений ускорений и скоростей необходимо выполнить следующие преобразования [4]:

$$\sigma_{\ddot{x}} = \sqrt{\sum_{\omega_{\min}}^{\omega_{\max}} S_q(\omega) |F_x(S) S^2|^2 \Delta \omega};$$

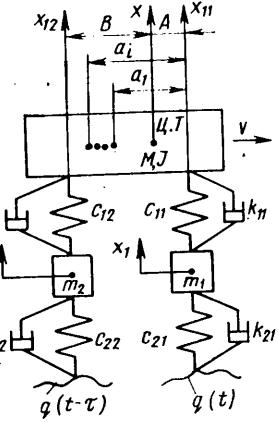
$$\sigma_x = \sqrt{\sum_{\omega_{\min}}^{\omega_{\max}} S_q(\omega) |F_x(S) S|^2 \Delta \omega}, \quad (6)$$

где $F_x(S)$ — передаточные функции, полученные в соответствии с выражением (3); $S_q(\omega)$ — спектральные характеристики микропрофиля дорог;

$\Delta \omega$ — шаг по частоте;

ω_{\min} , ω_{\max} — нижняя и верхняя границы рассматриваемой полосы частот.

Согласно нормам на определение плавного хода предполагается производить испытания автомобилей для пяти типов дорог. Спектральные характеристики дорог зафиксированы в проекте стандарта и представлены в таблице.



Параметры спектров дорог	Тип испытательных участков k				
	I	II	III	IV	V
Диапазон скоростей движения в км/ч	30-100	20-60		10-30	
Ордината спектральной плотности точки перегиба $S(n_0)$ в $\text{м}^2/\text{рад}$	$3,4 \cdot 10^{-4}$	$2,5 \cdot 10^{-6}$	$8,5 \cdot 10^{-5}$	$5,3 \cdot 10^{-4}$	$1,4 \cdot 10^{-6}$
Путевая частота точки перегиба n_0 в $\text{рад}/\text{м}$	0,16	11,8	0,57	1,8	5,3
Показатель степени спектральной плотности w_1	-2,5	-1	-1	1,4	-4
Показатель степени спектральной плотности w_2	-2,5	-2	-3,4	-3	-2
Минимальная путевая частота n в $\text{рад}/\text{м}$	0,16	0,26		0,53	
Среднеквадратичная высота неровностей σ_q в см	0,6	1,1	1,4	2,9	5,0

Типы испытательных участков k (см. таблицу) соответствуют следующим характеристикам дорог: I — ровное цементобетонное шоссе; II — ровная булыжная дорога без выбоин; III — изношенное асфальтобетонное шоссе с выбоинами; IV — булыжник, разбитый в плохом состоянии; V — цементобетонная дорога с микропрофилем разбитой грунтовой дороги.

Характеристики дорог позволяют подобрать формулу для вычисления спектра, которая учитывает тип участка дороги и скорость движения автомобиля:

$$S_{q_k}(\omega) = v^{-[w_k(\omega) + 1]} S_k(n_0) \left[\frac{n_0 k}{\omega} \right]^{-w_k(\omega)}, \quad (7)$$

где v — скорость движения;

k — тип участка дороги; $w_k = w_1$

при $\omega \leq \omega_0$ и $w_k = w_2$ при $\omega > \omega_0$.

Значение ω_0 определяется исходя из минимальной путевой частоты n_0 . Соотношение между длинами неровностей l , скоростью движения v , путевой частоты n имеет вид

$$\omega = v n = v \frac{2 \bar{n}}{l}.$$

Для расчета произвольного двухосного автомобиля была составлена программа, позволяющая определить среднеквадратичные ускорения и скорости как по всей полосе частот, так и в полосах частот в точке крепления сиденья водителя, а также в любых других точках подпрессоренной массы (предусмотрен расчет до десяти точек).

Предусмотрено, кроме этого, получение среднеквадратичных значений ускорений и скоростей для неподпрессоренных масс по всей полосе частот и в третьотавных и октавных полосах частот. Предусмотрено также в соответствии с выражением (3) получать амплитудно-частотные характеристики автомобиля в указанных точках по ускорению и перемещению для разных значений скоростей движения. Для удобства задания исходных данных разработана специальная форма, в которой указывается тип машины; шаг интегрирования $\Delta\omega$; весовые и инерционные характеристики машины; жесткостные и демпфирующие характеристики шин и подвески по осям машины; характеристика дороги либо ее тип (k); начальная скорость движения машины v_{\min} , шаг по скорости Δv ; предельная скорость v_{\max} , для которой необходимо производить вычисление амплитудно-частотной характеристики, вид расчета, высота расположения кресла водителя; количество точек по подпрессоренной массе машины, для которых необходимо производить расчет, координаты этих точек.

Для универсальности программы характеристика дороги может задаваться не только перечисленными типами дорог, но и спектрами, характерными для многих дорожных поверхностей, которые имеют вид

$$S_q(\omega) = \frac{2 \sigma_q^2 \alpha v}{(\alpha v)^2 + \omega^2};$$

$$S_q(\omega) = \sigma_q^2 \frac{\alpha v}{\beta v} \left[\frac{2 \beta v - \omega}{(\alpha v)^2 + (\omega - \beta v)^2} + \frac{2 \beta v + \omega}{(\alpha v)^2 + (\omega + \beta v)^2} \right],$$

где σ_q — средний квадрат возмущающего воздействия;

α, β — коэффициенты, характеризующие частотный состав спектра;

v — скорость движения машины.

Представленный алгоритм и программа позволяют производить оценку уровня колебаний для различных типов дорог и скоростей в соответствии с различными нормативными документами. Аналогичная программа разработана для трехосных машин, имеющих балансир задней оси.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля. М.: Машиностроение, 1972. 392 с.
2. Динамика системы «дорога — автомобиль — водитель». /А. А. Хачатуров и др. М.: Машиностроение, 1976. 535 с.
3. Яценко И. Н., Прутчиков О. К. Плавность хода грузовых автомобилей. М.: Машиностроение, 1969. 220 с.
4. Основы автоматического управления. Под ред. В. С. Пугачева. М.: Наука, 1968. 679 с.

УДК 629.113-592.6

Торможение автомобиля с антиблокировочной системой на дорогах с поперечной неравномерностью коэффициента сцепления

Канд. техн. наук А. А. РЕВИН

Волгоградский политехнический институт

использовалась разработанная автором математическая модель с различными схемами установки антиблокировочных систем [4]. При этом пространственная схема автомобиля представлялась системой подпрессоренных и неподпрессоренных масс, а также масс управляемых колес с учетом упругих и неупругих связей. Моделирование изменения тормозных сил на колесах при работе антиблокировочных систем осуществлялось табличным методом по зонам регулирования в зависимости от параметров систем и структурной схемы по разработанной методике [5].

Экспериментальные автомобили были оборудованы антиблокировочной системой, алгоритм функционирования которой основан на задании постоянной установки по угловому замедлению колеса. На автомобиле УАЗ-451М функционировала гидродинамическая тормозная система, а на автомобиле ИЖ-2125 — гидростатическая, модуляторы которой регулировали давление рабочего тела за счет изменения объема участка гидромагистрали с тормозным цилиндром. В обоих случаях система работала по двухтактному циклу. Благодаря электрогидравлической схеме лабораторий испытания различных вариантов установки антиблокировочной системы на автомобиль проводили методом сравнения состояний.

Комплекс контрольно-измерительной аппаратуры включал в себя датчики контроля протекания рабочих процессов функ-

В О ВРЕМЯ эксплуатации автомобиля возникают дорожные ситуации, требующие экстренного затормаживания его при наличии существующей поперечной неравномерности коэффициента сцепления («микст») [1], которая может быть вызвана как воздействием среды на дорожное полотно, так и следствием эксплуатации дорог: наличием полос наката, замасленных участков и т. п. [2].

Возникающая при этом на колесах бортовая неравномерность реализованных тормозных сил сохраняется в течение всего процесса торможения и является мощным фактором, способствующим нарушению устойчивости автомобиля.

Бортовую неравномерность торможения колес можно также вызвать комплексом причин, определяющих различие в эффективности работы тормозных механизмов автомобиля [3]. Однако изменение природы явления возникновения бортовой неравномерности торможения колес исключает возможность отождествления механизма воздействия и последствий на автомобиль.

Изучение особенностей динамики торможения автомобиля на поверхности типа «микст» проводилось комплексно, т. е. при совместном анализе результатов дорожных испытаний автомобилей УАЗ-451М и ИЖ-2125, оборудованных антиблокировочной системой, и теоретических расчетов на ЭЦВМ. Причем

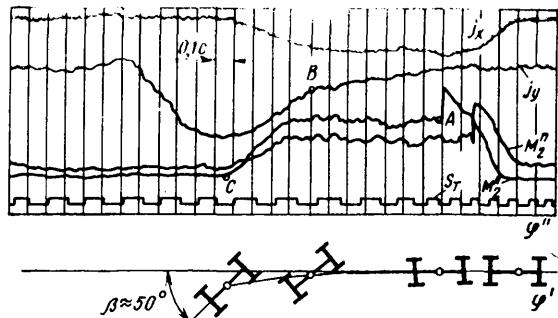


Рис. 1. Процесс торможения автомобиля ИЖ-2125 с блокированными колесами

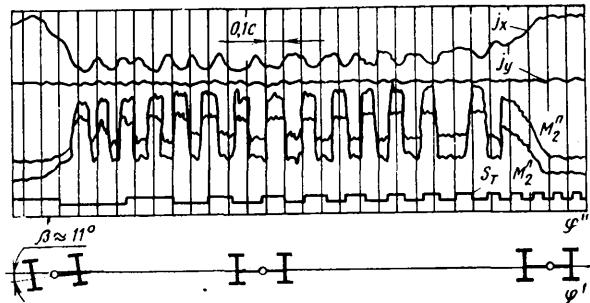


Рис. 2. Процесс торможения автомобиля ИЖ-2125 с антиблокировочной системой на заднем мосту

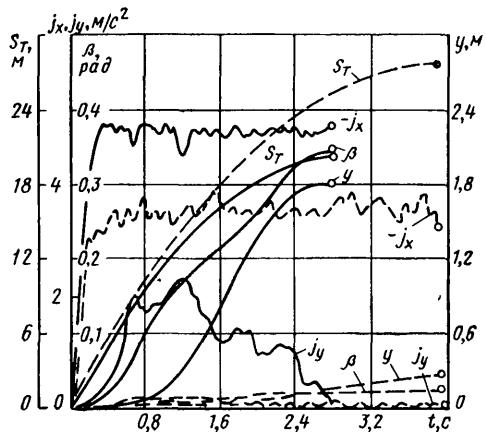


Рис. 3. Динамика изменения параметров при торможении с зависимой и независимой схемами антиблокировочной системы

ционирования антиблокировочной системы, а также определения основных силовых факторов и параметров движения автомобиля: ускорений в трех плоскостях, продольной скорости, пути, угловой скорости центра масс и курсового угла, угла разворота управляемых колес, крена и дифферента кузова, тормозных моментов на колесах. Процессы записывались на осциллограф HO41.М. Боковые отклонения и траектории движения автомобилей регистрировались с помощью ускоренной киносъемки.

Исследования проводили на выбранном участке дороги, начиная со скорости торможения 30 км/ч и с последующим ступенчатым увеличением скорости с шагом 10 км/ч до момента возникновения угрозы поперечного опрокидывания автомобиля.

На рис. 1 представлена осциллограмма процесса торможения автомобиля ИЖ-2125 юзом на поверхности типа «микст» $\varphi'/\varphi'' = 0,72/0,46$ с начальной скорости $v_0 = 50$ км/ч, совмещенная с кинограммой положения кузова. Возникновение и развитие заноса можно проследить по изменению величины бокового ускорения центра масс j_y . После блокирования последнего колеса 'задней оси M_{t2}^n (точка А) начинается прогрессирующий занос заднего моста с увеличением j_y до $6,0 \text{ м/с}^2$. Сопровождающееся при этом снижение продольной составляющей замедления j_x вызвано увеличением курсового угла. Однако полученный в ходе динамической стадии дифферент кузова приводит к более позднему по времени юзу переднего колеса, заторможиваемого на участке с высоким коэффициентом сцепления. Это вызывает разворот управляемых колес в пределах упругости деталей и зазоров рулевого привода, который является дополнительным фактором, способствующим заносу [6].

Боковое смещение колес заднего моста на участок дороги с низкими сцепными свойствами φ'' увеличивает интенсивность заноса (точка В). При этом выход обоих передних колес вследствие криволинейного движения на поверхность с хорошими сцепными свойствами на высоких скоростях торможения может приводить к поперечному опрокидыванию. Так, в точке С водитель был вынужден прервать эксперимент ввиду явной угрозы поперечного опрокидывания. Курсовой угол β в данный момент составлял $50-55^\circ$.

При установке антиблокировочной системы на задний мост протекание процесса резко меняется. Это обусловлено устранением юза задних колес и сохранением ими способности воспринимать боковую составляющую без поперечного скольжения, что препятствует заносу задних колес. На рис. 2 представлена осциллограмма процесса торможения данного автомобиля с зависимой антиблокировочной системой на заднем мосту в тех же условиях, совмещенная с кинограммой заезда. Как видно из схемы, процесс торможения сопровождается постепенным смещением центра масс и ростом курсового угла β , обусловленных действием поворачивающего момента от неравномерности реализованных тормозных сил на передних колесах и уводом заднего моста.

Из осциллограммы видно, что работа зависимой низкопороговой антиблокировочной системы на задних колесах приводит к недоиспользованию сцепных свойств колеса M_{t2}^n , заторможенного на поверхности с коэффициентом φ' , поскольку регулирование ведется по колесу M_{t2}^n на поверхности с меньшими сцепными свойствами φ'' . Это способствует устранению неравномерности среднереализованных тормозных сил на задних колесах:

$$X_{2 \text{ cp}}^n \approx X_{2 \text{ cp}}^n = Z_2^n \varphi'' \xi,$$

где ξ — степень использования максимального коэффициента сцепления при работе антиблокировочной системы;

Z_2^n — нормальная нагрузка на правом заднем колесе.

Применение независимой антиблокировочной системы приводит к полной реализации сцепных свойств обоими колесами:

$$X_{2 \text{ cp}}^n = Z_2^n \varphi' \xi; \quad X_{2 \text{ cp}}^n = Z_2^n \varphi'' \xi.$$

В этом случае на задних колесах действует неравномерность среднереализованных тормозных сил, которая приводит к увеличению суммарного поворачивающего момента, действующего на автомобиль. Следовательно, с одной стороны, независимая антиблокировочная система вызывает повышение эффективности торможения и реализованного замедления j_x , а с другой — увеличение конечного значения курсового угла и бокового смещения центра масс.

Степень влияния структурной схемы антиблокировочной системы на эффективность и устойчивость автомобиля при этом определяется дифферентом кузова в процессе торможения и разгрузкой заднего моста. Различие в эффективности и результирующее отклонение кузова для легковых автомобилей не превышает $10-12\%$.

При использовании антиблокировочной системы на всех колесах появление боковых сил на переднем и заднем мосту вызывает движение их с уводом. Вследствие этого соотношение между углами увода передних и задних колес определит траекторию движения автомобиля.

На рис. 3 сопоставлены два процесса торможения автомобиля УАЗ-451М с антиблокировочной системой, установленной на обоих мостах по зависимой (штриховые линии) и независимой (сплошные линии) схемам в условиях «микст» $\varphi'/\varphi'' = 0,8/0,4$ с начальной скорости $v_0 = 50$ км/ч. Процесс торможения с независимой антиблокировочной системой характеризуется высокой эффективностью, но при значительных конечных отклонениях курсового угла β и смещения центра масс y . Это объясняется реализацией сцепных свойств под колесами каждого из бортов и возникающей вследствие этого неравномерности торможения колес, поворачивающего момента и движения автомобиля с уводом.

Малые отклонения центра масс и курсового угла, возникающие к концу торможения автомобиля с зависимой антиблокировочной системой на обоих мостах, объясняются некоторым различием интегралов реализованных сил на колесах при течении процессов в различных по отношению к критическому проскальзыванию областях и возникающей при этом схемной неравномерности торможения колес [3]. Следовательно, применение низкопорогового варианта зависимой антиблокировочной системы, реагирующей на состояние первого входящего в юз колеса оси, приводит к недоиспользованию сцепных свойств поверхности с высоким φ' и снижению общей эффективности торможения. Применять в условиях «микст» высокопороговый вариант антиблокировочной системы нецелесообразно из-за юза одного из колес.

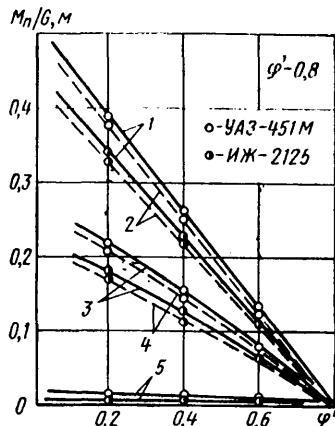


Рис. 4. Изменение относительной величины поворачивающего момента от степени поперечной неравномерности коэффициента сцепления с антиблокировочными системами:

1 — независимой на заднем мосту; 2 — независимой на обоих мостах; 3 — зависимой на заднем мосту; 4 — независимой на передних колесах и зависимой на задних; 5 — зависимой на обоих мостах

Из приведенных результатов видно, что нарушение курсовой устойчивости при торможении автомобиля с различными структурными схемами антиблокировочных систем во многом определяется величиной поворачивающего момента M_n , возникающего от разности среднереализованных тормозных сил по бортам автомобиля. При этом момент M_n зависит от неравномерности коэффициента сцепления, степени автоматизации тормозного привода и основных конструктивных параметров автомобиля.

Для предварительной оценки величины действующего поворачивающего момента M_n на автомобиль во время торможения можно воспользоваться следующими зависимостями, приведенными ниже:

для зависимой антиблокировочной системы, установленной на задние колеса

$$M_n = \frac{0.5 M g (\phi'' \xi_2 h_g + b) q (\phi' - \phi'') B_1}{L + \phi'' \xi_2 h_g - \Phi_{cp} q h_g}; \quad (1)$$

на все колеса

$$M_n \approx 0; \quad (2)$$

для независимой антиблокировочной системы, установленной на задние колеса

$$M_n = 0.5 B (\phi' - \phi'') M g \left[\frac{(\Phi_{cp} \xi_2 h_d + b) (q - \xi_2)}{L - \Phi_{cp} q h_d + \Phi_{cp} \xi_2 h_d} + \xi_2 \right]; \quad (2)$$

на все колеса

$$M_n = 0.5 B (\phi' - \phi'') M g \left[\frac{(\Phi_{cp} \xi_2 h_g + b) (\xi_1 - \xi_2)}{L - \Phi_{cp} \xi_1 h_g + \Phi_{cp} \xi_2 h_g} + \xi_2 \right], \quad (3)$$

где $\Phi_{cp} = 0.5(\phi' + \phi'')$,

M — полная масса автомобиля;

b — расстояние от центра масс до задней оси;

h_g — высота центра масс;

B — колея автомобиля;

L — база автомобиля;

ξ_1 — степень использования максимального коэффициента сцепления при работе антиблокировочной системы на соответствующем мосту;

q — степень падения коэффициента сцепления при юзе;

g — ускорение свободного падения.

При установке антиблокировочных систем на автомобиль по комбинированной схеме — независимая на передних колесах и зависимая на задних — формула для поворачивающего момента имеет вид, идентичный формуле (1) с подстановкой вместо величины q значения ξ_1 .

На рис. 4 показан характер изменения относительной величины поворачивающего момента M_n/Mg от степени поперечной неравномерности коэффициента сцепления ϕ' для автомобилей типа ИЖ-2125 и УАЗ-451М. Приведенные графики свидетельствуют, что величина основного возмущающего фактора, действующего на автомобиль при торможении, определяется схемой установки антиблокировочной системы и степенью автоматизации тормозного привода автомобиля.

Наибольшая величина возмущающего фактора M_n/Mg возникает при использовании независимой схемы антиблокировочной системы (кривые 1 и 2), минимальная — при использовании низкотороговой зависимой антиблокировочной системы на обоих мостах (кривая 5). Это обусловлено положенным в основу работы каждой из схем принципом регулирования. Промежуточные значения занимает комбинированный вариант и установка зависимой антиблокировочной системы только на заднем мосту (кривые 3 и 4). Причем крутизна кривой и значения $M_n = M_n(\phi'/\phi'')$ определяются расположением центра масс и перераспределением нормальных нагрузок при торможении.

На рис. 5 показано изменение величины тормозного пути S_T и курсового угла β при увеличении поперечной неравномерности коэффициента сцепления для автомобиля УАЗ-451М.

Вологодская областная научная библиотека

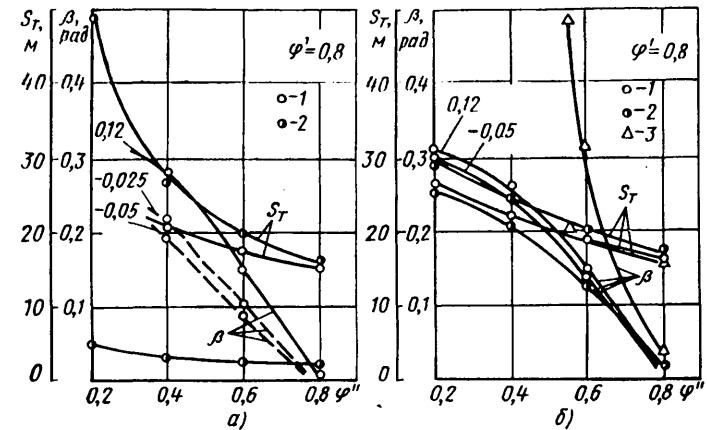


Рис. 5. Изменение длины тормозного пути S_T и курсового угла β от степени неравномерности коэффициента сцепления ϕ'' при $v_0 = 50$ км/ч в случае установки антиблокировочных систем на обоих мостах (а) и заднем мосту (б):

1 и 2 — независимая и зависимая антиблокировочные системы; 3 — торможение юзом

различными схемами установки антиблокировочной системы. Характер полученных кривых подтверждает положение, что повышение курсовой устойчивости автомобиля во время торможения с зависимой антиблокировочной системой получено за счет снижения эффективности.

Некоторое улучшение устойчивости при использовании независимой антиблокировочной системы можно получить за счет применения подвесок с отрицательным плечом обкатки, значения которого нанесены на графике (рис. 5, а) для кривых β . Однако при установке противозаносного варианта это улучшение незначительно ввиду кратковременности периода торможения до юза передних колес (рис. 5, б).

Для сравнения на рис. 5, б приведены результаты, полученные при торможении со всеми блокированными колесами, из которых видно, что рост поперечной неравномерности коэффициента сцепления приводит к резкому ухудшению устойчивости торможения.

Рассмотренный выше анализ показал, что экстренное торможение автомобилей на дорогах с поперечной неравномерностью коэффициента сцепления сопровождается существенным нарушением устойчивости, которое может проявляться не только в виде заноса, но и поперечного опрокидывания. В этих условиях наиболее эффективным средством повышения устойчивости является использование антиблокировочных систем, устраивающих возможность заноса заднего моста. В зависимости от схемы установки антиблокировочной системы и степени автоматизации тормозного привода характер движения автомобиля меняется. Автомобили с зависимой антиблокировочной системой на обоих мостах обладают в условиях «микст» высокой устойчивостью торможения, которая получена за счет снижения эффективности. В этой связи при полной автоматизации тормозного привода для короткобазовых и легковых автомобилей целесообразно применять комбинированный вариант установки антиблокировочных систем с независимой схемой на переднем мосту и зависимой на заднем. Такой вариант по реализованной эффективности и конечной величине курсового угла занимает промежуточное положение по сравнению с использованием однотипных схем на обоих мостах. При этом остается резерв повышения курсовой устойчивости за счет сохранения функций управляемых колес, а также применения подвесок с отрицательным плечом обкатки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Гуревич Л. В., Недеев Я. Н. Обзор существующих методик дорожных испытаний автомобильных АБС. М.: НИИавтоприборов, 1976.
- Порожняков В. С. Оценка сцепления шин автомобилей с дорожными покрытиями. М.: Высшая школа, 1967.
- Косолапов Г. М., Ревин А. А. О неравномерности торможения колес автомобиля с антиблокировочной системой. Динамика колесных и гусеничных машин. — В сб.: Труды Волгоградского политехнического института, 1975.
- Ревин А. А. Устойчивость автомобиля на прямолинейном участке при торможении с независимой антиблокировочной системой. — Автомобильная промышленность, 1980, № 3.
- Ревин А. А. Колебания автомобиля с антиблокировочной системой при торможении. — Автомобильная промышленность, 1976, № 9.
- Косолапов Г. М., Железнов Е. И. О влиянии некоторых параметров рулевого управления на устойчивость автомобиля при торможении. — В сб.: Безопасность и надежность автомобилей, 1977.

Влияние ингибиторов коррозии на эксплуатационные свойства масел для гипоидных передач

В. В. ЧЕЧЕТКИН, канд. техн. наук П. П. ЗАСКАЛЬКО, канд. техн. наук Е. Г. КУЗНЕЦОВ, Е. В. РОМАШОВА, д. в. РЯБОВА, В. Д. КРЫСИН, Е. В. КАЙДАЛА

УВЕЛИЧЕНИЕ парка легковых и грузовых автомобилей с гипоидными передачами ведущих мостов приводит к росту потребности гипоидных масел. Для смазывания гипоидных передач автомобилей и других машин на их базе применяются масла, приведенные в табл. 1. Особенности их применения изложены в работе [1].

Практика показывает, что все гипоидные масла имеют невысокий уровень защитных и антикоррозионных свойств и обеспечивают надежную защиту гипоидных передач от коррозии только при условии регулярной (без длительных перерывов) эксплуатации. В условиях периодической эксплуатации и хранения автомобилей (хранение 8—9 мес. с последующей эксплуатацией) вследствие коррозионной агрессивности гипоидных масел происходит повышенный коррозионно-механический износ узлов трения, который приводит к преждевременному выходу из строя агрегатов трансмиссий.

С целью улучшения защитных и антикоррозионных свойств гипоидных масел, используемых на автомобилях в период их длительного хранения, в их состав вводят ингибиторы коррозии Акор-1 (ГОСТ 15171—70) или КП (ГОСТ 23639—79) рекомендуемых концентраций [2].

Ингибиторы коррозии, являясь поверхностно-активными веществами, могут существенно влиять на изменение других эксплуатационных свойств масел. В данной статье приведены результаты исследования, цель которого состояла в изучении этого влияния.

Объектами исследования являлись указанные выше масла, к которым добавляли товарные (Акор-1, КП) или опытные (НГ, БМ) ингибиторы коррозии. Характеристика ингибиторов коррозии и особенности их защитного действия приведены в работе [2].

В процессе исследования определяли основные эксплуатационные свойства масел и их смесей с ингибиторами коррозии.

Результаты исследования приведены в табл. 2, 3 и на рис. 1—3.

Из табл. 2 следует, что наилучшими защитными свойствами обладает универсальное трансмиссионное масло марки ТАД-17 и, содержащее многофункциональную присадку с защитным компонентом.

Трансмиссионное масло для гипоидных передач грузовых автомобилей обладает наибольшей коррозионной агрессивностью из-за наличия хлора, входящего в состав присадки Хлорэф-40.

Характер коррозионного поражения пластиноч из стали 10 за 200 ч в камере влажности, законсервированных гипоидным маслом по ГОСТ 4003—53 без ингибиторов и с их добавлением, показан на рис. 1.

Введение ингибиторов коррозии в гипоидные масла способствует улучшению их защитных свойств (см. табл. 2 и рис. 1). Однако ни один из рассмотренных ингибиторов коррозии не является универсальным для всех гипоидных масел. Так, например, ингибитор БМ хорошо улучшает защитные свойства масла ТАД-17и, в то время как водовытесняющие свойства гипоидного масла по ГОСТ 4003—53 улучшаются незначительно. Водовытесняющие свойства масла ТСз-9гип с ингибитором БМ также не удовлетворяют предъявляемым требованиям: коррозия составляет 11%.

Таблица 1

Наименование показателей	ТСз-9гип (ГУ 38 101386—73)	Гипоидное для автомобилей		ТАД-17и (ГУ 38 101306—78)
		грузовых (ГОСТ 101270—72)	легковых (ГОСТ 4003—53)	
Кинематическая вязкость при 100°C в сСт	Не ме- нее 9	Не ме- нее 14	20,5— 32,4	Не менее 17,5
Динамическая вязкость при температуре —30°C в П	20—60	3000— 4000	4000— 9000	2000—3500
Температура вспышки в открытом тигле в °С, не ниже	160	180	—	200
Температура застывания в °С, не выше	—50	—25	—20	—25
Кислотное число в мг КОН·г, не более	1,0	0,4*	0,9*	2
Содержание механических примесей в %, не более	0,05	0,01	0,1	—
Содержание воды в %, не более	—	—	—	—
Смазывающие свойства по ГОСТ 9490—75:				
нагрузка заедания P_K в кгс	126*	Не ме- нее 126	89*	126*
нагрузка при сварке P_C в кгс	Не ме- нее 315	Не ме- нее 447	830*	315*
диаметр пятна износа D и шаров при нагрузке 40 кгс в течение 60 мин в мм*	0,8—1,0	0,9	0,9	0,7
Содержание активных элементов в масле за счет присадки в вес. %:				
S	1,5	—	2,0	2
Cl	2,8	0,8	—	—
P	0,8	0,02	—	0,11
N	—	—	—	0,04

* Среднестатистические данные.

Таблица 2

Наименование масел и их смесей с ингибиторами коррозии	Коррозия ста-ли 10 в %		Степень поражения коррозией по шкале ASTM при температуре в °C***				Смазывающие свойства по ГОСТ 9490—75			Противозадирные свойства на машине IAE	
	в камере влажности (200 ч)	в среде элек-тронита (24 ч)	120 130 140 150				P_K в кгс	P_C в кгс	D_H в мм	Удельная нагрузка заедания в кгс/см²	
			120	130	140	150					
ТСз-9гип:											
без ингибитора	30	55	90	1а	1в	2а	2с	133	355	0,80	30 500
Акор-1, 10%	0	30	100	2а	2с	2с	2е	126	266	0,77	26 600
КП*, 10%	0	50	70	1а	1а	1а	1а	133	315	0,81	27 800
НГ, 2%	1	40	15	1в	1в	2с	2е	133	376	0,85	—
БМ, 2%	0	1	11	1в	1в	2е	3в	133	315	0,73	—
Гипоидное (ГУ 38 101270—72):											
без ингибитора	100**	20	5	1в	2в	2а	3в	126	473	0,86	—
Акор-1, 10%	0	12	5	1в	1в	1в	1в	133	237	0,86	—
КП, 10%	1	1	1	1а	1в	1в	1в	126	266	0,71	—
НГ, 2%	1	0	0	1а	1в	2в	2с	126	400	0,77	—
БМ, 2%	1	0	0	1в	2с	3а	3в	141	376	0,75	—
Гипоидное (ГОСТ 4003—53):											
без ингибитора	25	50	25	4с	—	—	—	89	790	0,87	30 000
Акор-1, 10%	1	3	30	4с	—	—	—	112	790	0,93	27 200
КП, 10%	0	4	4	4с	—	—	—	84	790	0,79	—
НГ, 2%	0	40	0	4с	—	—	—	112	790	0,81	—
БМ, 2%	0	0	7	4с	—	—	—	84	790	0,78	—
ТАД-17и:											
без ингибитора	30	20	3	2с	3а	3в	4с	126	315	0,40	32 500
Акор-1, 10%	0	0	6	2в	—	4с	—	106	355	0,75	30 000
КП*, 10%	0	1	10	3а	4в	4с	—	133	355	0,57	28 400
НГ, 2%	1	5	0	3а	—	—	4а	133	355	0,45	31 200
БМ, 2%	0	0	0	1в	—	4с	4с	84	266	0,38	—

* Смеси физически нестабильны.

** Коррозия за 48 ч.

*** Степень поражения коррозией: 1а, 1в — легкое потускнение; 2а, 2в — умеренное потускнение; 3в — сильное потускнение; 4а, 4с — коррозия.

Наименование масел и их смесей с ингибиторами коррозии	Показатели термоокислительной стабильности масел			Воздействие масел на резины				
	Кислотное число в мг КОН/Г		Увеличение вязкости масла в %	Осадок в %	4004		7-В-14-1	
	до окисления	после окисления			изменение массы в %	изменение объема в %	изменение массы в %	изменение объема в %
ТСз-9гип:								
без ингибитора	0,34	0,51	1,1	0,26	3,1	4,6	10,7	15,1
Акор-1, 10%	0,39	1,79	2,9	0,12	2,5	4,1	11,0	15,4
КП, 10%	0,32	0,97	0	0,43	4,2	6,5	11,4	16,2
НГ, 2%	0,47	0,85	3,1	0,04	2,4	3,7	11,6	16,5
БМ, 2%	1,01	1,01	3,1	0,08	3,0	4,5	11,8	16,7
Гипоидное (ТУ 38 101270-72):								
без ингибитора	0,35	1,31	1,9	0,05	-2,7	-3,9	-0,1	-0,2
Акор-1, 10%	0,38	1,31	4,5	0,11	-3,2	-5,1	-1,3	-1,0
КП, 10%	0,56	1,42	7,1	0,05	-3,3	-4,0	-0,1	-0,1
НГ, 2%	0,93	3,11	1,2	0,08	-3,2	-3,9	0,1	0,1
БМ, 2%	1,28	2,16	6,9	0,06	-1,3	-2,4	2,2	2,6
Гипоидное (ГОСТ 4003-63):								
без ингибитора	0,89	2,67	22,2	0,95	0,2	-1,3	7,3	5,7
Акор-1, 10%	0,73	1,76	14,5	0,09	0,5	-1,3	7,4	5,3
КП, 10%	0,91	1,12	15,0	0,14	1,3	0	7,7	6,1
НГ, 2%	1,41	2,30	13,4	0,51	1,2	-0,3	8,0	6,6
БМ, 2%	2,15	2,77	18,5	0,71	1,7	0,6	10,5	10,6
ТАД-17и:								
без ингибитора	0,99	1,45	2,8	0,02	-4,3	-5,1	-0,9	-0,8
Акор-1, 10%	0,47	0,64	3,1	0,21	-3,0	-4,1	-0,6	-0,7
КП, 10%	0,35	0,40	1,1	0,03	-2,4	-2,1	0,8	1,3
НГ, 2%	1,46	1,44	2,1	0,07	-3,0	-4,1	1,1	1,0
БМ, 2%	2,01	1,78	0,5	0,03	-3,3	-3,9	-0,2	-0,2

(для масел, обладающих высокими защитными свойствами, коррозионное поражение должно отсутствовать).

Отмечено, что при добавлении ингибитора КП в масло ТСз-9гип и ТАД-17и наблюдается выпадение в осадок продуктов взаимодействия ингибитора с комплексом присадок, входящих в данные масла.

Результаты исследования, приведенные в табл. 2, свидетельствуют об отсутствии корреляции между уровнем защитных свойств масел и их коррозионной агрессивностью к цветным металлам в интервале температур 120—150°C. При оценке масел по методу ASTM D-130 установлено, что ингибиторы коррозии (Акор-1, КП, НГ, БМ) не оказывают существенного влияния на снижение коррозии медной пластины.

Как следует из табл. 2, введение товарных ингибиторов коррозии (Акор-1, КП) и опытного (БМ) ингибитора в масла ТСз-9гип, гипоидное для грузовых автомобилей и ТАД-17 и ухудшает их противозадирные свойства. По-видимому, снижение противозадирных свойств гипоидных масел до уровня противозадирных свойств масел общего назначения [3] связано с несовместимостью ингибиторов Акор-1, КП и БМ с комплексом присадок, входящих в эти масла.

При оценке термоокислительной стабильности масел и их смесей на приборе ДК-2 НАМИ установлено, что наиболее сильному окислению подвержено гипоидное масло по ГОСТ 4003-53, вязкость которого в процессе окисления увеличивается на 22,2%, вызывая при этом максимальное образование осадков. При введении в это масло ингибиторов коррозии наблюдается стабилизация процесса окисления масла, при

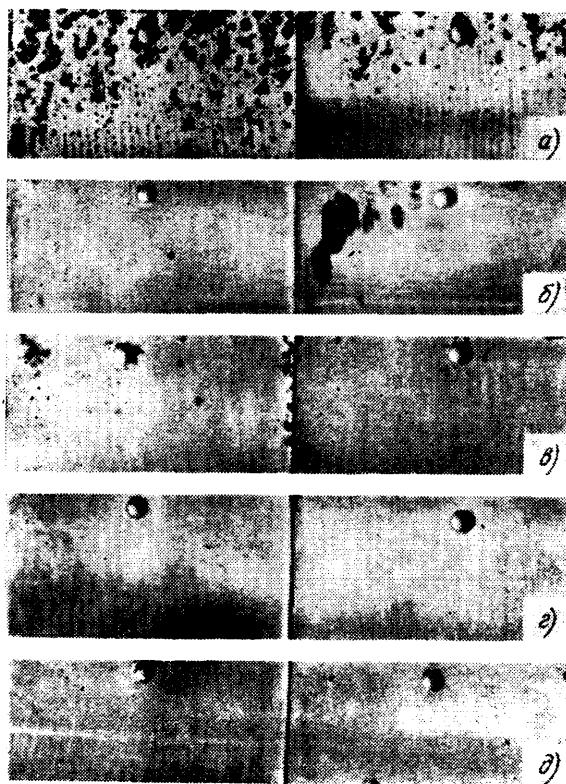


Рис. 1. Внешний вид пластинок, законсервированных маслом гипоидным для легковых автомобилей (a) и тем же маслом с добавкой 10% Акор-1 (b), 10% КП (2), 2% НГ (3) и 2% БМ (4).

этом снижается на 4—9% прирост вязкости и уменьшается количество осадков (табл. 3). Введение ингибиторов Акор-1, КП и БМ в гипоидное масло для грузовых автомобилей вызывает противоположный эффект. Опытный ингибитор НГ практически не влияет на термоокислительную стабильность масел.

При исследовании влияния масел и их смесей на изменение свойств резин марок 4004 и 7-В-14-1 было установлено, что в маслах ТСз-9гип и гипоидном (ГОСТ 4003-53) происходит характерное для резин указанных марок увеличение массы и объема, что положительно влияет на надежность и продолжительность работы уплотнений. Масла ТАД-17и и гипоидное для грузовых автомобилей вызывают уменьшение массы и объема резин, указанных марок.

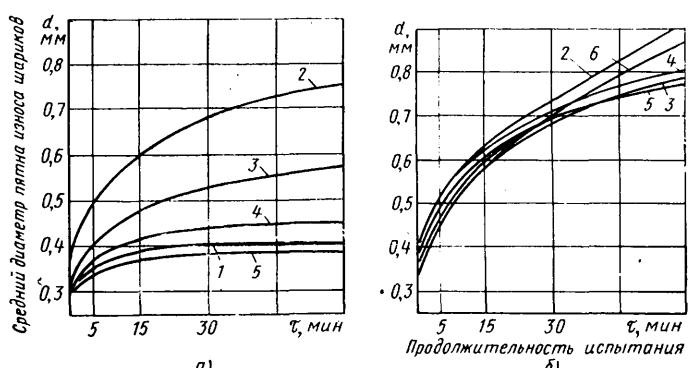
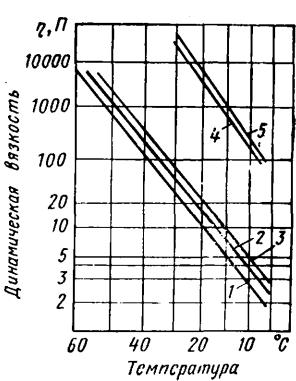


Рис. 2. Изменение противоизносных свойств масла ТАД-17и (a) и гипоидного (b) по ГОСТ 4003-53 при добавлении к ним ингибиторов коррозии:
1 — ТАД-17и; 2 — то же +10% Акор-1; 3 — то же +10% КП; 4 — то же +2% НГ; 5 — то же +2% БМ; 6 — по ГОСТ 4003-53

Рис. 3. Изменение вязкостно-температурных свойств масел при добавлении к ним ингибиторов коррозии:

1 — масло ТСз-9гип; 2 — то же +10% Акор-1; 3 — то же +20% КП; 4 — масло по ГОСТ 4003-53; 5 — то же +10% Акор-1



Как товарные, так и опытные ингибиторы коррозии при добавлении в масла ТС-9гип, ТАД-17и и гипоидные по ГОСТ 4003-53 способствуют незначительному увеличению массы и объема резины 7-В-14-1. Наряду с этим отмечено, что ингибитор Акор-1 вызывает ухудшение свойств резин обоих марок в масле гипоидном для грузовых автомобилей.

Введение ингибиторов Акор-1 и КП (имеющих соответственно вязкость 70—80 и 25 сСт при 100°C) в гипоидные масла вызывает изменение их вязкостно-температурных свойств (рис. 3).

Таким образом, ингибиторы коррозии Акор-1 и КП не являются универсальными для гипоидных масел.

Подбор ингибиторов коррозии для гипоидных трансмиссионных масел с целью улучшения их защитных свойств и создания консервационных масел представляет собой сложную техническую задачу и должен осуществляться после тщатель-

ного исследования совместимости ингибиторов с другими функциональными присадками, входящими в состав масел.

Наиболее эффективным ингибитором коррозии из числа исследованных оказался ингибитор НГ, который добавляется в малых концентрациях, не вызывая при этом ухудшения других эксплуатационных свойств масел.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Заскалько П. П., Кожекин А. В. Эксплуатационные свойства масел для гипоидных передач автомобилей. — Автомобильная промышленность, 1976, № 6, с. 28—30.

2. Шехтер Ю. Н., Крайн С. Э. Поверхностно-активные вещества из нефтяного сырья. М.: Химия, 1971. 408 с.

3. Заскалько П. П., Кожекин А. В., Рябова Д. В. и др. Особенности применения автомобильных трансмиссионных масел ТС-10-ОТП и ТАП-15В при низких температурах. — Автомобильная промышленность, 1975, № 6, с. 26—28.

УДК 629.113-585.001.4:620.1.05

Устройство электронного натурного моделирования стенда для испытания трансмиссий

В. П. ТАРАСИК, В. В. ГЕРАЩЕНКО

Могилевский машиностроительный институт

С ТЕНД для испытания автотракторных трансмиссий, разработанный в Могилевском машиностроительном институте, позволяет воспроизводить различные режимы работы автотракторных агрегатов. Блок-схема стенда приведена на рис. 1. Входной вал трансмиссии T приводится во вращение от двигателя внутреннего сгорания D . Выходной вал через карданные передачи K_1 и K_2 и маховик M соединен с ротором электромагнитного тормоза ПТ-250М. Информационно-измерительная аппаратура стендса включает датчик момента DM , датчик положения рейки топливного насоса $ДРТН$ и самопищущий прибор $СП$.

Датчик момента представляет собой измерительный преобразователь на тензосопротивлениях, которые наклеены на валу. Электрический выходной сигнал преобразователя при помощи токосъемного устройства поступает на вход усиителя $TA-5$.

В качестве датчика положения рейки топливного насоса двигателя применен бесконтактный индуктивный преобразователь линейного перемещения рейки в электрический сигнал. Для записи сигналов использован быстродействующий самопищущий прибор типа Н 338-4 промышленного назначения.

На рис. 2 показана принципиальная схема системы управления $СУ$ режимами работы стендса. В систему входит источник шума $ИШ$, представляющий собой стабилизированный источник постоянного тока, элемент выделения случайного сигнала — фильтр высоких частот $C1PI$, формирователь-усилитель $УС1$, полупроводниковый усилитель мощности $УС2$. На выходе усилителя-формирователя выделяется случайный процесс с заданной корреляционной функцией. С целью получения корреляционных функций случайных процессов с различными параметрами в систему управления установлены два регулируемых потенциометра $R1$ и $R2$, а также конденсатор переменной емкости $C4$.

Усилителем мощности сформированного случайного процесса, подаваемого в одну из обмоток возбуждения электромагнитного тормоза EMT , отклонения рейки топливного насоса $Z(t)$.

На выходе усилителя-формирователя выделяется случайный процесс $U(t)$, подаваемый в обмотку возбуждения электромагнитного тормоза EMT . Усилием мощности $УС2$ сформированного случайного процесса, подаваемого в одну из обмоток возбуждения электромагнитного тормоза EMT , отклонения рейки топливного насоса $Z(t)$.

Усилителем мощности сформированного случайного процесса, подаваемого в одну из обмоток возбуждения электромагнитного тормоза EMT , отклонения рейки топливного насоса $Z(t)$.

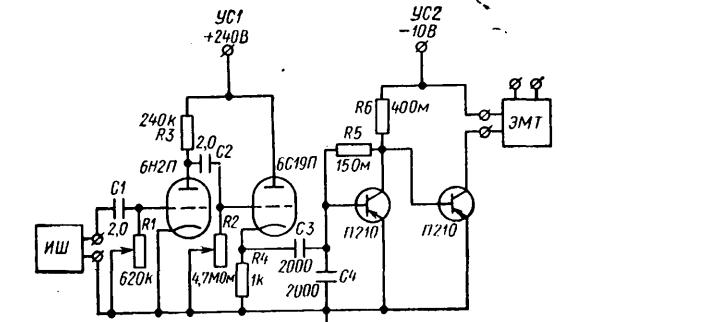


Рис. 1

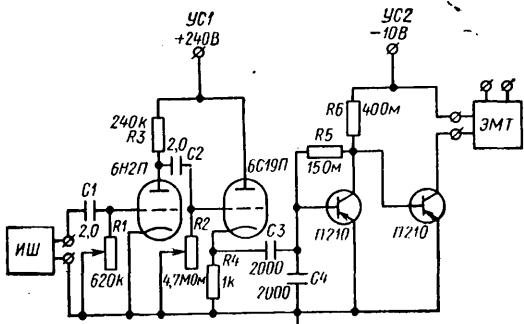


Рис. 2

магнитного тормоза EMT , является двухкаскадный полупроводниковый усилитель на двух транзисторах типа П210. Вторая обмотка возбуждения может быть использована для имитации сопротивления воздуха.

На рис. 3, а приведен участок записи реализаций случайных процессов, полученных на стенде с рассмотренным устройством электронного натурного моделирования: напряжения $U(t)$, подаваемого в обмотку возбуждения, крутящего

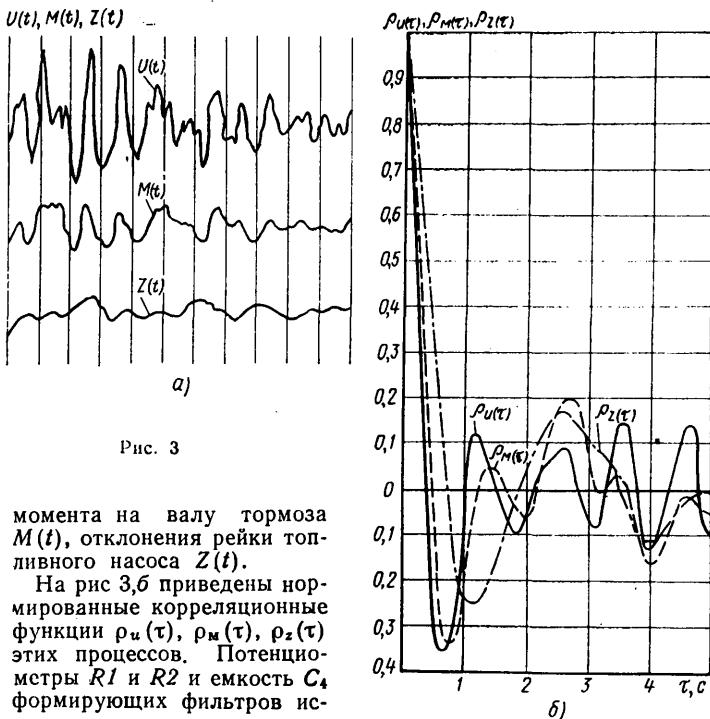


Рис. 3

момента на валу тормоза $M(t)$, отклонения рейки топливного насоса $Z(t)$.

На рис. 3, б приведены нормированные корреляционные функции $\rho_u(\tau)$, $\rho_m(\tau)$, $\rho_z(\tau)$ этих процессов. Потенциометры $R1$ и $R2$ и емкость $C4$ формирующие фильтры использовались для получения случайного процесса $U(t)$ с заданными параметрами корреляционной функции $\rho_u(\tau)$. Полученные корреляционные функции аппроксимированы следующими выражениями:

$$\rho_u(\tau) = e^{-1.65|\tau|} \cos 5.24\tau;$$

$$\rho_m(\tau) = e^{-1.33|\tau|} \cos 3.90\tau;$$

$$\rho_z(\tau) = e^{-1.11|\tau|} \cos 2.58\tau.$$

Проведенные исследования разработанной системы управления стендом для испытания трансмиссии показали, что она воспроизводит реальные возмущения с заданными статистическими характеристиками с высокой степенью точности. Это достигается включением в цепь управления нагружочными режимами стендса безынерционного полупроводникового усилителя $У$ (см. рис. 1), а также применением электронного усилителя-формирователя. Система управления является уни-

версальной, способной воспроизводить возмущения с различными статистическими характеристиками. Входным сигналом системы является случайный процесс, выделенный на выходе стабилизированного источника питания. Для этого могут быть использованы стабилизированные выпрямители любого типа.

С помощью описанной системы управления удалось избежать недостатков метода испытаний трансмиссий с помощью магнитографа, который не может дать достаточно общих результатов испытаний, а позволяет воспроизводить только процессы с фиксированными параметрами статистических характеристик.



УДК 621.74:669.715.004.18

Основные направления снижения расхода первичных металлов при производстве литья из алюминиевых сплавов на заводах отрасли

В. М. БУСАРОВ, М. Д. МОЛЧАНОВ, В. А. ШЕЛАМОВ
НИИАТМ

АВТОМОБИЛЬНАЯ промышленность является одним из основных потребителей алюминия и его сплавов. Ежегодный выпуск годного алюминиевого литья исчисляется сотнями тысяч тонн. Алюминиевое литье производится как из первичных (до 80%), так и вторичных (до 20%) алюминиевых сплавов. Основная номенклатура конструкционных деталей изготавливается из сплава АЛ4 (до 45% от общего объема литья). Одновременно применяются алюминиевые сплавы других марок.

Для отливки поршней двигателей ЗМЗ, ЗИЛ применяется сплав АЛ30; двигателей ЯМЗ и мотоциклов — АК21М2.5112.5; двигателей ВАЗ — АК10М2Н; двигателей ЗАЗ — КС-245; двигателей КамАЗ — АК18, двигателей Серпуховского мотозавода — КС-740.

Объем потребления литьевых алюминиевых сплавов в автомобильной промышленности должен расти за счет увеличения выпуска автомобилей. Однако расширению применения алюминиевых сплавов в отрасли препятствует дефицит первичного алюминия, который вызвал необходимость изучения возможных путей сокращения его потребления, например расширение применения вторичных сплавов вместо первичных или для подшипников последних, унификация сплавов и вовлечение в шихту переплава стружки, образующейся при механической обработке алюминиевого литья.

Объем применения в отрасли вторичных алюминиевых сплавов сравнительно невелик. Препятствием к расширению их применения являются повышенное содержание окиси алюминия и водорода, низкие механические свойства и коррозионная стойкость.

Вместе с тем опыт показывает, что увеличение освежения вторичных алюминиевых сплавов первичными металлами (до 50% от массы шихты) в сочетании с применением эффективных средств защиты от окисления в процессе плавки, дегазации и рафинирования расплавов позволяет значительно повысить качество чушковых алюминиевых сплавов, выпускаемых по ГОСТ 1583—73. В настоящее время разработаны и внедрены в объединениях Харькова, Ленинграда и других городов комплексные способы рафинирования вторичных спла-

пов, включающие фильтрацию через гранулированные огнеупорные материалы с одновременной продувкой расплава азотом. Результаты исследований приведены в табл. 1.

Приведенные данные показывают, что применение эффективных средств рафинирования расплава позволяет значительно снизить загрязненность расплава неметаллическими включениями. Постоянное совершенствование технологических процессов и их широкое внедрение на заводах цветной металлургии создадут необходимые предпосылки для производства чушковых алюминиевых сплавов с содержанием легирующих компонентов и примесей в пределах требований ГОСТ 2685—75. Это позволит организовать централизованное производство сплавов без разделения их на первичные и вторичные.

Таблица 1

Марка сплава	Способ рафинирования	Содержание		Механические свойства	
		водорода в см ³ /100 г металла	окиси алюминия в %	σ_b в кгс/мм ²	δ в %
АК7	Без рафинирования	0,46	0,282	16,7	0,8
	Фильтрация	0,30	0,164	20,3	2,1
	Комплексное рафинирование	0,18	0,107	21,0	2,4
АК5М2	Без рафинирования	0,49	0,286	17,2	0,7
	Фильтрация	0,33	0,177	21,6	2,0
	Комплексное рафинирование	0,22	0,128	22,0	2,1
АК5М7	Без рафинирования	0,51	0,304	18,1	0,7
	Фильтрация	0,38	0,183	22,0	2,0
	Комплексное рафинирование	0,22	0,142	22,1	2,1

Таблица 2

Марка сплава	Режим термической обработки	Механические свойства			Жидкотекучесть в мм при температуре в °C			Линейная усадка в %		Объемная усадка в %			Склонность к образованию трещин
		σ_b в кгс/мм ²	δ в %	НВ	680	720	740	без учета $E_{п.р}$	с учетом $E_{п.р}$	$K_{к.р}$	$K_{у.п}$	$K_{у.п}+K_{к.р}$	
АК9С	T6	26,9	3,8	96	320	470	520	1,1	1,4	2,4	7,3	9,7	Трещин не образуется при ширине 5 мм
АЛ4	T6	27,4	4,0	84	335	480	515	1,1	1,4	2,6	6,8	9,4	То же

Примечание. В таблице приведены средние значения механических характеристик по результатам испытаний 40 образцов каждой марки сплава ($E_{п.р}$ — предрасширение; $K_{к.р}$ — концентрированная усадочная раковина; $K_{у.п}$ — усадочная пористость).

Таблица 3

Марка сплава	Механические свойства				Газосодержание в см ³ на 100 г металла	Жидкотекучесть в мм	Среднее значение брака литья в %			
	σ _в в кгс/мм ²		δ в %							
	интервал рассеивания	средние значения	интервал рассеивания	средние значения						
АК12М2р (ТУ 48-26-48-78)	22,2—25,0	24,2	3,6—4,4	4,0	0,19	450	2,1			
АК12М2 (ТУ 48-5-28-72)	21,6—22,8	22,2	2,4—4,0	3,0	0,18	450	1,8			

Одной из попыток решения этой задачи является разработка сплава АК9С по ГОСТ 1583—73, который по механическим и технологическим свойствам близок к первичному сплаву АЛ4 (ГОСТ 2685—75). Результаты исследований указанных сплавов приведены в табл. 2.

По коррозионной стойкости в 3%-ном растворе NaCl с добавкой 0,1% перекиси водорода сплав АК9С уступает сплаву АЛ4 (0,0211 и 0,0032 мг/см²·ч, соответственно). При коррозионных испытаниях в ейской воде было установлено, что стойкость сплавов практически одинакова.

Промышленное опробование сплава АК9С подтвердило полученные результаты исследований. Было установлено, что сплав АК9С может быть применен для изготовления деталей, не работающих в водных средах, методом литья под давлением. При литье в кокиль целесообразно сплав АК9С применять для подшипников сплава АЛ4, что позволяет обеспечить требуемый ГОСТ 2685—75 химический состав, стабильное качество литья и удовлетворительную коррозионную стойкость в реальных условиях эксплуатации автомобильных двигателей.

В настоящее время сплав АК9С применяется для подшипников сплава АЛ4 в количестве 15% от массы первичных материалов. Повышение качества сплава АК9С в чушках путем применения комплексных способов рафинирования позволит в дальнейшем увеличить его содержание в шихте сплава АЛ4 до 20% от массы первичных металлов. Введение сплава АК9С в шихту при приготовлении сплава АЛ4 позволило сократить расход силумина и первичного алюминия.

Положительный опыт применения сплава АК9С послужил основанием для продолжения работ по улучшению вторичных алюминиевых сплавов. В частности, предприятиям ВПО «Союзторцвстмет» освоено производство сплава АК12М2р с применением в шихте до 50% лома и отходов (ТУ 48-26-48-78). Основное назначение сплава — изготовление деталей методом литья под давлением вместо первичного сплава АК12М2 или для расшивки последнего. В производственных условиях отливали тормозной барабан, корпус подшипников распределительного вала, корпус водяного насоса и картер сцепления. Входной контроль сплава АК12М2р в чушках по химическому составу, микроструктуре, газоусадочной пористости и шлаковым включениям не выявил отклонений от требований технических условий. Результаты анализа технологических и механических свойств сплавов, а также качества литья приведены в табл. 3.

Приведенные данные показывают, что механические и технологические свойства сплавов практически одинаковые. Уровень брака литья находится в пределах серийного.

Аналогичные результаты были получены при опытно-промышленном опробовании сплава АК12М2р на отливках корпуса крана отопителя. Положительные результаты этого опробования позволили внедрить сплав АК12М2р для изготовления деталей методом литья под давлением.

Однако качество сплава этой марки в чушках нестабильное, о чем свидетельствуют отдельные плавки с крупнокристаллической структурой и неравномерным распределением кремния. Указанные дефекты обусловлены неудовлетворительным перемешиванием расплава при производстве чушек. Они устраняются в случае применения плавильных индукционных пе-

чей типа ИАТ-6 или отражательных плавильных печей с принудительным перемешиванием расплава.

Обеспечение поставки сплава АК12М2р в чушках в соответствии с требованиями ТУ 48-26-48-78 позволит положительно решить вопрос о его широком внедрении на заводах отрасли, что приведет к дополнительному сокращению расхода первичного алюминия и силумина.

При обработке литья и полуфабрикатов из алюминиевых деформируемых сплавов на заводах отрасли образуется до 60 тыс. т стружки и обрези. Использование стружки на заводах-производителях литья технически оправдано, так как снижаются потери металла от окисления и устраняется возможность перемешивания различных марок сплавов при транспортировке на базы. Однако реализация данной задачи связана с организацией участков по переплавке стружки на заводах отрасли, производящих алюминиевое литье и механическую обработку деталей.

Большое значение для организации участков по переплавке стружки имеет унификация литьевых алюминиевых сплавов, так как в этом случае упрощается ее сбор, хранение и переплав. Однако унификация сплавов допустима лишь после проведения комплекса опытных работ, включающих оценку металлургического качества и коррозионной стойкости отливок, а также проведения стендовых и дорожных испытаний автомобилей.

В настоящее время опыт по переплавке стружки имеется на Ярославском моторном заводе. Однако на этом заводе полностью переплавляется стружка только сплава АК21М2.5Н2.5, специфические особенности которого требуют применения специального технологического процесса, включающего сушку стружки в трехходовом барабанном сушиле Н1916, рассев, магнитную сепарацию и переплав в индукционной печи. Заданное количество переплава стружки сливается в ковш электропогрузчика, где смешивается с расплавом серийного сплава, после чего металл переливается в раздаточные печи. Аналогичные участки по переплаву стружки предполагается создать и на других наиболее крупных заводах отрасли. Вовлечение переплава стружки в шихту алюминиевых сплавов позволит сократить ежегодный расход алюминия и силумина на 18—20 тыс. т.

Для практического получения экономии первичного алюминия и силумина необходимо на предприятиях отрасли внедрить следующие мероприятия.

1. Использовать сплав АК9С для подшипников сплава АЛ4 в количестве до 20% от массы первичных материалов.

2. Внедрить для литья под давлением сплав АК12М2р вместо сплава АК12М2.

3. Провести унификацию литьевых алюминиевых сплавов с целью упрощения сортировки и хранения стружки, образующейся при обработке литья.

4. Организовать участки по переплаву стружки алюминиевых сплавов.

УДК 621.375.826:621.785.6

Упрочнение стали У10 лазерным излучением

В. М. АНДРИЯХИН, С. Е. ЗВЕРЕВ, Н. Т. ЧЕКАНОВА

Московский автозавод им. И. А. Лихачева

В ИНСТРУМЕНТАЛЬНОМ производстве для штампов холодного деформирования используют углеродистые стали У8 и У10, которые имеют в ряде случаев недостаточную скойкость, что приводит к повышенному расходу инструмента, а также длительным простоям оборудования из-за необходимости частой замены пuhanсонов и матриц.

Одним из эффективных методов дополнительного упрочнения инструмента из углеродистых сталей является закалка с помощью лазерного излучения. Учитывая необходимость по-

вышения стойкости крупногабаритного инструмента, упрочнение которого на лазерах непрерывного действия более производительно, чем на импульсных, было проведено сравнительное исследование стали У10 после ее облучения на лазерах двух типов: твердотельном «Квант-16» и газовом мощностью до 5 кВт.

Образцы для лазерного облучения изготавливали из проката стали У10 и подвергали предварительной объемной закалке от 780—800°C в воде с последующим отпуском при температу-

туре 250°C на твердость HRC 56—57. Обработка образцов на установке «Квант-16» проводилась по режимам, указанным в табл. 1, наложением «пятен» с 50%-ным перекрытием. Форму, параметры и структуру зоны лазерной закалки исследовали с помощью микроскопа «Неофот», микротвердость по глубине зоны воздействия лазерного излучения измеряли с помощью прибора ПМТ-3.

Таблица 1

Энергия E в Дж	Диаметр пятна в мм	Плотность мощности в $\text{Вт}/\text{см}^2$	Глубина упрочнения в мм	Состояние поверхности
40	4,125	$4,8 \cdot 10^4$	0,15	Оплавлена
35,4	4,2	$4,3 \cdot 10^4$	0,135	То же
30,0	4,14	$3,72 \cdot 10^4$	0,12	»
25,1	3,99	$4,5 \cdot 10^4$	0,105	»
19,5	2,77	$5,44 \cdot 10^4$	0,105	»
35	5,025	$3,37 \cdot 10^4$	0,165	Не оплавлена
35	6,0	$2,05 \cdot 10^4$	0,06	То же
35	7,0	$1,52 \cdot 10^4$	0,06	»

Примечание. За глубину упрочнения принимали глубину зоны лазерного воздействия без учета зоны отпуска пониженной твердости по сравнению с исходной.

Из табл. 1 следует, что обработка с использованием мощности плотностью $5,44 \cdot 10^4$ — $3,72 \cdot 10^4$ $\text{Вт}/\text{см}^2$ во всех случаях сопровождалась оплавлением поверхности. При снижении плотности мощности до $3,37 \cdot 10^4$ — $1,52 \cdot 10^4$ $\text{Вт}/\text{см}^2$ оплавления на поверхности образцов не наблюдалось, т. е. критическая плотность мощности для стали У10 (при длительности импульса 3—5 мс) близка к величине $3,37 \cdot 10^4$ $\text{Вт}/\text{см}^2$.

Структура стали У10 в зоне лазерной обработки в режиме оплавления состоит из трех слоев: оплавленного слоя дендритного строения; слоя вторичной закалки; отпущеного слоя.

По данным рентгенографического фазового анализа, проведенного с поверхности облученных образцов на установке УРС-60, оплавленный слой имеет структуру мартенсита с остаточным аустенитом, количество которого достигает 35%.

Слой вторичной закалки имеет следующую структуру: аустенит + мартенсит + цементит. Наличие резкого температурного градиента по глубине слоя обуславливает значительную неоднородность его строения. Количество остаточного аустенита в направлении от поверхности вглубь образца уменьшается. Отпущеный слой имеет троостосорбитную структуру повышенной травимости по сравнению с исходной. Микротвердость в зоне лазерной обработки следующая: первый слой $H_{50}=700 \div 900$ кгс/мм²; второй слой $H_{50}=623 \div 734$ кгс/мм² (верхняя часть) и $H_{50}=1006 \div 891$ кгс/мм² (нижняя часть); третий слой $H_{50}=378 \div 458$ кгс/мм².

При обработке образцов без оплавления поверхности в структуре зоны упрочнения преобладает мартенсит, некоторое количество остаточного аустенита и цементит. Микротвердость возрастает до $H_{50}=850 \div 1000$ кгс/мм². Режимы обработки образцов на газовом лазере приведены в табл. 2.

Таблица 2

№ п/п	Режим обработки		Параметры зоны упрочнения		№ п/п	Режим обработки		Параметры зоны упрочнения		№ п/п	Режим оплавления							
	Мощность в кВт	Скорость в м/мин	Глубина в мм	Ширина в мм		Мощность в кВт	Скорость в м/мин	Глубина в мм	Ширина в мм		Мощность в кВт	Скорость в м/мин						
Группа образцов № 1																		
1	0,4	0,9	0,645	3,3	Нет	14	0,4	0,4	0,315	1,5	Нет							
2	0,65	0,9	0,795	»	»	15	0,45	0,9	0,18	1,35	»							
3	0,7	0,9	0,825	3,2	»	16	0,55	0,7	0,25	1,2	»							
4	0,9	1,8	0,57	3,52	»	Группа образцов № 3												
5	0,9	2,3	0,52	3,15	»	17	1,0	0,4	0,48	3,4	Нет							
6	0,9	2,5	0,51	3,2	»	18	1,0	0,9	0,24	2,25	»							
7	1,15	3,0	0,33	3,0	»	19	1,0	1,32	0,19	1,95	»							
8	1,2	1,2	0,63	3,5	»	20	1,0	1,9	0,165	2,4	»							
9	1,3	0,65	1,1	—	»	Группа образцов № 4												
10	1,45	0,65	1,35	4,7	Есть	21	1,0	0,4	0,615	3,075	Нет							
Группа образцов № 2													22	1,0	0,9	0,4	2,55	»
11	0,2	0,6	0,315	1,5	Есть	23	1,0	1,32	0,195	2,2	»							
12	0,3	0,6	0,36	1,65	»	24	1,0	1,32	0,25	2,2	»							
13	0,45	0,3	0,52	2,0	»	25	1,0	1,9	0,2	2,4	»							

Примечание. При обработке образцов группы № 1 использовали линзу с фокусным расстоянием 140 мм, группы № 2—160 мм, группы № 3 и 4—190 мм.

Для увеличения поглощательной способности материала поверхность некоторых образцов покрывали фосфатом марганца (группы № 1 и 3) или сажей (группа № 4). На образцах группы № 2 покрытия не применяли. При облучении всех образцов, кроме № 10, использовали специальное сканирующее устройство, которое представляет собой зеркало, вращающееся со скоростью 3000 мин⁻¹, причем центр вращения зеркала смешен относительно его центра тяжести. Излучение «бегает» по обрабатываемой поверхности с частотой вращения зеркала, за счет чего достигается более равномерное введение тепла в зону облучения и исключается локальное оплавление поверхности.

Эффективность применения сканирующего луча видна из табл. 2. Несмотря на значительную глубину упрочнения, полученную при некоторых режимах обработки (образцы № 1, 2, 3, 9), зоны оплавления не наблюдалось, и лишь образец № 10, обработанный без сканирующего устройства по режиму, аналогичному для образца № 9, имел оплавление поверхности с нарушением плоскости рельефа, трещину в зоне оплавления и структуру крупногольчатого мартенсита 9—10 балла. Остальные образцы группы № 1 имели структуру мартенсита 5—7 балла.

Использование покрытий, увеличивающих коэффициент поглощения излучения, повышает глубину упрочнения. Из табл. 2 следует, что при аналогичных режимах обработки глубина упрочнения образца № 1 почти в 3 раза выше, чем образца № 15, который не имел покрытия.

Анализ результатов обработки образцов групп № 3 и 4, имевших различное покрытие, показывает некоторую тенденцию к увеличению глубины упрочнения при использовании сажи по сравнению с фосфатным покрытием. Следует отметить, что при фосфатировании стали У10 наблюдается подтравливание поверхности фосфорной кислотой, образующейся при этом процессе. На поверхности образцов наблюдаются углубления 30—45 мкм, заполненные фосфатом марганца. Структурная неоднородность по глубине зоны упрочнения характерна и для образцов, обработанных на газовом лазере.

Микротвердость H_{50} в зоне упрочнения колеблется в зависимости от режима обработки от 739 до 780—891 кгс/мм² при исходной микротвердости 623—506 кгс/мм².

Из сравнения результатов обработки стали У10 на лазерах двух типов (по режимам табл. 1 и 2) следует, что степень ее упрочнения при облучении на установке «Квант-16» несколько выше, чем на газовом лазере, что связано с рядом причин. Одной из них может являться разница в скорости нагрева и охлаждения, которая на твердотельном лазере примерно на два порядка выше, чем на газовом.

Используя полученные результаты, была проведена лазерная закалка различных инструментов из стали У10, которые применяют при изготовлении автомобильных деталей из листового материала для вырубки контура изделия и пробивки отверстий в нем. Рабочие кромки окончательно изготовленного инструмента с твердостью HRC 54—58 упрочняли лазерным излучением без оплавления поверхности на установке «Квант-16». Результаты испытаний приведены в табл. 3.

Таблица 3

Наименование инструмента	Характеристика изделия			Увеличение стойкости
	Наименование	Материал	Толщина листа в мм	
Пуансоны	Клин корпуса замка двери	Сталь 08	2	3 раза
Пуансоны и матрицы	Шайба	Сталь 45	5	3 раза
Пробивные пуансоны	Кольцо стопорное	Сталь 65Г	1,5	3 раза
Пуансоны и матрицы	Окантовка окон прокладки	Алюминий	0,25	5 раз
Пуансоны	Гайка ролико-подшипника	Сталь 35	10	2 раза

Наибольший эффект увеличения стойкости был получен на инструменте, который работает в условиях истирания, сопровождающегося налипанием обрабатываемого материала. Использование лазерной закалки для упрочнения стали У10 позволяет в отдельных случаях заменить легированные стали при изготовлении инструмента на углеродистые, что экономически целесообразно.

В качестве примера можно привести результаты испытаний пуансонов для калибровки отверстий в звеньях конвейерных цепей. Пуансоны, изготовленные из стали У10 и упрочненные лазером, имели в 1,5 раза большую стойкость, чем из стали Х12М.

Малоотходная штамповка осесимметричных поковок в самораскрывающихся штампах

А. Н. ЛЕВАНОВ, Н. Н. ВОЛОСОВ, В. Л. КОЛМОГОРОВ, В. И. СЕМЕНДИЙ, В. И. ЛУКИН

Уральский политехнический институт

В РАБОТЕ [1] описано устройство закрытых штампов для малоотходной штамповки изделий типа тел вращения, а также устройство штампов для беззбойной штамповки изделий из заготовок повышенной точности. В этих штампах для закрытой штамповки с компенсацией избытка металла используется самоустановливающийся инструмент для создания в деформируемом металле напряжений, необходимых и достаточных для заполнения формы.

Для промышленного освоения прогрессивного метода штамповки с применением таких штампов необходимы разработка опытно-промышленных образцов, их промышленное испытание и создание на этой основе надежных конструкций штампов и стабильных технологических процессов.

В зависимости от характера течения металла относительно боковой поверхности штампа при заполнении его формы все осесимметричные поковки можно разделить на две группы:

1) поковки, при изготовлении которых преобладает деформация заготовки осаживанием;

2) поковки, при изготовлении которых преобладает выдавливание деформируемого материала.

Для исследования взаимодействия подвижной самоустановливающейся обоймы с деформируемым металлом был спроектирован специальный штамп (рис. 1).

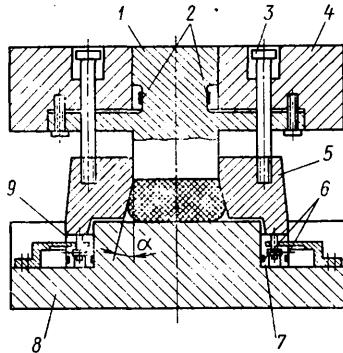


Рис. 1. Экспериментальный штамп для исследования взаимодействия самоустановливающейся обоймы с деформируемым материалом:

1 — месдоза-пуансон; 2 — тензодатчики; 3 — тяги; 4 — верхняя плита; 5 — самоустановливающаяся подвижная обойма; 6 — тензодатчики; 7 — месдоза давления обоймы на опору; 8 — нижняя плита; 9 — ходографы

Автомобильная промышленность № 6, 1980 г.

Давление подвижной обоймы 5 на нижнюю часть штампа (плиту 8) измерялось посредством месдозы 7 с тензометрическими датчиками 6. Перемещение обоймы в вертикальном направлении регистрировалось с помощью ходографа 9. Сменные обоймы 5 имели углы 1, 3, 5, 7°.

Как показал эксперимент, в момент осаживания заготовки за счет активных сил трения, возникающих между деформируемым металлом и обоймой, последняя прижимается к нижней плите 8. По мере заполнения фигуры штампа возрастают усилие на пуансоне и нормальные напряжения на контактной

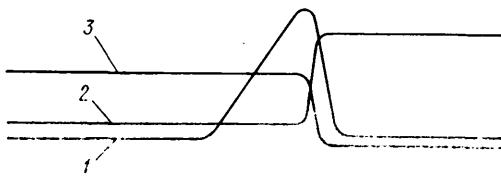


Рис. 2. Осциллограмма силовых и кинематических параметров процесса штамповки в самораскрывающихся штампах:

1 — усилие на пуансоне; 2 — перемещение обоймы; 3 — давление вставки-обоймы на нижнюю плиту

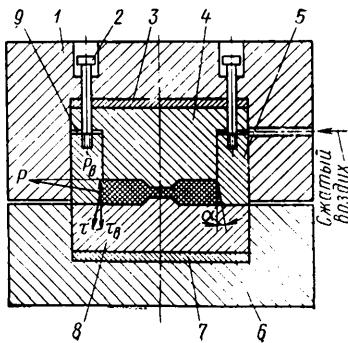


Рис. 3. Штамп для изготовления поковок методом осадки:

1 — верхний корпус; 2 — тяги; 3 — пуансон; 4 — нижний корпус; 5 — обойма; 6 — нижняя подкладная плита; 7 — матрица (нижняя вставка); 8 — матрица (нижняя вставка); 9 — кольцевая полость для подачи сжатого воздуха

поверхности обоймы. Вследствие увеличения нормальных давлений до значений, зависящих от угла конусности обоймы и вида смазки, происходит подъем обоймы вверх и компенсация возможного избытка металла. Подъем обоймы — переход из состояния самоторможения деформируемым металлом к скольжению — связан как с изменением соотношения площадей цилиндрического и конического участков контактной поверхности обоймы, так и с уменьшением соотношения между нормальными и касательными контактными напряжениями (показатели трения) по мере роста нормальных давлений.

На рис. 2 показана осциллограмма изменения усилия на пуансоне (кривая 1), перемещения обоймы (кривая 2) и ее давления на нижнюю плиту (кривая 3). Осциллограмма подтверждает правильность представлений о том, что при штамповке поковок первой группы в процессе заполнения фигуры штампа происходит полное прижатие обоймы к нижней плате под действием деформируемого металла. Принудительного прижатия обоймы в этом случае не требуется.

С учетом этих соображений был спроектирован, изготовлен и опробован в производстве самораскрывающийся штамп для малоотходной штамповки детали.

Обойма 5 (рис. 3) прижимается перед штамповкой к нижнему штампу за счет давления сжатого воздуха, подаваемого в кольцевую полость 9. Это давление необходимо лишь для обеспечения начального контакта обоймы 5 и вставки 8 нижней части штампа.

Как показано в работе [1], за счет варьирования угла α (рис. 3) и технологической смазки достигается условие самоторможения обоймы $\tau > P$ (где P — нормальные, τ — касательные напряжения) в процессе заполнения штампа и запирания его полости до начала стадии доштамповки. Хотя дагление сжатого воздуха полости 9 предназначено лишь для первоначального прижатия обоймы к опоре, оно, как показывают расчеты, в ряде случаев может выполнять роль параметра управления процессом подъема обоймы и раскрытия штампа.

Основным недостатком технологии штамповки (рис. 3) явилось образование торцевого заусенца в результате затекания металла в зазор между обоймой и пуансоном. Устранение этого недостатка требует конструктивной доработки штампа, например за счет совершенствования выталкивателей для удаления поковки из штампа и съема обоймы с пуансона.

Попытки применения штампов по схеме, представленной на рис. 3, для поковок, формирование которых достигается истечением металла заготовки в верхнюю полость штампа, показали, что конструктивная схема штампа должна быть увязана с кинематикой течения деформируемого металла.

На рис. 4 показана конструкция штампа для штамповки деталей типа стаканов истечением металла в верхнюю полость штампа. Рабочие части штампа (пуансон 3 и матрица 7) установлены в верхнем 1 и нижнем 4 корпусах. Пуансон

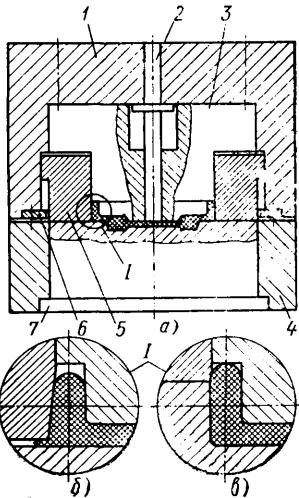


Рис. 4. Штамп для изготовления поковок методом истечения (а), преждевременное раскрытие штампа с высокой обоймой (б) и положение обоймы уменьшенной высоты (в):

1 — верхний корпус; 2 — верхний выталкиватель; 3 — пуансон; 4 — нижний корпус; 5 — подвижная обойма; 6 — кольцо; 7 — матрица

3 прикреплен к корпусу 1 болтами. Для удержания обоймы 5 в верхнем положении вместо тяг применено упорное кольцо 6. Деталь снимают с пулансона при раскрытии штампов с помощью выталкивателя 2 при ходе ползуна вверх.

Испытание штампа (рис. 4,а) показало, что независимо от угла наклона обоймы (угол α варьировался за счет перестановки обойм в пределах $5-1^\circ$) заполнение верхней части штампа не достигалось из-за преждевременного подъема обоймы, раскрытия штампа и выхода металла в облой. Раскрытие штампа происходит в результате воздействия выдавливаемого металла на боковую поверхность обоймы. Возникающие в результате контакта касательные напряжения в этом случае, как и нормальные давления, вызывают подъем обоймы и раскрытие штампа в начальной стадии процесса.

Механизм запирания штампа в первой стадии штамповки и его раскрытия в начале доштамповки [1] может быть использован применительно к штампу, показанному на рис. 4, при расположении обоймы в нижней части штампа. Однако в этом случае снижается надежность работы штампа из-за трудностей в удалении окалины из его нижней части.

В связи с изложенным исследовано влияние смещения плоскости разъема штампа на изменение силовых и кинематических параметров обоймы при расположении ее в верхней части штампа.

Смещение плоскости разъема вверх (рис. 4,в) позволяет достичь заполнения штампа при отсутствии избытка металла. В то же время при этом создаются благоприятные условия для устранения торцового заусенца. Торцовый заусенец не образовался даже при увеличении массы заготовки на 25% по отношению к массе поковок.

Испытания штампа с плоскостью смыкания обоймы, смещенней вверх (рис. 4,в), проводились в производственных условиях, в кузнецном цехе КамАЗа на прессе LZK-1600. Для этого использовались заготовки из горячекатаного проката по ГОСТ 2590-71 из стали 15ХГН2ТА, нарезанные на пресс-ножницах «Fischer-560». Нагрев заготовок осуществлялся до температуры 1200°C в индукционном нагревателе ИСОК-600/1,1 с автоматическим регулированием температуры в пределах 20°C . Температура на выходе из индуктора контролировалась оптическим пирометром, встроенным в систему автоматического регулирования температуры индуктора. Перед штамповкой штамп нагревался газовой горелкой до температуры 250°C . Смазка штампа осуществлялась автоматически через выходные сопла системы «Ачесон». В качестве смазочно-охлаждающей жидкости использовалась смазка «Графитол-В2» с водой в соотношении 1:10.

Испытания подтвердили работоспособность конструкции и возможность ее широкого промышленного внедрения.

В таблице приведены сравнительные данные технологических процессов получения детали методом открытой облойной и малоотходной штамповки.

Наименование показателя	Облойная штамповка	Малоотходная штамповка
Масса в кг:		
заготовки	1,895	1,452
поковки	1,531	1,303
отходов	0,365	0,149
Снижение нормы расхода металла в %	—	23,4
Усилие штамповки в Н	13 500	11 000

Надежное запирание штампа до момента полного его заполнения перед доштамповкой достигается благодаря переходу от схемы, показанной на рис. 4,б, к схеме на рис. 4,в в связи с изменением кинематики контактных скольжений на поверхности обоймы. После касания металлом дна труднозаполняемой

полости наряду с его истечением из средней части начинается его осаживание в области контакта с обоймой.

Таким образом, результаты испытания подтвердили возможность управления напряженным и деформированным состоянием заготовки в штампе за счет варьирования угла конусности обоймы и применяемой смазки. Можно подобрать такое сочетание отмеченных факторов, при котором достигается заполнение фигуры штампа к началу его раскрытия, но исключается возможность его перегрузки из-за возможного избытка металла. В связи с этим важное значение имеет разработка конструктивных схем штампов для поковок разного типа и определение области их рационального применения. Наряду со штамповкой установлена целесообразность и возможность использования самоустановливающегося инструмента в штампах наборных и формовочных переходов при штамповке на горизонтально-ковочных машинах.

Механизм работы рассматриваемых штампов зависит от соотношения между средними касательными и нормальными напряжениями (показатель трения) и нормальными давлениями на поверхности контакта самоустановливающегося инструмента с заготовкой. Поэтому для технологического проектирования процесса штамповки в самораскрывающихся штампах важно иметь опытные данные об указанных выше зависимостях, а также величину нормальных напряжений на контактной поверхности самоустановливающегося элемента штампа. Первая задача решается путем накопления опытных данных для различных марок сталей и применяемых смазок с учетом температурных условий деформации, а вторая требует теоретического расчета нормальных напряжений и усилия штамповки для типовых форм штампаемых изделий. Решение этой задачи для изделий простой конфигурации приведено в работах [2, 3].

Технико-экономическая эффективность применения самораскрывающихся штампов для малоотходной закрытой штамповки определяется экономией металла по сравнению со штамповкой в открытых штампах.

При технологическом проектировании нового процесса исходную заготовку нужно рассчитать без учета металла на обозначение заусенца. Ее размеры с учетом реальных условий производства (допусков на диаметр проката и резку заготовок) должны быть рассчитаны из условия возможности получения четко оформленной поковки из заготовки с минимальными размерами (при минусовых допусках) в максимально изношенном штампе (с учетом половины плюсовых допусков по всем размерам). В этом случае избыток металла теоретически равен нулю, а при плюсовых отклонениях размеров заготовки и использовании нового штампа с минусовыми допусками избыток металла достигает максимальной величины.

Кроме экономии металла достигается снижение технологически потребного усилия на величину деформации заусенца в открытом штампе. По этой же причине повышается стойкость новых штампов по сравнению с открытыми за счет устранения расширяющего действия избытка металла.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Леванов А. Н., Степаненко В. И., Семендей В. И., Волосов Н. Н. Совершенствование закрытых штампов. — Кузнецко-штамповочное производство, 1978, № 2.
2. Леванов А. Н., Степаненко В. И. Усилия и формоизменение при закрытой штамповке. Сб.: Обработка металлов давлением. Вып. 4. Свердловск, изд. УПИ, 1977, с. 110-115.
3. Леванов А. Н., Степаненко В. И., Семендей В. И., Волосов Н. Н. Усилия штамповки и условия заполнения закрытого штампа с подвижной обоймой. — Известия вузов. Черная металлургия, 1978, № 6, с. 74-79.

ИНФОРМАЦИЯ

НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ И ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ ЗА РУБЕЖОМ

В КАПИТАЛИСТИЧЕСКИХ странах, производящих автомобили, принятые меры, направленные на экономию жидкого топлива. Наибольший интерес представляют следующие.

Для автомобилей малой грузоподъемности (до 2 т) ведутся поиски альтернативных решений по замене карбюраторного двигателя другими энергетическими установками (в первую очередь аккуму-

ляторным электроприводом), обеспечивающими также другие преимущества, особенно при эксплуатации их в крупных городах.

В автомобилях средней грузоподъем-

ности (от 2,1 до 5 т) все чаще применяются более экономичные дизели, появляются попытки замены карбюраторных двигателей, работающих на бензине, на двигатели, работающие на топливе других видов (метанол, водород) и по более экономичным циклам Рэнкина, Стирлинга. Отработавшие газы этих двигателей в то же время и менее токсичны.

Автомобили большой грузоподъемности (5,1—9 т) переводятся на дизели с высоким крутящим моментом и низкой частотой вращения коленчатого вала двигателя, применяются в них турбонаддув и другие меры экономии топлива — улучшившие аэродинамику в результате установки обтекателей, отключения вентилятора системы охлаждения на больших скоростях движения, использование радиальных шин и др.

В США, где парк грузовых автомобилей и автобусов составлял в 1978 г. 28,8 млн. шт., а легковых — более 114 млн., вопрос об экономии топлива стоит особенно остро. По этой причине правительство США вынуждено было принять совместно с автомобильной промышленностью программу улучшения топливной экономичности грузовых автомобилей и автобусов (известной под названием «добровольной программы»). По мере осуществления этой программы (1973—1977 гг.), согласно данным Ассоциации автопромышленников, было сэкономлено около 5 млн. т топлива. При этом наибольшая экономия топлива была достигнута в результате большего использования экономичных дизелей. Так, в 1973 г. дизели с высоким крутящим моментом и относительно низкой частотой вращения устанавливались только на 5% магистральных грузовых автомобилей большой грузоподъемности, а в 1977 г. — на 21% автомобилей. Всего в 1977 г. было изготовлено 200 тыс. дизелей. Другим мероприятием, направленным на снижение расхода топлива, является применение радиальных шин. В 1975 г. было оборудовано радиальными шинами 3% грузовых автомобилей средней и большой грузоподъемности, а в 1977 г. до 20%.

В табл. 1 приведены мероприятия, направленные на экономию топлива, и результаты последней, достигнутые в США за 5 лет действия программы (1973—1977 гг.).

Экономии топлива добиваются также принудительным порядком — установлением жестких стандартов на удельные нормативы расхода топлива по классам автомобилей.

К началу 1978 г. утвержден федеральный стандарт на предельный расход топлива автомобилями малой грузоподъем-

Мероприятия	Экономия топлива за 5 лет	
	в %	в тыс. т
Дизелизация автомобильного парка	46	2300
Установка радиальных шин	26	1300
Оборудование отключающими вентиляторами	22	1100
Применение устройств, улучшающих аэродинамику автомобиля	5	250
Прочие мероприятия	1	50

ности (до 1,5 т) полной массой до 3,8 т с колесной формулой 4×2 и 4×4 (табл. 2).

Колесная формула автомобиля	Утвержденная норма расхода в л/100 км		Нормы, действовавшие в 1978 г., в л/100 км
	1980 г.	1981 г.	
4×2	14,7	13,1	16,1
4×4	16,8	15,2	18,8

В настоящее время обсуждается стандарт на нормы расхода топлива автомобилями средней грузоподъемности, которые составляют значительную долю автомобильного парка страны.

В европейских странах положение с экономией топлива менее напряженно, чем в США. Это частично объясняется традиционно высоким уровнем дизелизации автомобильного парка, меньшими, чем в США, расстояниями перевозок и широким применением на междугородных перевозках грузов автопоездов, состоящих из автомобиля-тягача и прицепа.

В Великобритании за период с 1955 по 1975 гг., т. е. за 20 лет, парк грузовых автомобилей увеличился с 1109 тыс. до 1700 тыс. шт., т. с. в 1,5 раза, а парк всех видов автомобилей за этот же период увеличился в 2,7 раза (с 6412 тыс. до 17 200 тыс.). Опережающий рост общего парка объясняется стремительным ростом числа легковых автомобилей — с 3526 тыс. до 13 700 тыс., т. е. почти в 4 раза.

Согласно исследованию, опубликованному в 1976 г. Федерацией Британских Дорог, в перспективе на 1990 г., а также на 2000 г. ожидается дальнейший рост парка грузовых автомобилей, но в значительно меньших масштабах — за 20 лет лишь на 15% (табл. 3).

В Великобритании не столь высок, как в США, удельный вес автомобилей малой грузоподъемности в общем парке грузовых автомобилей:

Таблица 1

Таблица 3

Годы	Парк автомобилей в тыс. шт.		
	грузовых	легковых	всего
1975	1770	13 700	17 500
1980	1800	16 400	20 000
1985	1800	18 800	22 400
1990	1900	21 400	25 100
1995	2000	22 800	26 600
2000	2100	24 200	28 100

Роль автомобильного транспорта и автомобильной промышленности в развитых капиталистических странах (США, Великобритания, ФРГ, Японии) исключительно велика. По данным статистики, практически вся промышленность и сельское хозяйство США связаны в той или иной степени с автомобильным транспортом. Около 13 млн. работающих в США (это примерно каждый шестой трудящийся страны) заняты непосредственно в автомобильной промышленности, системе технического обслуживания, эксплуатации и продаже автомобилей. В табл. 4 приведено распределение трудящихся, связанных с автомобильным транспортом США, по роду занятий.

Таблица 4

Род занятий	Число занятых в работе	
	в тыс. человек	в %
Работа в автомобильной промышленности	797,2	5,9
Распределение и заправка горюче-смазочных материалов	100,5	0,7
Продажа и обслуживание автомобилей	2730,6	20,3
Содержание и строительство дорог	568,1*	4,2*
Вождение грузовых автомобилей и работа в других службах	9034,0	67,0
Вождение автобусов, такси и работа в других службах	202,5	1,9
Всего	13433,9	100

* Федеральные и местные дороги.

При парке грузовых автомобилей и автобусов США 27 млн. в среднем на единицу подвижного состава приходится 0,5 работающего, или 5,8 работающих на один грузовой автомобиль средней или большой грузоподъемности.

Канд. техн. наук В. П. КОЧЕУЛОВ

БЕНЗОМЕТАНОЛНЫЕ СМЕСИ — ТОПЛИВО ДЛЯ КАРБЮРАТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

В ПОСЛЕДНЕЕ время интерес к метанолу заметно возрос, поскольку появилась возможность получать его на относительно дешевых и высокопроизводительных установках большой мощности из горючих сланцев и каменного угля. Кроме того, современный уровень развития автомобильной техники позволяет более эффективно использовать двигатель для работы на метаноле, чем в предыдущие годы, с учетом свойств метанола, отличных от свойств бензина.

Эти особенности и отличия заключаются в следующем.

Теплота сгорания метанола в 2,24 раза ниже, чем бензина. Метанол имеет по сравнению с бензином высокую скрытую теплоту испарения, низкую упругость паров, низкую температуру кипения, повышенную гигроскопичность и повышенную склонность к азеотропии¹ с некоторыми

составляющими бензина. Пары метанола в 1,5—2 раза токсичнее паров бензина. Метанол обладает повышенной коррозионной агрессивностью к металлам и несовместим с некоторыми пластмассами. Детонационная стойкость метанола существенно выше, чем бензина. Количественные значения ряда показателей метанола в сравнении с бензином приведены в таблице.

Отмеченные физико-химические свойства метанола показывают, что он как мо-

¹ Способность жидкостей образовывать физические смеси, кипящие при температурах меньших, чем исходные компоненты.

Физико-химические свойства	Топливо		
	Метанол	Бензин	Бензометанольная смесь
Октановое число:			
исследовательский метод	106—110	93	93
моторный метод	90—96	85	86
Теплота сгорания в Дж/кг	19,26·10 ⁶	43·10 ⁶	38,8·10 ⁶
Скрытая теплота испарения в Дж/кг	1,1·10 ⁶	0,3·10 ⁶	
Давление насыщенных паров (по Рейду) Н·м ²	3,14·10 ⁴	4,1·10 ⁴	6,08·11,2·10 ⁴
Стехиометрическое соотношение воздух — топливо	6,463	14,9	13,38
Температура кипения в К	337,7	210—461	216—459
Удельный вес (при 293 К) в Н·м ³	7,75	7,208	7,463
Понижение температуры при полном испарении в К	123,1	18,6	—
Теплота сгорания топливовоздушной смеси в Дж/м ³	3,57·10 ⁶	3,47·10 ⁶	3,49·10 ⁶

торное топливо обладает определенными преимуществами и недостатками перед бензином. Так, высокая детонационная стойкость метанола позволяет существенно повысить степень сжатия двигателя, улучшив тем самым его мощностные и экономические показатели. Добавление метанола к бензину повышает октановое число смеси не в прямой пропорции, как это происходит, например, в смесях изооктана с гептаном, а в значительно большей степени. Это позволяет рекомендовать его в качестве заменителя антидетонационных присадок.

Низкая теплота сгорания метанола не снижает мощностных показателей двигателя. Объясняется это тем, что определяющей в получении мощностных показателей двигателя является теплота сгорания единицы массы топливовоздушной смеси, а не топлива. Количество тепла, выделяемое при сгорании смеси метанола с воздухом стехиометрического состава, на 3% выше количества тепла, выделяемого бензиновоздушным зарядом того же состава. Кислород, содержащийся в молекуле, уменьшает количество воздуха, необходимое для полного сгорания, поэтому в разных объемах воздуха метанола можно сжечь в 2,31 раза больше, чем бензина. Этим отчасти объясняется тот факт, что мощность двигателя с правильно отрегулированной топливной аппаратурой при работе на метаноле выше, чем при работе на бензине.

Высокая скрытая теплота испарения метанола (в 3,66 раза большая, чем у бензина) качественно влияет на характер изменения топливно-воздушного заряда во впускной трубе и цилиндре двигателя при развитии процессов смесеобразования и сгорания. Так, при работе на метаноле температура топливно-воздушного заряда во впускной трубе за счет испарения метанола снижается по сравнению с температурой при работе на бензине в 6,5 раза. Это показывает, что высокая скрытая теплота испарения метанола в сочетании с плохой его испаряемостью при низких температурах будет способствовать ухудшению пусковых качеств двигателя. Вместе с тем такое свойство метанола ведет к уменьшению теплонапряженности цикла и увеличению весового наполнения цилиндров свежим зарядом. Последний факт в сочетании с уже отмеченной высокой теплотворной способностью метаноловоздушной смеси способствует увеличению мощности двигателя.

При работе на метаноле возрастает также и КПД двигателя. Это объясняется меньшими, чем при работе на бензине, потерями тепла в стеки цилиндров и камеры сгорания из-за более низких значений максимальных температур цикла, температур отработавших газов и высоким коэффициентом молекулярного изменения.

Применение метанола способствует снижению нагарообразования на рабочих поверхностях камеры сгорания и меньшему закоксовыванию деталей цилиндропоршневой группы. Склонность бензометанольной смеси к нагарообразованию в камере сгорания двигателя, определенная по методу НАМИ, в 2—2,5 раза ниже, чем у товарного бензина. Это объясняется тем, что метанол как индивидуальное химическое соединение, не имеющее высококипящих фракций, не образует высокомолекулярных соединений, которые создают предпосылки к образованию нагара.

Несмотря на отмеченные достоинства, применению метанола в качестве топлива в чистом виде препятствуют следующие недостатки. Прежде всего, это низкая упругость его насыщенных паров при низких температурах, что в сочетании со значительным понижением температуры смеси при испарении метанола затрудняет пуск двигателя в зимнее время года. Низкая теплота сгорания почти вдвое снижает запас хода автомобиля. Повышенная коррозионная агрессивность к некоторым материалам системы питания требует замены последних. Вследствие этого для сохранения технико-эксплуатационных качеств автомобиля необходимо вводить дополнительные устройства, облегчающие пуск двигателя при отрицательных температурах, увеличить емкость баков, заменить материалы элементов системы питания и пр. Последнее приводит к существенным конструктивным изменениям двигателя, его систем и частично автомобиля.

Однако метанол можно использовать в качестве добавки к бензину. Присадка метанола к бензину в оптимальных количествах повышает мощностные показатели двигателей и обеспечивает работу серийных двигателей без особых конструктивных изменений.

В НАМИ в качестве топлива исследована бензометанольная смесь, содержащая 79% бензина и 14% метанола. Для повышения стабильности смеси метанола с бензином в нее вводили 7% изобутилового спирта. Причем для двигателей со степенью сжатия 8,5—8,8 использовали бензометанольную смесь с октановым числом, соответствующим бензину АИ-93, а для двигателей со степенью сжатия 6,5—6,7 — бензину марки А-76. Учитывая относительно высокую стоимость изобутанола, предварительно провели оценку стабильности бензометанольных смесей без добавки изобутилового спирта. Безводные смеси, состоящие из 5, 10 и 15% метанола с бензином, расслаивались соответственно при температурах 258, 268 и 274 К. Эти смеси во время хранения в течение 30 дней при температуре около 280 К не расслаивались. Однако в случае добавления 0,2% воды расслаивание наблюдалось уже при комнатной темпе-

ратуре. Такая низкая стабильность смесей в присутствии воды и вызвала необходимость вводить стабилизатор.

Смесь, состоящая из 79% бензина, 14% метанола и 7% изобутилового спирта с содержанием 0,3% воды, была стабильной до 253 К. Это позволило хранить ее в течение двух месяцев в подземных емкостях в зимнее время года. Вследствие высокой гигроскопичности смеси содержание в ней влаги увеличивалось за время хранения до 0,5% и расслаивание происходило уже при 267 К.

Чтобы выявить, как влияет бензометанольная смесь на динамические, экономические, токсические показатели автомобилей и пусковые качества двигателей, провели испытания на пяти грузовых и четырех легковых автомобилях в лабораторно-дорожных условиях и на стенд с беговыми барабанами, а также в условиях городского движения и ряда другой эксплуатации.

Испытания проходили при одинаковом регулировании карбюраторов как во время работы на бензине, так и на бензометанольной смеси. У грузовых автомобилей карбюраторы были с серийными бортовыми регулировками, а у легковых — отрегулированы под бензометанольную смесь.

Оценка динамических показателей грузового автомобиля с двигателем рабочим объемом $6 \cdot 10^{-3}$ м³ на дорогах автополигона НАМИ показала следующее. Максимальные скорости движения автомобиля на товарном бензине и бензометанольной смеси оказались практически одинаковыми. Время разгона с места на пути 400 и 1000 м на бензометанольной смеси меньше, чем на бензине соответственно на 1,5 и 3,1%. Время разгона с места до скорости 60 и 80 км/ч и разгона на прямой передаче от скорости 20 км/ч до скорости 80 км/ч на бензометанольной смеси соответственно меньше на 5,7; 9,6 и 2,0%. Экономичность автомобиля по характеристике установившегося движения на скоростях от 30 до 80 км/ч при работе на бензометанольной смеси на 3—4% хуже, чем на бензине А-76.

Аналогичным испытаниям был подвергнут легковой автомобиль с двигателем рабочим объемом $1,6 \cdot 10^{-3}$ м³. Максимальная скорость движения при работе на бензине и на бензометанольной смеси также оказалась практически одинаковой и составила соответственно 152,9 и 153,5 км/ч. Время разгона с места на участке 400 и 1000 м при работе на бензометанольной смеси уменьшается в среднем на 6%. Время разгона с места с переключением передач до скоростей 40—140 км/ч сокращается в среднем на 12%. Удельный расход бензометанольной смеси по топливной характеристике установленного движения на динамометрической дороге увеличился в среднем на 6% во всем диапазоне скоростей.

Учитывая, что бензометанольная смесь имеет отличную от бензина величину стехиометрического соотношения воздух — топливо, целесообразно оценивать динамические показатели автомобиля, работающего на этой смеси, в сравнении с работой на бензине при эквивалентных регулировках системы питания. С этой целью на стенде с беговыми барабанами на легковом автомобиле с двигателем рабочим объемом $2,45 \cdot 10^{-3}$ м³ выполнялся разгон на прямой передаче от 30 до 100 км/ч при полностью или

частично открытой дроссельной заслонке. Во время разгонов при частично открытой дроссельной заслонке во впускной трубе поддерживалось постоянное давление $3 \cdot 10^4 \text{ Н/м}^2$.

Для каждого вида топлива были подобраны четыре регулировки карбюратора, при которых на постоянных скоростях движения 15, 32, 50 и 90 км/ч подсчитывался коэффициент избытка топлива. Значения этих коэффициентов были затем использованы для обработки результатов эксперимента.

Измерение на стенде с беговыми барабанами действительного среднего значения α за время разгона или за ездовые циклы для построения зависимостей различных параметров работы двигателя от регулировки карбюратора связано с определенными трудностями. Вследствие этого были использованы в качестве показателя среднесафметические значения α , измеренные при постоянных скоростях движения. Несмотря на то, что величина использованного среднего значения α достаточно условна, полученные зависимости для сравнительного анализа представляют определенный интерес.

На рис. 1 показано время разгона t_p испытуемого автомобиля на стенде с беговыми барабанами при различных регулировках карбюратора. Применение бензометанольной смеси (сплошные кривые) улучшает динамику разгона по сравнению с работой на бензине (штриховые кривые) во всем рабочем диапазоне регулировок. Это улучшение связано, как уже отмечалось выше, с увеличением весового наполнения цилиндров свежим зарядом. При дросселирова-

нии двигателя разница во времени разгона на бензометанольной смеси и на бензине становится меньше из-за снижения влияния в этих условиях увеличения наполнения. Так, при регулировках карбюратора, соответствующих $\alpha = 0,9 \div 1,0$, разница между временем разгона на двух топливах составила при полностью открытой дроссельной заслонке (кривые 2) 12,5%, а при частичном ее открытии (кривые 1) 4,2%. Токсичность отработавших газов при работе на двух топливах определялась также на стенде с беговыми барабанами. Для анализа отработавших газов был использован газоанализатор Бекман с системой отбора проб постоянного объема.

На рис. 2 приведены величины выбросов вредных веществ с отработавшими газами NO_x , CO , CH и условного расхода топлива Q_T за ездовой цикл ОСТ 37.001.054-74 в зависимости от регулировок карбюратора при работе на бензометанольной смеси (сплошные линии) и на бензине (штриховые линии).

Из графиков следует, что выбросы CO при работе на бензометанольной смеси, так же как и при работе на бензине, являются при прочих равных условиях в основном функцией состава смеси. Для эквивалентных регулировок карбюратора выбросы CO практически одинаковы для двух топлив. Выбросы углеводородов для бензометанольной смеси заметно ниже на всем диапазоне регулировок.

Наибольшая разница в выбросах NO_x наблюдается в зоне обедненных регулировок, где, как известно, выбросы NO_x по ездовому циклу для двигателей, работающих на бензине, возрастают весьма значительно.

Однако при рассмотрении регулировочной характеристики по составу смеси для различных режимов (рис. 3) разница в концентрациях NO_x между бензометанольной смесью (сплошные линии) и бензином (штриховые линии) была не столь заметна. Этот факт дал основание предположить, что основной эффект в снижении NO_x по ездовому циклу при работе на бензометанольных смесях достигается на режимах разгона. Анализ непрерывной записи на ленту самописца выбросов NO_x в процессе выполнения ездового цикла подтвердил это предположение.

Существенное снижение выбросов NO_x за ездовой цикл дает бензометанольным смесям неоспоримое преимущество перед бензинами, поскольку большинство известных способов снижения выбросов NO_x двигателями, работающими на бензине, связано, как правило, с ухудшением ра-

бочего процесса или удешевлением конструкции автомобиля.

Оценка расходов топлива за ездовой цикл показала, что расход бензометанольной смеси увеличивается на 5-7% по сравнению с расходом бензина. В бензометанольной смеси доля бензина составляет 79%, поэтому физическая экономия его будет 15-17%.

Одной из важных характеристик эксплуатационных свойств автомобиля являются пусковые качества двигателя при низких температурах.

Были проведены испытания двух грузовых автомобилей с двигателем рабочим объемом $4,25 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$, трех автомобилей с двигателем рабочим объемом $6 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ и трех легковых автомобилей с двигателем рабочим объемом $1,2 \cdot 10^{-3}$; $1,5 \cdot 10^{-3}$; $1,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$. Пуск двигателей этих автомобилей осуществляли в интервале температур от 273 до 253 К.

В результате испытаний установлено, что надежный пуск грузовых автомобилей на бензометанольной смеси без средств облегчения возможен при температуре не ниже 271 К, на бензине — до 260 К. При температурах ниже указаных требуется прогревать двигатели горячей водой. Для автомобилей, заправленных бензометанольной смесью, необходим интенсивный предпусковой прогрев, причем количество попыток пуска, время прокручивания коленчатого вала стартером на бензометанольной смеси было значительно больше, чем на бензине (рис. 4). На легковых автомобилях, имеющих улучшенные пусковые устройства карбюраторов, надежный пуск на бензометанольной смеси возможен при температурах до 253 К. При этом среднее время прокручивания коленчатого вала двигателя составило 6-10 с при работе на бензометанольной смеси и 3-5 с при работе на бензине. Это свидетельствует о том, что проблема пуска двигателей на бензометанольной смеси при отрицательных температурах может быть частично решена путем улучшения их пусковых свойств.

Топливная экономичность в условиях городского движения и рядовой эксплуатации оценивалась на грузовых автомобилях. Испытания проводили при заездах с名义альной нагрузкой по строго определенному маршруту «Большая роза». Протяженность маршрута 43 км. Кроме того, были оценены расходы топлива автомобилями, совершающими обычную транспортную работу. Нагрузку автомобилей изменяли от 1,5 т до名义альной, и ежедневные пребеги со-

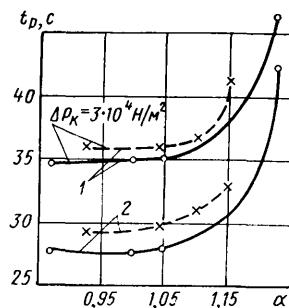


Рис. 1. Время разгона t_p на прямой передаче со скорости 30 до 100 км/ч в зависимости от регулирования карбюратора

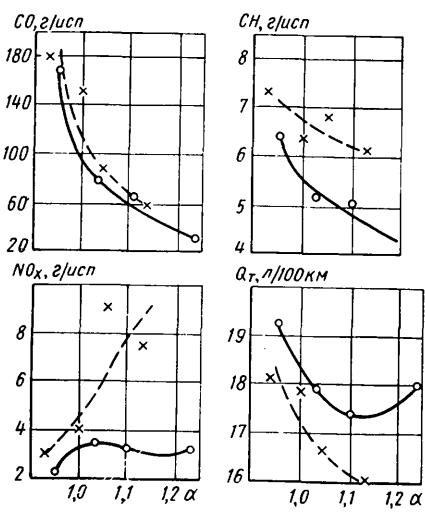


Рис. 2. Выбросы вредных веществ и условный расход топлива за ездовой цикл ОСТ 37.001.054-74 в зависимости от регулирования карбюратора

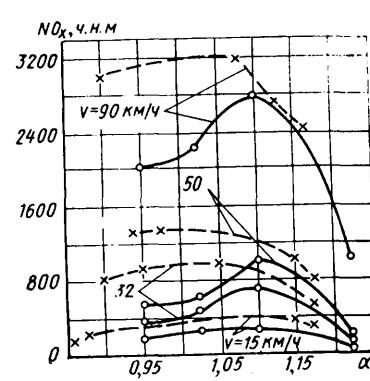


Рис. 3. Выбросы окислов азота на постоянных скоростях движения автомобиля в зависимости от регулирования карбюратора

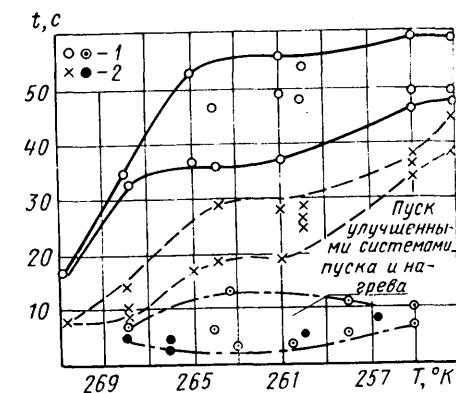


Рис. 4. Продолжительность прокручивания коленчатого вала двигателя до пуска в зависимости от температуры окружающей среды:

1 — бензометанольная смесь; 2 — бензин

ставляли 60—150 км при общем пробеге 1,5—2 тыс. км.

Несмотря на фактическую экономию бензина, расход бензометанольной смеси при заездах по «Большой розе» на 9—11% выше расходов при работе на бензине с практически одинаковыми техническими скоростями движения. Расход бензометанольной смеси в условиях рядовой эксплуатации оказался на 10—12% выше, чем на товарном бензине. После опытной эксплуатации видимых

следов коррозионного воздействия бензометанольной смеси на материалы системы питания не было обнаружено. В то же время при оценке коррозионной агрессивности бензометанольной смеси по ускоренной методике в ужесточенных лабораторных условиях было отмечено корродирование стали, латуни, припоя и растворения.

Таким образом, использование бензометанольных смесей позволяет значительно снизить выбросы окислов азота,

несколько снизить выбросы углеводородов и при правильном регулировании топливной аппаратуры позволяет экономить до 15% бензина. Значительно улучшаются динамические показатели автомобилей. Проблема пуска двигателей при низких температурах может быть решена улучшением пусковых устройств карбюраторов.

В. А. ЛУКШО, Е. В. ШАТРОВ,
В. В. СОКОЛОВ, Г. Г. ШИФРИН

УДК 629.114.2.013.5(—87)

ЗАРУБЕЖНЫЕ КОНСТРУКЦИИ СЕДЕЛЬНО-СЦЕПНЫХ УСТРОЙСТВ

ДЛЯ СЦЕПКИ седельного тягача с полуприцепом, для передачи части нагрузки от полуприцепа на шасси тягача и для обеспечения взаимного перемещения звеньев автопоезда предназначены седельно-сцепные устройства.

Существует два типа седельно-сцепных устройств: полуавтоматические шкворневые и автоматические бесшкворневые. Большинство седельных тягачей оборудовано полуавтоматическими шкворневыми седельно-сцепными устройствами. Эти устройства выпускаются фирмами ASF (Америкэн Стил Фоундри), Бартлетт Лифтинг Дивайс, Холланд Хитч, Фонтий Трак Эквипмэнт Фрюхауф, Манси Дивижэн, Про-Пар Дивижэн, Трансол Трак Эквипмэнт (США), Иост, ТЕНА, Тусант унд Гесс, Рокингер (ФРГ), Кодер, Скорт (Франция), Остин, Крейн-Фрюхауф, Девис Магнэт Уоркс, Дуглас, Славэн Транспорт Продакт (Англия), швейцарской фирмой GF (Георг Фишер) и др.

Полные массы автопоездов, оборудованных полуавтоматическими шкворневыми устройствами, могут достигать более 100 т. Сцепка в этих устройствах осуществляется автоматически, а подготовка к расцепке — вручную. Соединительными деталями служат захваты (или захват) разъемно-сцепного механизма тягача и сцепной шкворень полуприцепа, который укрепляется на полуприцепе между его передней стенкой и опорным устройством. Наиболее распространены крепления, когда шкворень с фланцем прикрепляется к опорному листу полуприцепа заклепками или болтами, а шкворень без фланца фиксируется корончатой гайкой со шплинтом.

Размеры сцепных шкворней стандартизованы. В частности, диаметр сопрягаемой поверхности сцепного шкворня должен быть равен 50,8 или 89 мм. В стандартах Англии, ГДР, Италии и Франции указаны только размеры сцепных шкворней, а в стандартах ФРГ и Голландии — также и способы их крепления. По DIN 74080 (ФРГ) сцепные шкворни должны изготавливаться из хромомolibденовых сталей марок 42 CrMo4 и 50 CrMo4.

Международная организация по стандартизации ISO стандартизовала (рис.

1 и табл. 1) лишь размеры сцепных шкворней диаметром 50 мм (ISO 337) и 90 мм (ISO 4086).

В ряде стран существуют стандарты на седельно-сцепные устройства: NF R411-68 (Франция); DIN 7401 (ФРГ) и другие, оговаривающие присоединительные размеры для крепления устройств к раме тягача. Для седельно-сцепных устройств, предназначенных для сцепки с полуприцепами, сцепной шкворень которых выполнен по международному стандарту (ISO 337), имеется международный стандарт ISO 3842, оговаривающий количество, диаметр и взаимное расположение отверстий для укрепления седельно-сцепных устройств на тягачах.

Стандарты ряда стран оговаривают углы наклона опорной плиты седельно-сцепного устройства вперед-назад в вертикальной плоскости, проходящей через продольную ось автопоезда (углы β), и углы наклона опорной плиты в обе стороны в вертикальной плоскости, перпендикулярной продольной оси автопоезда (углы α). Для дорожных автомобилей в ФРГ углы β приняты равными $\pm 10^\circ$, а по нормам Европейского экономического сообщества они должны составлять $\pm 8^\circ$.

Международный стандарт ISO 1726, распространяющийся на тягачи с полуприцепами, предназначенными для международных перевозок, устанавливает угол α не более 3° , а угол β — не менее 8° .

Полуавтоматические шкворневые устройства выпускаются с двумя и тремя степенями свободы. При наличии двух степеней свободы возможно продольное качание полуприцепа относительно тягача на определенный угол β и поворот полуприцепа вокруг оси сцепного шкворня в горизонтальной плоскости. Конструкции устройств с двумя степенями свободы позволяют наклонять (сцеплять с тягачом) полуприцеп вперед на угол $\beta_1 = 8-23^\circ$ и назад на угол $\beta_2 \leq 20^\circ$. Устройства, устанавливаемые

Таблица 1

Стандартизируемый размер в мм по ISO	Размеры сцепного шкворня диаметром в мм	
	50	90
A	60,8±0,1	89±0,1
B	73±0,1	114±0,1
C	71,5±0,4	111±0,4
D	35 ⁰ -3	21 ⁰ -3
E	70 ⁰ +1,5	59 ⁰ +1,5
F	84 ⁰ -1,5	74 ⁰ -2
R	3 ⁰ +0,5	3 ⁰ +0,5

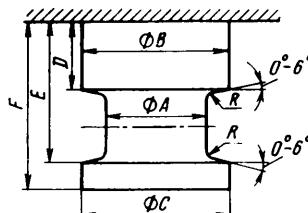


Рис. 1. Конфигурация сцепного шкворня полуприцепа

на автопоездах общего назначения, изготавливают обычно с двумя степенями свободы.

Устройства с тремя степенями свободы дополнительно обеспечивают так называемое поперечное качание полуприцепа относительно тягача на угол $\alpha = 3-14^\circ$ включительно в каждую сторону. Эти устройства используются за рубежом для автопоездов, эксплуатируемых по бездорожью или предназначенных для перевозки тяжелых неделимых грузов, а также для автопоездов, в состав которых входят полуприцепы особых жесткости на кручение конструкции (например, полуприцепы-цистерны несущих конструкций). Использование для перечисленных выше автопоездов устройств с двумя степенями свободы приводит к передаче на раму тягача значительных скручивающих моментов, способствующих быстрому разрушению рамы.

Международная организация по стандартизации включила в стандарт ISO 1726 также размеры, определяющие расположение седельно-сцепного устройства на тягаче и сцепного шкворня на полуприцепе. К числу стандартизируемых размеров относятся: расстояние от оси отверстия под сцепной шкворень седельно-сцепного устройства до задней стенки кабины или до устанавливаемых за ней узлов и агрегатов тягача; радиус габарита задней части тягача; расстояние от сцепного шкворня до ближайшей части механизма опорного устройства полуприцепа; радиус габарита передней части полуприцепа; высота верхней плоскости седельно-сцепного устройства тягача под номинальной нагрузкой от уровня дороги.

Большое внимание уделяется расположению седельно-сцепного устройства относительно задней оси тягача (смещению устройства), что необходимо для полного использования грузоподъемности шин тягача, а следовательно, и автопоезда. Оптимальное распределение нагрузок по осям наиболее распространенных в эксплуатации трех-, четырех- и пятиосных седельных автопоездов приведено в табл. 2. Эта таблица

Таблица 2

Количество осей автопоезда ¹	Нагрузки на оси (тележки) в %		
	первую	вторую	третью
3 (2+1)	18,7—25	39,2—41,5	33,5—40,7
4 (2+2)	15—18,7	30—34	50—54,5
5 (3+2)	12,2—15,8	42,1—43,9	42,1—43,9

¹ Первое слагаемое — число осей тягача, второе — полуприцепа.

Параметры	Модель СВО-20 (ПНР)		БНР	GF, SK-L (Швейцария)	Йост, «JSK-8-34», тип А (ФРГ)	Фрюхауф, типа С (Фран- ция***)	Модель MECH2 (ЧССР)	GF, SK-M (Швейцария)	Кодер, 111С (Франция)	Фрюхауф 36* (Франция**)	Йост (ФРГ)	GF, SK-S (Швейцария)	Йост, 12C. (ФРГ)	Йост, 12D. (ФРГ)	Йост (ФРГ)	Кодер, КОС (Франция)	Дайсон 560/33 (Анг- лия)
	Модель СВО-20 (ПНР)	БНР															
Нагрузка на седельно-цепное устройство в т . . .	4,0	7,0	8,0	8,0	8,0	9,2	12,0	14,0	14,0	15,0	18,0	18,0	20,0	25,0	30,0	—	—
Собственная масса седельно-цепного устройства в кг	—	—	58	110	175	—	115	180	180	—	137	135	132	—	350	—	—
Габаритные размеры устройства в мм:																	
длина	832	960	570	800	1140**	950	745	940	1184**	820	845	900	914	950	940	910	910
ширина	800	840	600	910	962	920	938	1010**	1000	1020**	938	930	1210**	940	940	965	965
высота	275	300	150	185	210	210	190	180	225	340	190	185	170	280	290	248	248
Размеры опорной плиты в мм:																	
длина	832	960	570	800	966	950	745	940	964	820	845	900	914	950	940	900	900
ширина	600	840	570	860	864	840	730	940	914	740	914	400	504	900	940	915	915
ширина зева	400	440	390	—	430	400	500	—	420	400	575	—	480	260	400	460	460
Расстояние от крайней передней точки опорной плиты до ее поперечной оси качания в мм	312	380	225	300	366	420	270	—	390	370	345	—	—	350	—	340	—
Количество степеней свободы	3	3	2	2	3	2	2	2	3	2	3	3	3	3	3	3	3
Максимальные углы качания опорной плиты в град:																	
β_1	21	10	12	—	15	10	12	15	15	23	12	15	—	23	16	20	20
β_2	13	10	17	0	15	10	17	15	15	18	17	15	—	18	16	20	20
α	± 5	± 10	0	0	9	0	0	0	0	± 4	0	—	—	± 7	± 7	± 9	—
Опорные кронштейны устройства:																	
длина в мм	800*	720	330	446	—	490	330	—	—	640	456	446	446	640	500	—	—
ширина в мм	420	240	—	235	—	285	—	—	—	200	—	235	152	150	160	—	—
количество отверстий под болты крепления	8	4×2	4×2	4×2	—	4×2	6×2	—	—	7×2	6×2	6×2	4×2	7×2	12×2	—	—
Полная масса автопоезда для данного устройства в т	12	21,5	32	30	32	31	65	54	50	40	65	65	61	85	—	—	—

* Один опорный кронштейн.

** По рукоятке.

*** Приведены данные по седельно-цепным устройствам французского филиала американской фирмы Фрюхауф.

Автомобильная промышленность № 6, 1980 г.

составлена с учетом требований дорожного законодательства зарубежных стран, согласно которым нагрузки на оси автомобилей и прицепного состава могут быть разными, а допускаемые нагрузки на оси, входящие в состав двухосных тележек, должны составлять 80—90% от нагрузки на отдельно расположенные оси.

У опорных плит седельно-цепных устройств длина 570—960 мм; ширина 600—1000 мм и максимальная ширина зева до 720 мм. Расстояние от крайней передней точки опорной плиты до ее поперечной оси качания 225—380 мм. Опорные плиты изготавливают литыми или штампованными (с последующей приваркой ребер жесткости). Применение штампованных опорных плит позволяет значительно снизить собственную массу седельно-цепных устройств. Например, масса седельно-цепного устройства фирмы Дэльта (США), рассчитанного на вертикальную нагрузку 20 т (полную массу автопоезда 65 т), составляет лишь 145 кг. Это достигнуто за счет применения штампованной опорной плиты из качественной стали толщиной 8 мм, усиленной ребрами

толщиной 15 мм. Характеристики ряда моделей седельно-цепных устройств приведены в табл. 3.

Одним из важнейших элементов седельно-цепных устройств является разъемно-цепной механизм, предназначенный для надежной и быстрой сцепки и расцепки звеньев автопоезда, для передачи усилий между ними в процессе эксплуатации и для обеспечения возможности поворота полуприцепа по отношению к тягачу вокруг оси сцепного шкворня в горизонтальной плоскости.

По характеру осуществления операции сцепки разъемно-цепные механизмы подразделяются на полуавтоматические и автоматические, а по числу захватов на одно- и двухзахватные. В настоящее время выпускают больше седельно-цепных устройств с однозахватными разъемно-цепными механизмами. Разъемно-цепные механизмы по конструктивному исполнению весьма многообразны.

Работа полуавтоматического однозахватного разъемно-цепного механизма фирмы ТЕНА показана на рис. 2. Сначала водитель готовит седельно-цепное устройство для сцепки с полуприцепе-

ром. Для этого необходимо вытянуть до упора рукоятку седельно-цепного устройства, на конце которой находится запорный клин 1 (рис. 2, а). При вытягивании рукоятки (на рисунке не показано) происходит сжатие пружины 6 и подготовка механизма к сцепке (обычно эта операция производится при расцепке звеньев автопоезда, и поэтому готовить седельно-цепное устройство к сцепке практически не приходится). Затем водитель подает тягач под полуприцеп. Сцепной шкворень 7 полуприцепа попадает в разъемно-цепной механизм и, упираясь в малый рычаг 4, преодолевает сопротивление пружины 5 и поднимает дугообразный рычаг 3 (рис. 2, б). При подъеме рычага 3 одновременно освобождается запорный клин 1, который под действием пружины 6 приближается к сцепному шкворню, а замок 2 охватывает сцепной шкворень. Замок, преодолевая сопротивление пружины 8, перемещается с нижней на верхнюю поверхность запорного клина. Пружина 6двигает запорный клин, пока замок не прижмет сцепной шкворень к корпусу седла (рис. 2, в). В указанном положении запорный клин удерживается дугообразным рычагом, а рукоятка седельно-цепного устройства — дополнительно стопорным пальцем. В случае необходимости разъемно-цепной механизм фирмы ТЕНА можно заменить за несколько минут.

Преимуществом разъемно-цепных механизмов с фиксацией сцепного шкворня посредством клина (фирмы ТЕНА и Йост) является автоматический выбор зазора, появляющегося от износов сцепного шкворня и сопрягаемых с ним деталей седельно-цепного устройства. Устранение зазора происходит с помощью пружины, прижимающей клином замок к сцепному шкворню.

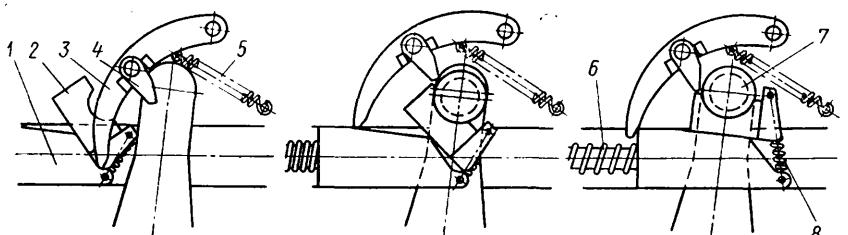
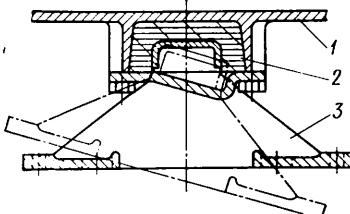


Рис. 2. Схема работы однозахватного разъемно-цепного механизма фирмы ТЕНА:
а — механизм подготовлен для сцепки; б — сцепной шкворень в механизме; в — сцепка завершена

Рис. 3. Установка резиновых элементов между опорной плитой и опорными кронштейнами



Седельно-сцепные устройства подвергаются воздействию вертикальных нагрузок, тяговых усилий и изгибающих моментов, действующих в плоскости, перпендикулярной продольной оси автопоезда. Вертикальные нагрузки воспринимаются опорными плитами и кронштейнами, тяговые усилия — деталями разъемно-сцепного механизма и сцепным шкворнем, моменты — опорными кронштейнами. Детали, подвергающиеся воздействию нагрузок, изнашиваются.

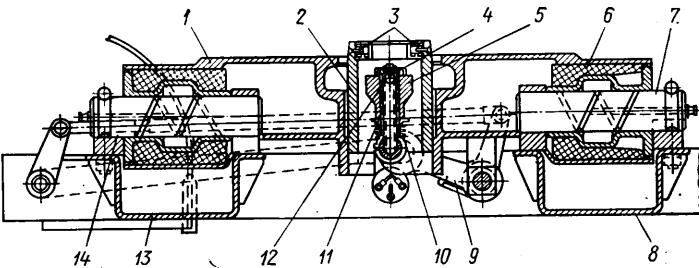
По возможности выбора зазоров, возникающих в процессе эксплуатации в паре сцепной шкворень — захват (захваты) разъемно-сцепного механизма, последние можно разделить на механизмы, не обеспечивающие выбора зазоров; с ручной регулировкой выбора зазоров, и с автоматическим выбором зазоров. Сцепной шкворень, захват (захваты) разъемно-сцепного механизма, опорная плита и подшипники опорных кронштейнов наиболее сильно подвержены износу, степень которого прежде всего зависит от условий эксплуатации автопоезда и конструкции полуприцепа. Износ упомянутых выше деталей увеличивается при эксплуатации автопоездов на разбитых дорогах и дорогах с большим числом поворотов при высоком расположении центра тяжести полуприцепа, а также при работе с цистернами, самосвалами и тяжеловозами.

Устранение износа осуществляется различными способами. В седельно-сцепных устройствах модели Симплекс фирмы Рокингер и модели SK-S36 фирмы GF зазоры между сцепным шкворнем и соприкасающимся с ним полукольцом опорной плиты устраняются поворотом эксцентрикового пальца, установленного в опорной плите (Симплекс) или заменой изношенного полукольца (SK-S36). В седельно-сцепных устройствах фирм Иорк (Англия), Иост и ТЕНА изнашивание деталей компенсируется поджиманием запорных клиньев. С целью уменьшения износа подшипников опорных плит фирма Иост применяет сферические подшипники скольжения, а фирма Иорк на модели Big-D неопреновые сайлент-блоки.

К преждевременному износу и повреждениям деталей седельно-сцепных устройств приводят и динамические нагрузки. Для гашения динамических нагрузок фирмы предусматривают в конструкции седельно-сцепных устройств упругие элементы, выполняемые обычно из резины. Резиновые элементы располагаются либо непосредственно между опорными кронштейнами устройства и рамой тягача, либо между опорной плитой и опорными кронштейнами.

В качестве примера первого конструктивного решения можно привести модели фирм Иост. Между опорной плитой и опорными кронштейнами расположены резиновые элементы на устройствах фирм Дайтон (США), Фрюхауф (Франция) и GF. По мере старения резины упругие элементы меняются. Применяются также упругие элементы из пласти-

Рис. 4. Разрез по седельно-сцепному устройству фирмы Тусант унд Гесс



масс. Фирма GF использует резиновые элементы не только для гашения динамических нагрузок, но и для обеспечения необходимых углов продольного и поперечного качания опорной плиты, а следовательно, полуприцепа. Вместо металлических поворотных цапф, допускающих качание опорной плиты только вдоль шасси тягача, в конструкции предусмотрены привулканизированные к опорной плате резиновые элементы 2 (рис. 3), которые помимо продольных допускают и поперечные перемещения опорной плиты 1 относительно опорных кронштейнов 3 на угол $\pm 1,5^\circ$ (на рис. показано взаимное положение деталей при максимальном угле смещения в продольной плоскости 17°). По утверждению фирмы такая конструкция предохраняет раму тягача от скручивающих моментов.

Резиновые упругие элементы установлены в седельно-сцепных устройствах типа В фирмы Иост. Устройства типа В фирма рекомендует устанавливать на седельных тягачах, работающих с полуприцепами-цистернами, характеризующимися большой жесткостью на кручение и передающими скручивающие моменты через седельно-сцепное устройство на раму тягача. Таким образом, упругие элементы в конструкциях седельно-сцепных устройств снижают динамические нагрузки, передаваемые на их детали и раму тягача, а также обеспечивают возможность качания полуприцепа относительно тягача при движении автопоезда по неровностям дороги. При поперечных качаниях в пределах $\pm 3^\circ$ устойчивость автопоезда практически не ухудшается (перекосы звеньев автопоезда компенсируются деформациями упругих элементов их подвесок).

Обычно при работе со шкворневыми седельно-сцепными устройствами после сцепки тягача с полуприцепом водитель должен соединить их тормозные и электрические коммуникации. На седельно-сцепных устройствах фирмы Тусант унд Гесс, рассчитанных на вертикальную нагрузку 9 т и применяемых на тягачах фирмы ДАФ (Голландия), коммуникации соединяются в процессе сцепки (рис. 4). Устанавливаются они на тягаче на опорных кронштейнах 8 и 13, к которым прикрепляются две оси 7 и 14, монтируемые в смазываемых втулках, снабженных резиновыми подшипниками 6 для восприятия поперечных динамических нагрузок (сверху механизма закрыт опорной плитой 1).

Соединительным элементом устройства служит запорная втулка 2, которая может свободно перемещаться вверх и вниз. В верхней части втулки 2 укреплены изолированные от массы контактные кольца 3, соединенные с электрической цепью тягача. В процессе сцепки установленные в середине опорного листа полуприцепа сцепные диски «садятся» на запорную втулку. При этом укрепленные на дисках контактные пальцы соприкасаются с контактными

кольцами 3, а находящаяся в центре сцепных дисков втулка ложится на резиновое запорное кольцо 5. Преодолев сопротивление расположенной снизу пружины 10, втулка открывает радиальные сверления 12 в выводной коммуникации 11 тягача. В это время пневмосистема тягача при помощи установленного во втулке полуприцепа переходного ниппеля соединяется с пневматической коммуникацией полуприцепа. Выводная пневматическая коммуникация тягача прикрыта сверху запорной крышкой 4. После завершения сцепки водитель из кабины рычагом 9 запирает седельно-сцепное устройство, и автопоезд готов к эксплуатации.

В эксплуатации иногда возникает необходимость перемещать седельно-сцепное устройство в горизонтальной или вертикальной плоскостях. Необходимость перемещения в горизонтальной плоскости (вдоль рамы тягача) наиболее часто возникает у транспортных фирм США в связи с тем, что нагрузки на оси (тележки) автотранспортных средств определяются законодательством отдельных штатов. Меняя расположение седельно-сцепного устройства относительно рамы тягача, можно перераспределением нагрузки по осям тягача укладываться в законодательные ограничения различных штатов без снижения грузоподъемности полуприцепа. При эксплуатации автопоезда большой грузоподъемности в тяжелых дорожных условиях (на затяжных подъемах, при необходимости преодоления участка дороги с пониженным коэффициентом сцепления и т. п.) возникает необходимость повышать сцепную массу тягача. Повышения сцепной массы достигают приближением седельно-сцепного устройства к ведущей оси тягача.

Седельно-сцепные устройства, перемещающиеся относительно рамы тягача в горизонтальной плоскости (в дальнейшем именуемые передвижными), выпускаются фирмами ASF, Холланд Хитч, Манси Дивижэн, Фонтейн Трак Эквипмэнт, Трансол Трак Эквипмэнт, Рокингер, Славэн Транспорт Продакт и др.

Перемещение седельно-сцепного устройства осуществляется механическим или пневматическим приводом (управление пневматикой выполняется обычно из кабины тягача). Большинство конструкций обеспечивает максимальное перемещение (ход) седельно-сцепного устройства на 300—800 мм, однако имеются модели с ходом до 1830 мм. Наименьшее фиксируемое перемещение — шаг определяется расстоянием между отверстиями в направляющих рамках устройства, в которых (отверстиях) фиксируется седельно-сцепное устройство в каждом положении. Например, западногерманской фирмой Рокингер выпускает передвижное устройство модели 67 с максимальным ходом 615 мм и шагом 102,5 мм. Характеристики ряда моделей передвижных седельно-сцепных устройств фирм США приведены в табл. 4.

Таблица 4

Фирма	Модель	Ход седла в мм	Шаг седла в мм	Масса устройства в кг	Высота устройства в мм	Привод механизма передвижения
ASF	Таперлок	610, 915 или 1220	101,6	126*	—	Сжатым воздухом
Холланд Хитч	2500	По заказу	38,1	210	172	или от руки
Манси Дивижэн	250	762	—	—	197	То же
Трансол Трак					190	»
Эквипмент	AS-7	610	101,6	—	190	Сжатым воздухом
Фонтийн Трак						То же
Эквипмент	5AS	1270	—	248	190	

* При ходе 610 мм.

Седельно-сцепные устройства, которые перемещаются в вертикальной плоскости и меняют свое положение относительно рамы тягача по высоте (сокращенно именуемые поднимающимися), широко применяются на тягачах, используемых во дворах складских помещений, на погрузочно-разгрузочных площадках фирм, занимающихся смешанными (автомобильно-железнодорожными и автомобильно-водными) перевозками, и во всех остальных случаях, когда необходимо быстро перемещать полуприцепы на небольшие расстояния.

При этом особое значение приобретает сокращение потерь времени на сцепку полуприцепа с тягачом. Для сцепки полуприцепа с тягачом необходимо, чтобы высота опорного листа полуприцепа соответствовала высоте седельно-сцепного устройства. Однако высота тягачей устройств, жестко закрепленных на раме, колеблется за рубежом в пределах 1050—1550 мм. Вследствие этого, чтобы сцепить тягач с полуприцепом, обычно требуется поднять или опустить переднюю часть полуприцепа при помощи подъемного механизма опорных устройств. Если в течение рабочего дня тягач должен работать со многими полуприцепами, то соответствующие операции по регулированию высоты опорного листа полуприцепа занимают много времени и требуют затрат ручного труда.

Тягачи, оборудованные поднимающимися седельно-сцепными устройствами, позволяют устанавливать седельно-сцепное устройство на необходимую высоту без выхода водителя из кабины, а кроме того, обеспечивают следующие преимущества: полуприцепы, предназначенные для работы с такими тягача-

ми, могут быть оборудованы опорными устройствами простейшей конструкции; сцепка тягача с полуприцепом не требует затрат ручного труда и занимает меньше времени; при маневрировании на складских площадках отпадает необходимость в подъеме опорных устройств полуприцепа, так как вместо этого достаточно лишь поднять с помощью седельно-сцепного устройства переднюю часть полуприцепа на 200—250 мм и проводить необходимый маневр.

Поднимающиеся седельно-сцепные устройства изготавливают фирмы Бартлетт Лифтинг Дивайс (крупнейшая фирма по выпуску), Фрюхауф, Холланд Хитч, Рокингер, Дуглас и Лакса Свэйтс энд Мэканиска Вэркстад АВ (Швеция).

Механизм подъема (опускания) седельно-сцепного устройства выполняется обычно гидравлическим или пневматическим. Привод его осуществляется от гидравлического насоса или компрессора, приводимых в действие двигателем тягача или электродвигателем, питаемым от аккумуляторных батарей. Гидроцилиндры подъема (опускания), количество которых обычно не превышает двух, располагаются вдоль рамы тягача, либо под углом к ней. Большинство конструкций поднимающихся устройств обеспечивает высоту подъема до 400 мм, время подъема на такую высоту не превышает 10—12 с.

Фирма Примроуз Фирд Эксел (Англия) выпускает поднимающееся седельно-сцепное устройство на вертикальную нагрузку 10,5 т и высоту подъема 343 мм. Подъем осуществляется двумя гидроцилиндрами двойного действия. Модель Гидра-Лифт фирмы Рокингер, рассчитанная на вертикальную нагрузку 15 т, позволяет осуществить подъем на 355 мм за 10 с.

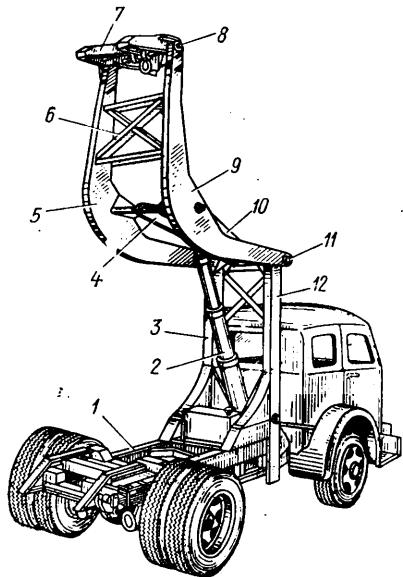


Рис. 5. Поднимающееся седельно-сцепное устройство фирмы Бартлетт Лифтинг Дивайс (США)

Фирма ДАФ (Голландия) выпускает маневровые тягачи модели T1800, оборудованные седельно-сцепными устройствами с подъемом высотой 1000—1750 мм. Однако имеются конструкции, обеспечивающие и более высокий подъем. Например, фирма Бартлетт Лифтинг Дивайс разработала и запатентовала конструкцию седельно-сцепного устройства с подъемом высотой до 6 м (рис. 5).

На раме 1 тягача закреплены две стойки 3 и 12, образующие дополнительную раму, на которой шарнирно на оси 11 смонтированы дугообразные рычаги 5 и 9. Для придания конструкции необходимой жесткости рычаги соединены раскосами 6. На конце дугообразных рычагов на оси 8 установлено седельно-сцепное устройство 7. Подъем устройства 7 осуществляется установленным на раме тягача гидравлическим цилиндром 2, прикрепленным другим концом к траверсам 4 и 10. Как отмечено в проспекте фирмы, модели с повышенной высотой подъема (модели SN-9, SK-9 и ST-9) предназначены для преобразования обычных полуприцепов в самосвальные. Установив такие устройства на тягач, можно легко поднять и разгрузить полуприцеп с зерном, картофелем, свеклой, углем и пр.

Таблица 5

Параметры	Фирма Бартлетт Лифтинг Дивайс												Фирма Фрюхауф				Фирма Холланд Хитч				
	M1	M2	M59	M60	M62	48In	57In	72In	SN-9	SK-9	ST-9	Quickly AR-1	FR-11	FR-12	FRT-12	FRT-16	FHD	Серия Mov-On	2800-5-36	Серия 4500	Серия 6700
Высота подъема устройства в мм	356	356	305	356	356	1220	1448	1830	4470	5030	5940	356—508	280	305	305	305	305—765	356—495	470	266	228—406
Грузоподъемность устройства в т	31,7	56,7	22,2	22,7	45,4	22,7	22,7	22,7	34	34	34	14,5	18,1	18,1	11,3	22,7	22,7	22,7	45,4	18,1	18,1
Высота устройства в опущенном состоянии в мм	260	260	248	260	260	286	286	286	—	—	—	235	248	300	248	248	248	240	295	300	300
Привод																					
Количество цилиндров гидравлических подъемников (пневматических баллонов), цифра в скобках указывает время подъема в с	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	—	1(5)	1(5)	1(5)	1	1	2	2	4	1(6)
Гидравлический																					
Пневматический																					

Примечание. Модели M1, M2, M59, M60 и M62 устанавливаются на тягачах, у которых расстояние от задней стенки кабины до задней оси 1700 мм.

При использовании коротко- и среднебазовых полуприцепов использование устройств упомянутых выше моделей позволяет получать углы опрокидывания полуприцепа в пределах до 45° , что обеспечивает разгрузку большинства сыпучих грузов. В поднимающихся седельно-цепных устройствах фирмы Бартлетт Лифтинг Дивайс с гидравлическим приводом подъема применяется полностью автоматизированное управление с использованием сжатого воздуха или вакуума.

Характеристики поднимающихся седельно-цепных устройств фирм США приведены в табл. 5. Большинство конструкций передвижных и поднимающихся седельно-цепных устройств запатентовано.

Автоматические бесшкворневые устройства, представляющие собой конструкции, в которых в одном агрегате объединены седельно-цепное и опорное устройства, не получили широкого распространения. В этих устройствах поднятие и опускание опорных устройств синхронизировано с процессом сцепки-расцепки. Процесс сцепки-расцепки звеньев автопоезда и соединение тормозных и электрических магистралей осуществляются без выхода водителя из кабин. Автоматические бесшкворневые седельно-цепные устройства устанавливаются, как правило, на тягачах, выполняющих внутригородские перевозки на небольшие расстояния со сменой в течение рабочего дня нескольких полуприцепов. Полные массы автопоездов с бесшкворневыми седельно-цепными устройствами обычно не превышают 15 т, а их грузоподъемности составляют 3–8 т. Автоматические бесшкворневые устройства выпускаются английскими фирмами Скэммел, Хэндс, Таскер,

Брокхаус, а также фирмами Франции и ФРГ.

На рис. 6 показано автоматическое бесшкворневое седельно-цепное устройство фирмы Скэммел. Процесс сцепки происходит следующим образом. Тягач задним ходом подается под полуприцеп таким образом, чтобы направляющие рампы тягача уперлись снизу в направляющие ролики 4. При дальнейшем движении тягача назад ролики, вращаясь, поднимаются по рампам. Опорные стойки 7 с катками 1 отрываются от земли. Расположенный между рампами тягача центральный кронштейн, упираясь в пластину 2, сначала перемещает опорные стойки назад, а затем, преодолев сопротивление пружины 9, сбрасывает предохранительные крюки 11 с опорных стоек. Последние пружинами 6 (обозначена одна пружина) поднимают опорные стойки, пока последние не упрются в ограничители 5, а запорная скоба 3 не зафиксирует их в этом положении.

Направляющие ролики к этому времени оказываются прижатыми и защемленными в упорах направляющих рамп, а электрические и тормозные коммуникации соединены (в частности, соединение электрических коммуникаций происходит посредством соприкосновения шести контактных пластинок, размещенных в верхней передней части устройства с соответствующими контактами тягача), и автопоезд готов к движению.

Прибытие на место назначения, водитель отпирает запорный механизм упоров и, воздействуя на тягу 10, перемещает запорную скобу 3, освобождая таким образом механизм опорных устройств. Затем водитель подает тягач вперед. Направляющие ролики полуприцепа скользят по направляющим рампам.

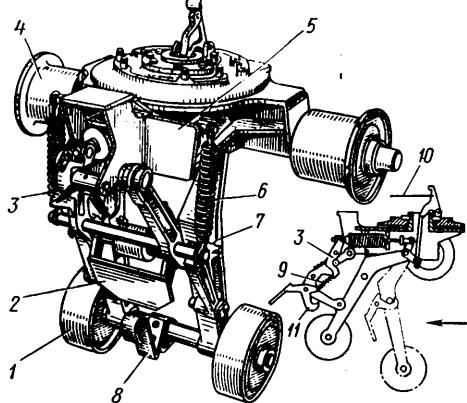


Рис. 6. Автоматическое бесшкворневое седельно-цепное устройство английской фирмы Скэммел (стрелкой показано движение тягача при сцепке с полуприцепом)

Центральный кронштейн тягача перемещается вперед и за пластинчатую пружину 8 тянет опорные стойки вперед и вниз до тех пор, пока предохранительные крюки не зафиксируют их в вертикальном положении. После этого, преодолев сопротивление пружины 8, центральный кронштейн соскачивает с нее и тягач отъезжает от полуприцепа.

Современный зарубежный опыт в конструировании и использовании седельно-цепных устройств можно использовать для совершенствования отечественных конструкций и расширения сферы применения седельно-цепных устройств.

Канд. техн. наук Ю. П. СОРОЧАН

УДК 621.7/9:629.113.002

НОВОСТИ В ТЕХНОЛОГИИ МАШИНОСТРОЕНИЯ ЗА РУБЕЖОМ

растяжение головок согласно стандартам DIN 50125:

Положение образца	$\sigma_{0,2}$ в $\text{Н}/\text{мм}^2$	Предел прочности на растяжение σ_p в $\text{Н}/\text{мм}^2$	Относительное удлинение ϵ при разрыве в %
Сверху	265	318	5,0
Снизу	269	318	5,0
•	265	322	5,4
Наклонное	273	337	4,6

У чугуна с вермикулярным графитом склонность к образованию раковин меньше, чем у чугуна с шаровидным и пластинчатым графитом.

Giesserei-Praxis, декабрь 1979, № 23/24, с. 445–449.

Новые установки для автоматизированного центробежного литья гильз цилиндров

В легковых автомобилях Рено двигатели работают с водоохлаждаемыми гильзами из низколегированного чугуна. Для производства этих гильз литейные цехи Рено более 20 лет изготавливают трубы методом центробежного литья. Из этих труб получают по четыре гильзы для четырехцилиндрового двигателя.

С 1976 г. работают две автоматизированные карусельные установки в литейном цехе. Производительность установок

новок 29 000 гильз в день при двухсменном рабочем дне. Время цикла составляет 24 с. Чугун заливают в кокили, состоящие из двух чугунных частей, скрепляемых при центробежном литье зажимным приспособлением. Кокили снабжены специальной защитной обмазкой на базе кремния, изготовленной по патенту фирмы Рено. Стойкость кокилей 1000–1500 заливок.

Каждая заливочная карусель снабжена индукционной печью выдержки емкостью 3 т. Она оснащена барабанным разливочным ковшом, транспортирующим металл с центральной плавильной установки. Для заливки используется серый чугун, содержащий в качестве легирующего элемента, повышающего износостойкость, 0,45% Cr и содержащий в качестве легирующего элемента, улучшающего литейные свойства, 0,40% P.

Автоматическая заливка печи выдержки осуществляется при помощи пневматического стержня стопора. Чугун температурой 1320–1350°C подается к нижней части печи с помощью стержня стопора дозирующего ковша, который автоматически взвешивается.

Взвешивание необходимо для точного дозирования чугуна, необходимого для изготовления труб определенных размеров. Если масса металла соответствует массе отливки, стержень стопора

Применение чугуна с вермикулярным графитом для изготовления головок блоков цилиндров

Для изготовления головок блока цилиндров на заводе фирмы Крупп-МАК GmbH (ФРГ) применяют чугун с вермикулярным графитом.

Форма этого графита является средней между пластинчатой и шаровидной. Метод, используемый для производства вермикулярного графита, запатентован литейным институтом в г. Леобене (Австрия). Плавильный агрегат — индукционная печь.

Чугун с вермикулярным графитом получают из высококачественного доменного чугуна с низким содержанием P, Mn и S. Доля стального скрапа не должна превышать 20%. Температура заливки составляет 1420 и 1350°C. От начала обработки до окончания процесса заливки проходит 8 мин. Заливка осуществляется в постоянные формы. Формовочными материалами служат песок на бентонитном связующем, цемент и холоднотвердеющий песок.

При формовке с фурановой смолой рекомендуется использовать в качестве отвердителя фосфорную кислоту.

Серия головок блока цилиндров была испытана на прочность, удлинение и структуру. Кроме того, были определены механические свойства образцов на

запирается. Степень отклонения массы 10—12%.

Готовые гильзы обрабатываются только обточкой поверхностей, центрируемых в блоке цилиндров. Наружная стенка, соприкасающаяся с охлаждающей водой, может оставаться необработанной при достаточной цилиндричности отливки (<0,5 мм). Giesserei, январь 1980, т. 67, № 2, с. 50—51.

Контрольное устройство на прессе для глубокой вытяжки

При глубокой вытяжке деталей часто происходят ошибки во время вкладывания листовой заготовки. В связи с этим возможны повреждения штампов и потеря времени.

Чтобы устранять данные последствия, фирма H. Jungmichel Industrie Elektronik (Айзинген, ФРГ) создала специальное контрольное устройство, регулирующее загрузку пресса. Это устройство было применено на многопозиционном вытяжном прессе, обрабатывающем овальные листовые заготовки.

Контроль осуществлялся следующим образом. Транспортные цанги после

каждого пресса перемещают заготовку в следующий штамп. Перед первым штампом находится измерительный датчик, который снимает данные с каждой заготовки.

После того как две или более заготовок пройдут через первый датчик, пресс останавливается. Программирование первого датчика осуществляется вторым контрольным датчиком.

На контрольном датчике расположен образец листовой заготовки, соответствующий по размерам используемым на прессе листовым заготовкам. Во время обработки листов другой толщины нужно только заменить образец. Измерительный датчик автоматически настраивается на новую толщину листа. При помощи переключающего усилителя обрабатываются измерительные сигналы. Werkstatttechnik und Betrieb, январь 1980, № 1, с. 28.

Промышленный робот

С целью автоматизации процессов транспортировки изделий (загрузка транспортирующих устройств, установка изделий на поддоны и т. п.) на Станкостроительном заводе в Софии (БНР) создан робот «B110». Его конструкция

основана на блочно-модульном принципе.

Привод робота — пневматический. Поворот колонны осуществляется при помощи пневмодвигателей. Перемещения для подачи осуществляются пневмоцилиндрами. Предусмотрена система блокировки для минимального и максимального давления в пневмоэти.

Робот оснащен системой электронного управления, которая может работать по четырем самостоятельным программам. Техническая характеристика робота следующая:

Грузоподъемность в кг	15
Длина хода в вертикальной плоскости в мм	1100
Скорость хода в горизонтальной плоскости в мм/с	1000
Длина хода в горизонтальной плоскости в мм	310
Скорость хода в вертикальной плоскости в мм/с	300
Угол поворота вокруг вертикальной оси в град	360
Скорость поворота в %	90
Точность позиционирования в мм	±0,3
Число степеней свободы	5
по горизонтальной оси	32
по вертикальной оси	6
при вращении	8
Масса в кг	600

Fertigungstechnik und Betrieb, январь 1980, № 1, с. 57.

УДК 629.14.6.004.67

Ф. Н. АВДОНЬКИН. Текущий ремонт автомобилей. М.: Транспорт, 1978

КНИГА посвящена актуальной проблеме повышения безотказности и долговечности автомобилей. Содержащийся в ней теоретический и экспериментальный материал обобщен на основе исследований автора, а также литературных данных и представляет интерес для специалистов авто- и двигателестроения как в сфере их производства, так и эксплуатации.

Первый раздел посвящен главному вопросу проблемы увеличения срока службы автомобиля и его агрегатов — определения потребности автомобиля и его агрегатов в ремонтных воздействиях, а также связанных с этим вопросов влияния режимов и условий работы автомобиля на интенсивность изменения технико-экономических показателей его работоспособности.

Автор предлагает следующие пути увеличения срока службы автомобилей и их агрегатов:

- оптимизация режимов работы агрегатов автомобилей в заданных условиях их эксплуатации;
- установление оптимальных режимов смазки трущихся поверхностей;
- установление критериев предельной работоспособности деталей и сопряжений;
- выполнение ремонтных воздействий на основе выбранных критериев предельной работоспособности путем углубленной диагностики технического состояния агрегатов, узлов и деталей, осуществляющей практически удобными способами.

Использование сочетания технических и экономических критериев для оценки предельного состояния отдельных деталей и сопряжений агрегатов автомобиля, в частности автомобильных двигателей, также является правильным.

Второй раздел книги посвящен технологии текущего ремонта агрегатов автомобиля. В нем рассматриваются практические приемы и методы выполнения ремонтных воздействий, обеспечивающие высокое качество текущего ремонта. Этот раздел особенно полезен для инженерно-технических работников автотранспортных предприятий.

В книге имеются и недостатки. Так, вызывает сомнение утверждение автора о том, что аварийный период работы сопряжения является следствием аварийного режима работы и прежде всего накопления абразивных частиц на поверхностях трения (с. 10). Если следовать этому и последующим утверждениям автора, то можно сделать вывод о том, что своевременная замена масла, а также масляных и воздушных фильтров может исключить аварийный период работы двигателя. Спорным является также утверждение автора об отсутствии периода аварийного износа у деталей цилиндро-поршневой группы (цилиндр, поршень, кольца и др., с. 17).

Имеются в книге и некоторые неточности в использовании терминологии. Например, на с. 17 автор пишет: «Предельную величину износа, состояния деталей оценивают по другим показателям». Возникает вопрос, что и чем оценивается?

Это же относится к выражению «сила прижатия» одной детали к другой (с. 12). Очевидно, речь идет об удельной нагрузке или удельном давлении на поверхности трения. Имеется неточность в выражении на с. 184 — «соединяют передачу с двигателем и редуктором заднего моста карданными валами». Здесь речь идет о гидромеханической коробке передач.

Однако недостатки не уменьшают общих достоинств книги, которая может быть полезна инженерно-техническим работникам автомобильных и автотранспортных предприятий, научным работникам, преподавателям и студентам вузов.

Д-р техн. наук И. Б. ГУРВИЧ, канд. техн. наук В. И. ЧУМАК

Технический редактор Е. П. Смирнова

Корректор Л. Е. Хохлова

Сдано в набор 07.04.80.

Подписано в печать 03.06.80.

Т-09966.

Формат 60×90 1/8. Печать высокая.

Усл. печ. л. 5,0. Уч.-изд. л. 8,9. Тираж 14506 экз.

Заказ 217.

Адрес редакции: 103012, Москва, К-12, пр. Салуникова, д. 13, 4-й этаж, комн. 424 и 427
Тел.: 228-48-62 и 298-89-18

Подольский филиал ПО «Периодика» Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли
Подольск, ул. Кирова, д. 25

www.booksite.ru

УВАЖАЕМЫЕ ТОВАРИЩИ!

Московский автомобильно-дорожный институт в 1980/81 учебном году объявляет прием специалистов с высшим образованием на специальный факультет переподготовки кадров по новым, перспективным направлениям науки и техники по следующим специальностям:

- Автоматизация проектирования машин и дорог (срок обучения 9 месяцев);
- Автоматизация экспериментальных исследований (срок обучения 9 месяцев);
- Прогнозирование надежности и физико-химические методы повышения износостойкости машин и систем (срок обучения 6 месяцев);
- Научно-технические и экономические проблемы стандартизации и управления качеством (срок обучения 6 месяцев).

ОБУЧЕНИЕ ОСУЩЕСТВЛЯЕТСЯ С ОТРЫВОМ ОТ ПРОИЗВОДСТВА.

На факультет принимаются лица в возрасте до 45 лет, имеющие стаж практической работы не менее 3 лет.

Для поступления на факультет необходимо до 1 сентября выслать в адрес института следующие документы:

- 1) заявление с указанием специальности;
- 2) направление предприятия, подписанное руководством, партийной и профсоюзной организациями, а также главным бухгалтером и заверенное гербовой печатью, в котором указывается, что предприятие обязуется выплачивать заработную плату;
- 3) 4 фотографии размером 3×4;
- 4) нотариально-заверенную копию диплома с приложением (выпиской об оценках).

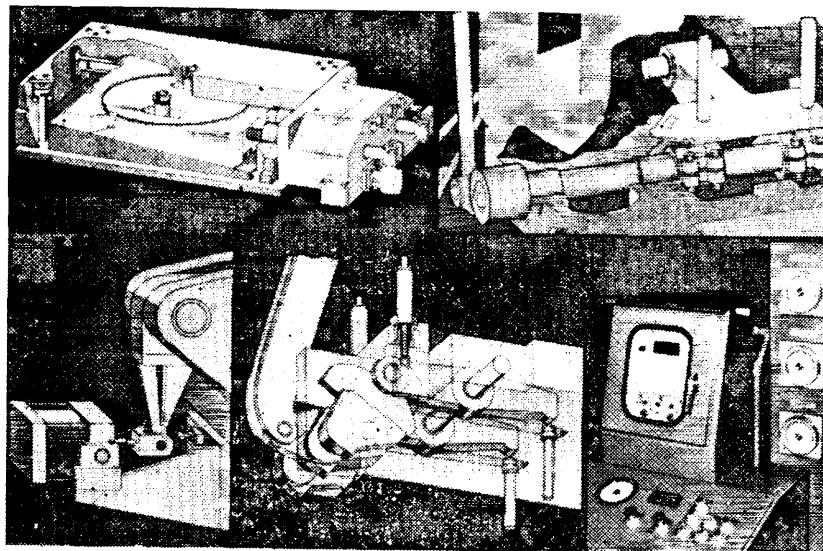
Зачисление производится по результатам собеседования. Прошедшие собеседование товарищи обеспечиваются общежитием.

Адрес института: 125829 Москва, Ленинградский пр., 64, МАДИ,
спецфакультет переподготовки кадров, ауд. 674
Телефон: 155-01-97

НОВЫЙ КОВОЧНЫЙ ПРЕСС ПОЗВОЛЯЕТ ИСПОЛЬЗОВАТЬ УНИВЕРСАЛЬНЫЕ ПРИСПОСОБЛЕНИЯ

1. Гидравлический герметизированный клин обеспечивает силовую регулировку высоты выключения (пространство для штампов), зажим и освобождение нижней плиты штампа. Необходимую высоту выключения Вы можете указать в спецификации. Наличие жаростойкой плиты между ползуном и верхним штамподержателем позволяет освобождать нижнюю плиту, не разрушая штампы.

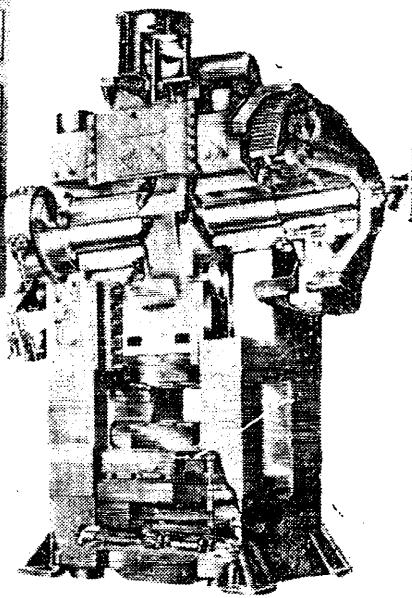
2. Двухточечный выталкиватель в нижнем штамподержателе представляет собой простой и мощный выталкивающий механизм.



3. Пневматический выталкиватель с замедлением падения поковки удерживает последнюю после каждого удара, позволяя оператору легко захватить поковку. Это повышает качество продукции. Пневматический выталкиватель имеет рабочий ход ползуна больший, чем у обычного механического выталкивателя.

4. С помощью управляющего кулачка выталкиватель удерживает поковку в нижнем штампе в соответствии с ходом ползуна. Это обеспечивает максимальный контроль производства.

5. Приборы контролируют работу пресса, что является оптимальным условием для профилактического технического обслуживания.



Новый МАКСИ является надежным механическим ковочным прессом при минимальных капитальных затратах. Кроме того, конструкция пресса МАКСИ предусматривает быструю установку различного вспомогательного приспособления без дополнительных затрат. Вы можете получить МАКСИ в желаемой для Вас комп-

лектности, а также выбрать либо дисковый, либо ленточный тормоз, пневматическое или электропневматическое управление без дополнительной оплаты. Кроме того, Вы можете подобрать любое из указанных приспособлений (за особую плату), чтобы дополнить ковочное оборудование.

Посетите наш стенд на Международной ярмарке в Польше
с 8 по 17 июня 1980 г.

National Machinery

NATIONAL MACHINERY CO. LTD.
FIN, OHIO, USA, 44883 TELEPHONE
(419) 447-5211, TELEX 28-6450,
CABLE NATIONAL
NATIONAL MACHINERY G. m. b. H.,
8500 NUERNBERG, REGENSBURGER
STR., POSTBOX 3341, GERMANY,
TEL. 0911/40911 DESIGNERS AND
BUILDERS OF HOT AND COLD
FORGING MACHINERY