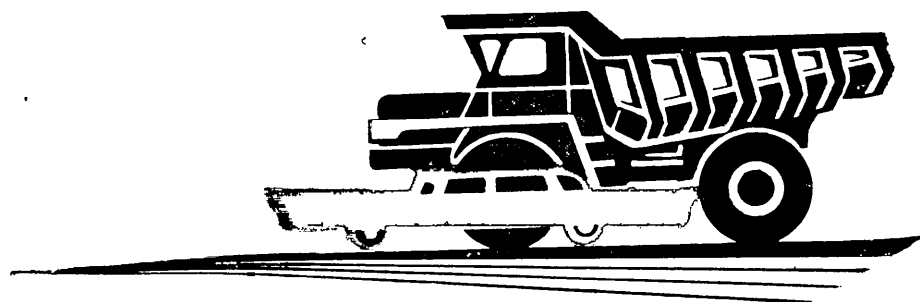


# **А** **ВТОМОБИЛЬНАЯ** **ПРОМЫШЛЕННОСТЬ** *1980*

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. Беленький, 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 виброскоростей 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. Четкин, 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. Шелапов — 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. Семендий, 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. Авдоськина 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. Ечеистов, 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. Шурьгин

Издательство «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

# АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

6  
ИЮНЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1980

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; краткие 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; износно-прочностные 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 ремонтпригодности 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;

$C_{\Sigma}$  — приведенные расходы на создание, изготовление, эксплуатацию и ремонт автомобиля в руб.

После раскрытия членов уравнения (1) оно примет вид

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

где  $B$  — грузоподъемность автомобиля в т;

$q$  — средний коэффициент загрузки автомобиля;

$S_1$  — пробег до первого капитального ремонта в км;

$\alpha_i$  — отношение ресурса автомобиля после очередного  $i$ -го капитального ремонта к ресурсу до первого капитального ремонта;

$C_a$  — расходы на создание и изготовление автомобиля;

$P_{\Sigma}$  — 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 (зарплата водителя, накладные расходы, налоги и т. д.).

Эксплуатационные расходы составляют

$$P_{\Sigma} = P_t + P_{cm} + P_{сж} + P_{\Sigma} + (P_n + P_p), \quad (3)$$

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

$P_{\Sigma}$  — расходы, связанные с подготовкой автомобиля к восприятию нагрузки (например, расходы на пуски и прогревание двигателя);

$P_n$  — расходы на поддержание работоспособности автомобиля в эксплуатации;

$P_p$  — 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

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

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, комфортабельности и активной 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 энерговоруженность автомобиля;  $P_k$  — компоновки и конструкции кузова, т. е. оценки вместимости, уровня шума и др.;  $P_6$  — безопасности, заложенной в конструкции узлов и агрегатов автомобиля;  $P_a$  — топливной экономичности, трудоемкости обслуживания и ремонта автомобиля;  $P_n$  — работы автомобиля.

Общая интегральная оценка конкурентоспособности легковых автомобилей определяется по формуле

$$P_{\Sigma} = P_d K_d + P_k K_k + P_6 K_6 + P_a K_a + P_n K_n, \quad (5)$$

где  $P$  — показатели оценки;

$K_d$ ,  $K_k$ ,  $K_6$ ,  $K_a$ ,  $K_n$  — 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

$$K_{в.к} = O_{в.к} / O_{в.п},$$

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

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

Удельный вес продукции второй категории качества

$$K_{в.к} = O_{в.к} / O_{в.п},$$

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

Реализация продукции на экспорт

$$K_{\text{э}} = O_{\text{э.п.}} / O_{\text{р.п.}}$$

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

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

Рекламации на выпускаемую продукцию

$$K_{\text{р}} = I_{\text{р.}} / I_{\text{о.}}$$

где  $I_{\text{р.}}$  — количество зарекламированных изделий;

$I_{\text{о.}}$  — общее количество реализованных изделий.

Потери от брака

$$K_{\text{б}} = P_{\text{б.}} / C_{\text{п.}}$$

где  $P_{\text{б.}}$  — потери от брака, общие по предприятию (по данным бухгалтерского учета) в тыс. руб.;

$C_{\text{п.}}$  — производственная себестоимость товарной (валовой) продукции в тыс. руб.

Затраты на гарантийное обслуживание (ремонт)  $K_{\text{г.}}$ , т. е. показатель затрат на устранение дефектов и неисправностей, выявленных в гарантийный период, в руб. на один автомобиль.

Внутризаводская аттестация качества продукции

$$K_{\text{а.а}} = A_{\text{а.}} / A_{\text{п.а.}}$$

где  $A_{\text{а.}}$  — 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

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

где  $Y_{\text{в.}}$  — количество СТП, внедренных в производство;

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

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

Эти показатели целесообразно применять для выявления «узких мест» внутри предприятия или объединения и для принятия 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 предоставляемой предприятиями смежных производств. Контроль качества на этом заводе является одним из основных элементов производственного процесса.

Принцип планирования качества продукции 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

1. Григорьев М. А., Долецкий В. А. Обеспечение надежности двигателей. М.: Изд-во стандартов, 1978.
2. Черняйкин В. А., Куликов К. С. Основные принципы построения отраслевой системы управления качеством продукции автомобильной промышленности. — В сб.: Технология автостроения. НИИТавтопром, 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 остовах 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 изменяемыми 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.

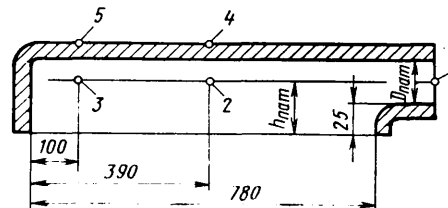


Рис. 1. Схема положений (1-5) оси подводящего или отводящего патрубков на коллекторе

Обозначение варианта коллектора	Положение оси патрубка $h_{пат}$ в мм	Отношение площади сечения трубок остова к площади патрубка	Коэффициент сопротивления $\xi$	Обозначение варианта коллектора	Положение оси патрубка $h_{пат}$ в мм	Отношение площади сечения трубок остова к площади патрубка	Коэффициент сопротивления $\xi$
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 зачищена. Все модели, исходя из условий сопряжения с опорными пластинами остова 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 поперечных проходных сечений при постоянстве этих сечений в направлении движения потока имели внутренние контуры, совпадающие с контурами присоединительных патрубков. При линейном законе изменения поперечных 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 поперечной тем, что у последних круглое сечение присоединительных патрубков было вписано в соответствующее сечение квадратной формы.

Остов теплообменника был образован двухрядным пучком цельнотянутых плоскоovalных трубок, расположенных в шахматном порядке. Толщина стенок трубок была равна 0,25 мм, а длина и ширина наружного поперечного сечения 17 и 3,5 мм, длина трубок в направлении движения наддувочного воздуха 915 мм. Шаг трубок по фронту остова равен 8,5 мм, а по глубине остова 22 мм. Общее проходное сечение пучка (191 трубка) составляло  $88,5 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>, гидравлический диаметр трубки  $d_r = 5,25$  мм.

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

потери давления в теплообменнике  $\Delta p_r$ , который представляет собой сумму потерь давления в подводящем  $\Delta p_n$  и отводящем  $\Delta p_{отв}$  коллекторах и остова теплообменника  $\Delta p_{ост}$ :

$$\Delta p_r = \Delta p_n + \Delta p_{отв} + \Delta p_{ост}.$$

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

$$\xi_r = \xi_n + \xi_{отв} + \xi_{ост},$$

где  $\xi_r$ ,  $\xi_n$  и  $\xi_{отв}$  — коэффициенты сопротивлений теплообменника, остова, подводящего и отводящего коллекторов.

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

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

или

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

где  $\xi_{тр} = \lambda l/d_r$ ;

$\lambda$  — линейный коэффициент сопротивления трению;

$l$  — длина трубок остова в мм.

Примененный метод определения потерь давления в теплообменнике основан на использовании данных о потерях давления в трубках остова теплообменника. Для уточнения, в какой мере известные зависимости могут быть применены для плоскоovalных 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 вентилям избыточное давление, которое определяло расход воздуха через трубку.

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

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

где  $\Delta p_1$  и  $\Delta p_2$  — потери давления для одной и той же трубки 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  $Re = wd_r/\nu$  (рис. 3) показывают, что этот коэффициент для плоскоovalных трубок может быть определен по формуле Блазиуса

$$\lambda = 0,316 Re^{-0,25}.$$

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

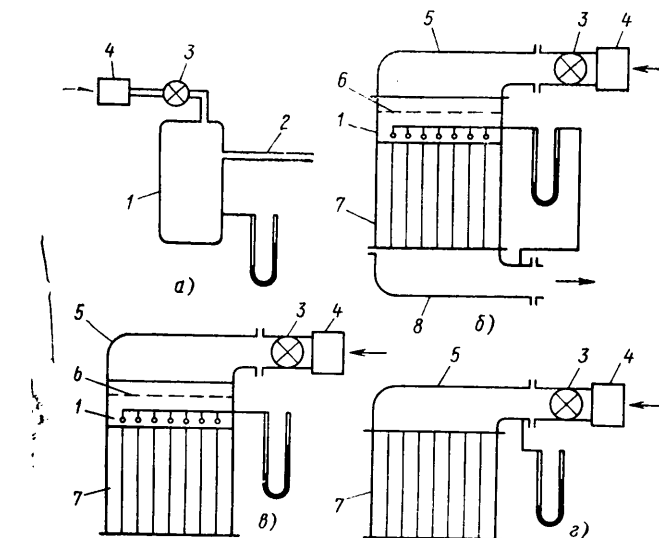


Рис. 2. Схемы экспериментальных установок для определения составляющих потерь давления в теплообменнике:

а — в трубке; б — в отводящем коллекторе; в — в остова; г — в подводящем коллекторе; 1 — ресивер; 2 — трубка; 3 — регулировочный вентиль; 4 — расходомерное устройство; 5 — подводящий коллектор; 6 — выравнивающая решетка; 7 — остова; 8 — отводящий коллектор

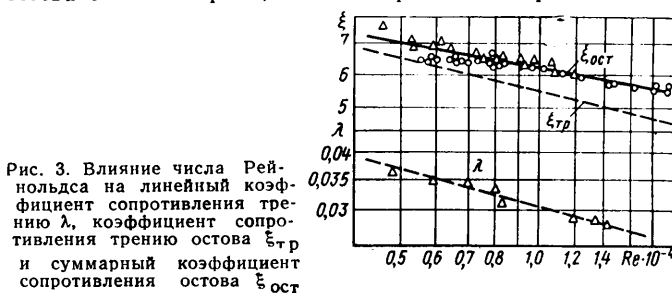


Рис. 3. Влияние числа Рейнольдса на линейный коэффициент сопротивления трению  $\lambda$ , коэффициент сопротивления трению остова  $\xi_{тр}$  и суммарный коэффициент сопротивления остова  $\xi_{ост}$

ка на входе в трубки 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 остова. Вихревое движение потока с переменной массой вдоль коллектора в сочетании с интенсивными явлениями отрыва потока на входе в трубки при уменьшении их эффективных проходных сечений требует дополнительных затрат энергии и приводит к возрастанию входных потерь в остова.

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 остова теплообменника в связи с дополнительными затратами энергии на перемешивание.

Качественное изменение характера течения во входных и выходных участках трубок, вызванное соединением остова с коллекторами, позволяет отнести соответствующие потери в остова 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 трубки остова и выходе из них. Исходя из этого, принимаются во внимание только потери на трение в остова при полной длине трубок с учетом подтвержденной для рассматриваемого случая зависимости Блазуса.

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 остова, 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 остова.

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

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

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

Вспомогательные коэффициенты  $\xi_p'$  и  $\xi_{отв}'$  находили по измерениям давлений. Перепады давлений для отводящего коллектора измеряли как разность давлений в ресивере и отводящем патрубке (рис. 2, б), а для подводящего коллектора — как разность давлений между подводящим патрубком и атмосферой. Коэффициенты потерь на входе  $\xi_{вх}$  и выходе  $\xi_{вых}$  в трубках остова 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, возрастающая с увеличением проходных сечений (см. таблицу).

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

$$\xi_p = k_p' + k_p \bar{F}_{пат}^2 = 0,2 + 0,16 \bar{F}_{пат}; \quad (1)$$

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

где  $k_p$ ,  $k_{отв}$  — коэффициенты пропорциональности.

Коэффициенты  $k_p' = 0,2$  и  $k_{отв}' = 0,7$ , полученные при  $\bar{F}_{пат} = 0$ , что соответствует бесконечно большим размерам проходных сечений коллекторов, характеризуют потери давления на входе и выходе из трубок остова 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

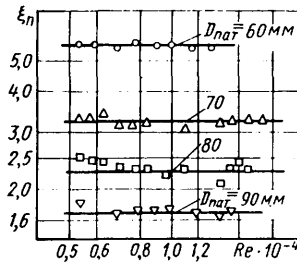


Рис. 4. Влияние диаметра патрубка  $D_{пат}$  на коэффициент сопротивления подводящего коллектора

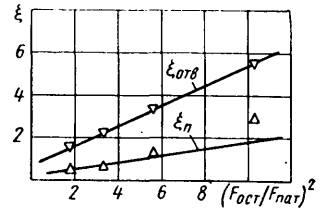


Рис. 5. Изменение коэффициентов сопротивления подводящего  $\xi_p$  и отводящего  $\xi_{отв}$  коллекторов в зависимости от отношения площадей в остова и патрубках коллекторов

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

Характер зависимостей изменения  $\xi$  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, определяемого 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 турбоагрегата характеризуются коэффициентами  $\sigma_t$ , представляющими отношение давлений до и после рассматриваемого элемента. Для теплообменников, предназначенных для охлаждения наддувочного воздуха, величина этого коэффициента находится в пределах  $\sigma_t = 0,96 - 0,99$  с целью увеличения поступающего в двигатель количества воздуха при его охлаждении [4]. Коэффициенты  $\sigma_t$  и  $\xi_t$  связаны выражением

$$\xi_t = (1 - \sigma_t) \frac{2 \rho F^2 p}{G^2}.$$

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 остова

$$\xi_{к.пр} = \xi_t - \xi_{ост.пр}.$$

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  $\xi_{к.пр}$ , 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

$$\xi_{отв} = \xi_{к.пр} - \xi_p.$$

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

$$D_{отв} = \left( \frac{4}{\pi} F_{ост} \right)^{0,5} \left( \frac{k_{отв}}{\xi_{к.пр} - k_p \bar{F}_{пат}^2 - k_p' - k_{отв}'} \right)^{0,25} \quad (3)$$



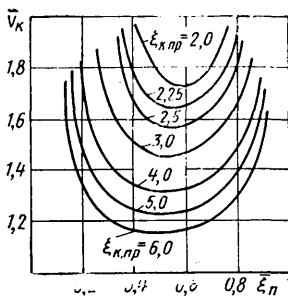


Рис. 6. Влияние относительного коэффициента  $\xi_{\pi}$  сопротивления подводящего коллектора на относительный суммарный объем коллекторов  $V_k$  при различных предельных значениях суммарного коэффициента сопротивления

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:

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

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

$$V_{\pi} = a_{\pi} F_{ост} D_{\pi}, \quad V_{отв} = a_{отв} F_{ост} D_{отв}, \quad (5)$$

где  $a_{\pi} \approx a_{отв} = a$  — 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:

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

где  $\xi_{\pi} = \xi_{\pi} / \xi_{к.пр}$  — относительный коэффициент сопротивления подводящего коллектора.

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

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

Используя полученное значение коэффициента  $\xi_{\pi} V_{\min}$ , можно определить коэффициент  $\xi_{отв}$ . 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 наложения 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

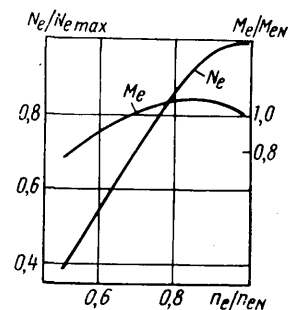
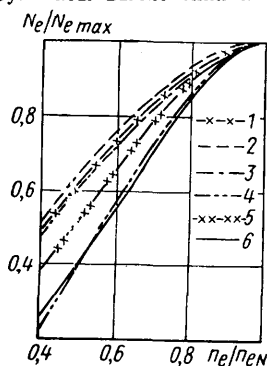


Рис. 1. Относительная внешняя скоростная характеристика двигателей МТ-10 и МТ-10-36

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. Иванникова; 6 — экспериментальная





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 выразить 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 Грэмса для отбрасывания резко выделяющихся величин позволило исключить шесть полиномов, как содержащих грубые ошибки наблюдений. Коэффициенты обобщающего полинома представляют собой среднеарифметические значения коэффициентов 29 оставшихся достоверных полиномов.

Обобщающий полином запишем в виде

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

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

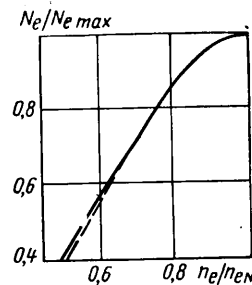


Рис. 3. Кривые (аналитическая и экспериментальная) мощности относительной внешней скоростной характеристики двигателя МТ-10 и МТ-10-36

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.

# КОНСТРУИРОВАНИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ИСПЫТАНИЯ

УДК 629.113:621.43.004

## 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<sup>-1</sup>). 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 максимальной. 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  $2f$  максимальная [1].

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

инерции первого и второго порядка, а также гармоники опрокидывающего момента влияют на общий уровень вибраций силового агрегата с пятицилиндровым рядным дизелем.

При исследовании оценивали виброизоляционные свойства подвески рассматриваемых силовых агрегатов и уровни внутреннего шума автомобилей. Испытаниям подвергали силовые агрегаты с дизелями воздушного охлаждения мощностью 66 кВт (№ 1) и 55 кВт (№ 2), а также с дизелем водяного охлаждения мощностью 59 кВт (№ 3). Дизели не имели уравновешивающих валов. Шатунные шейки коленчатых валов дизелей № 1 и № 2 были выполнены по схеме 1—5—2—3—4, а дизель № 3 — по схеме 1—4—3—2—5. Дизель № 1 имел непосредственный впрыск топлива, а дизель № 2 — смесеобразование вихрекамерного типа. Испытания силового агрегата с дизелями № 1 и № 2 проводили как на моторном стенде, так и на опытном грузовом автомобиле. Испытания дизеля № 3 выполняли на легковом автомобиле, который устанавливали на стенде с беговыми барабанами. Чтобы выявить влияние опрокидывающего момента на общие уровни вибраций силового агрегата, вибродатчик располагали на передней боковой опоре двигателя (точка 1), а чтобы определить влияние неуравно-

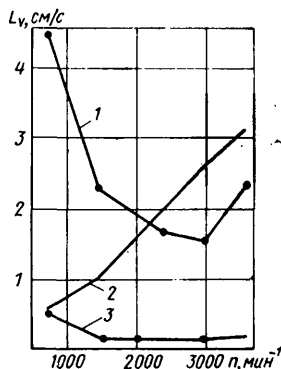


Рис. 1. Общие уровни колебательной скорости легкового автомобиля с дизелем № 3 (полная нагрузка; стэнд с беговыми барабанами, третья передача):  
1 — двигатель (точка 1); 2 — коробка передач (точка 2); 3 — кузов (точка 5)

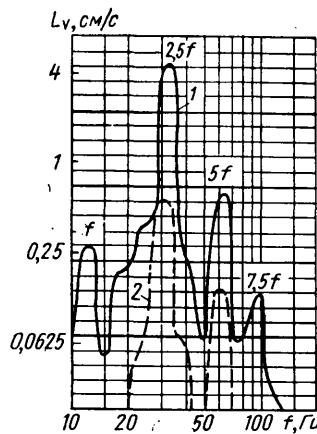


Рис. 2. Спектры колебательной скорости легкового автомобиля с дизелем № 3 (стэнд с беговыми барабанами; без нагрузки; четвертая передача;  $n = 750$  мин<sup>-1</sup>):  
1 — двигатель (точка 1); 2 — кузов (точка 5)

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

При исследовании на моторном стенде вибраций силового агрегата с дизелями № 1 и № 2 вибродатчик 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 принята колебательная скорость  $L_v$ .

На рис. 1 представлены общие уровни вибраций силового агрегата и кузова легкового автомобиля с дизелем № 3. Наибольшие вибрации силового агрегата совершает при минимально 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<sup>-1</sup> — 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

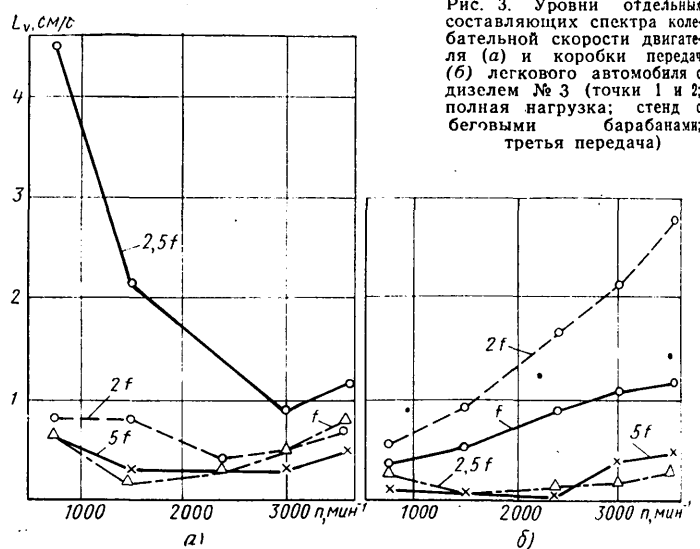


Рис. 3. Уровни отдельных составляющих спектра колебательной скорости двигателя (а) и коробки передач (б) легкового автомобиля с дизелем № 3 (точки 1 и 2; полная нагрузка; стэнд с беговыми барабанами, третья передача)

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<sup>-1</sup> в точке 3 в 1,75 раза), т. е. виброактивность дизеля с непосредственным впрыском топлива выше, чем вихрекамерного 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 четырехопорной 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 виброизоляционных свойствах подвески. Из рис. 1 и 2 видно, что наибольшие уровни вибраций кузова легкового автомобиля не превышают  $0,5$  см/с при  $n = 750$

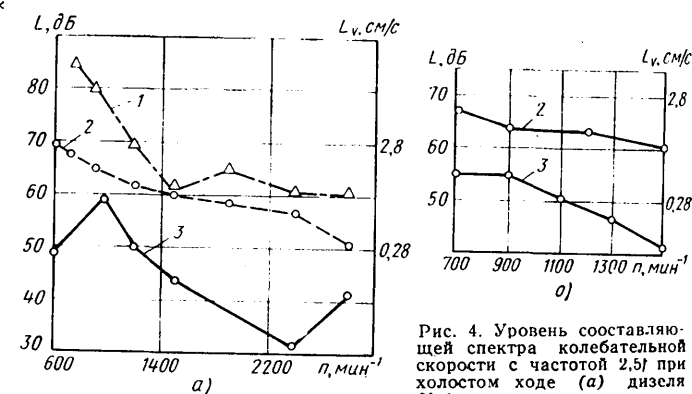


Рис. 4. Уровень составляющей спектра колебательной скорости с частотой  $2,5f$  при холостом ходе (а) дизеля № 1 и движении грузового автомобиля на четвертой передаче (б):  
1 — двигатель (точка 1) при подвеске варианта № 1; 2 — двигатель (точка 1) при подвеске варианта № 2; 3 — рама (точка 5) при подвеске 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
С дизелем № 3	Вариант № 2	14,6	5,9	7,0
	Серийная	4,85	2,96	5,25

мин<sup>-1</sup>. Наибольшие вибрации силового агрегата при  $n = 750$  мин<sup>-1</sup> уменьшаются на кузове в 9 раз (рис. 1—2), что говорит о хороших виброизоляционных 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<sup>-1</sup>.

Испытания силового агрегата с дизелями воздушного охлаждения, установленного на подвеске варианта № 1, показали ее неудовлетворительные виброизоляционные 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<sup>-1</sup> (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 совершал менее связанные колебания. Уменьшение жесткости подвески (табл. 1) привело к снижению частот собственных колебаний силового агрегата (табл. 2).

Таблица 2

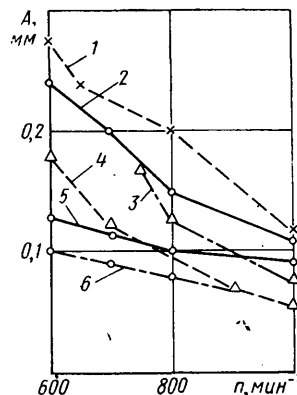
Вариант подвески	Частоты собственных колебаний в Гц					
	$f_1$	$f_2$	$f_3$	$f_4$	$f_5$	$f_6$
№ 1	8,2	8,3	13,7	29,2 30	15,5 17,5	14,5
№ 2	4,8	5,1	8,05	12,1 12,8	7,5	7,4

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<sup>-1</sup>.

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<sup>-1</sup>, при  $n = 750$  мин<sup>-1</sup> на 17 дБ (в 7 раз), а при  $n = 900$  мин<sup>-1</sup> — 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<sup>-1</sup>), когда в наибольшей степени проявляются колебания, вызванные работой двигателя. В спектрах вибраций (точки 1 и 5) при частотах вращения коленчатого вала менее 1500 мин<sup>-1</sup>, наряду с составляющей, имеющей частоту 2,5  $f$ , выделяются низкочастотные составляющие, вызванные движением автомобиля. Виброизоляцию 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<sup>-1</sup>) гораздо меньшую интенсивность, чем составляющая спектра с частотой 2,5  $f$ . Таким образом, подвеска силового агрегата (вариант № 2) обеспечивает хорошую виброизоляцию 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 развала 90° (дизель); 3 — рядный пятицилиндровый (дизель № 3); 4 — рядный пятицилиндровый (дизель № 1); 5 — V-образный восьмицилиндровый с углом развала 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 пятицилиндровых двигателей ниже, чем рядных четырехцилиндровых и V-образных шестицилиндровых с углом развала 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 виброизоляционные 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	87	85
	№ 1	82	85
Легковой	№ 3	80	80

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 виброактивность 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 установившейся 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 пятицилиндровым 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 пятицилиндровыми дизелями невысокие, они не превышают допустимого уровня звука по ГОСТ 19358—74 (табл. 3).

Подвеску силового агрегата с пятицилиндровым 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 виброизоляция силового агрегата и невысокие уровни внутреннего шума автомобиля.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Покорный Б. М. Уравновешивание пятицилиндровых одно- и десятицилиндровых V-образных двигателей. — Автомобилестроение, 1970, № 3, НИИНавтопром, с. 74—77.
2. 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 центростремительного типа и осевым колесом реактора. Для упрощения технологии литья насосное и турбинное колеса выполнены без внутреннего тора. Его роль выполняет торобразный 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 разреза 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 — штампованный, также трехколесный, 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, б).

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

Для определения характеристик гидротрансформатора: зависимостей полного КПД  $\eta$ , коэффициента трансформации крутящего момента  $K$ , коэффициента момента входного звена  $\lambda_1$  от передаточного отношения  $i$  были проведены стендовые испытания гидротрансформаторов.

Испытания проводились на стенде с балансирным 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 нагружающего момента  $M_1 = 100 \text{ Н·м}$ , 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 гидромукты 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<sup>-1</sup>. Гидропередача, кинематическая схема которой приведена на рис. 1, имеет три передачи переднего хода и передачу заднего хода. Порядок включения фрикционных элементов  $\Phi_6, \Phi_1, \Phi_2, T$  и передаточные числа, реализуемые в гидромеханической передаче, даны в табл. 1.

Таблица 1

Передачи	$\Phi_6$	$\Phi_1$	$\Phi_2$	$T$	Передаточное 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 фрикционы  $\Phi_1$  и  $\Phi_2$  (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  $\Phi_2$  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 зави-

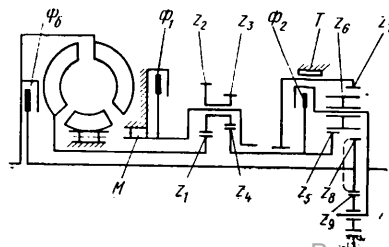


Рис. 1. Кинематическая схема гидропередачи:

$\Phi_6$  — фрикцион блокировки;  
 $\Phi_1, \Phi_2$  — соответственно первый и второй фрикционы;  
 $T$  — ленточный тормоз;  $M$  — муфта свободного хода

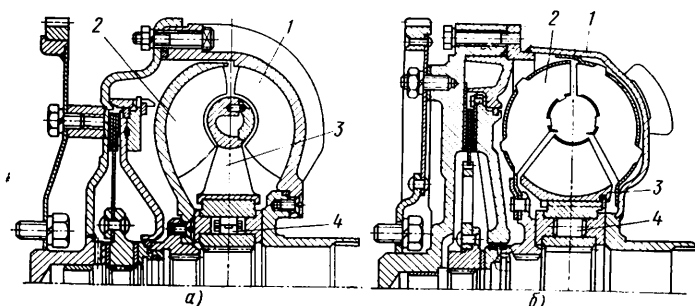


Рис. 2. Конструкции гидротрансформаторов № 1 (а) и № 2 (б):

1 — насосное колесо; 2 — турбинное колесо; 3 — реактор; 4 — муфта свободного хода

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

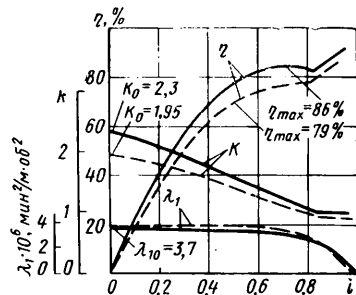


Рис. 4. Внешняя, частичная характеристики автомобиля и изменение момента на привод вспомогательных агрегатов

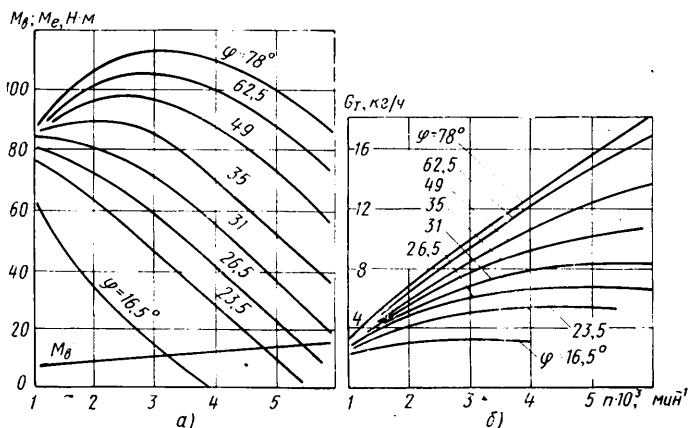


Рис. 5. Динамические характеристики автомобилей № 1 (штриховые линии) и № 2 (сплошные линии): I—III — включенные передачи

где  $\lambda_1$  — коэффициент момента входного звена гидротрансформатора,  $n_1$  — частота вращения насосного колеса,  $\rho$  — плотность рабочей жидкости,  $D_a$  — активный диаметр.

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

Коэффициент трансформации момента двухпоточной ГМП

$$K_{п} = \frac{M_{м} \eta_{мп} + M_{г} K i_1 \eta_{гп}}{M_{м} + M_{г}} = \frac{3,906 K}{1 + 1,841 K}$$

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

$$n_{2п} = \frac{n_1}{i_1} \frac{1}{1 + z_8/z_5} + n_1 \frac{1}{1 + z_5/z_8}$$

где  $n_{2п}$  — частота вращения водила;  $i_1 = 2,17$ .

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

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

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

На третьей передаче включаются фрикционы  $\Phi_6$  и  $\Phi_1$ . В результате мощность передается двумя потоками — через гидротрансформатор и механическим путем. В связи с этим для построения графика совместной работы двигателя с гидроредукцией предварительно необходимо определить зависимости  $K_{п} = f(K)$ ,  $i_{п} = f(i)$  и  $\lambda_{1п} = f(\lambda_1)$ , где  $K_{п}$  — коэффициент трансформации двухпоточной ГМП;  $i_{п}$  — передаточное отношение двухпоточной ГМП;  $\lambda_{1п}$  — коэффициент момента входного звена двухпоточной ГМП.

Взаимосвязь между указанными параметрами можно установить следующим образом. Момент, воспринимаемый двигателем, при работе с двухпоточной ГМП

$$M_{1п} = M_{г} + M_{м},$$

где  $M_{м}$  — момент, передаваемый механическим путем;  $M_{г}$  — момент, передаваемый гидравлическим путем. Для определения параметра  $\alpha = M_{м}/M_{г}$  используем соотношение, определяемое кинематической схемой ГМП (рис. 1):

$$\frac{M_{г} K i_1 \eta_{гп}}{M_{м} \eta_{мп}} = \frac{z^5}{z_8},$$

где  $i_1 = 2,17$ ;  $\eta_{гп} = 0,96$ ;  $\eta_{мп} = 0,99$  — 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

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

Расчет показателей разгона автомобиля, так же как и установившегося 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

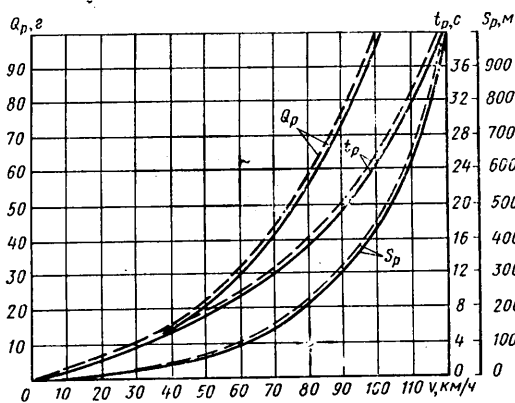


Рис. 6. Характеристики разгона и топливной экономичности автомобилей (штриховые линии — для автомобиля № 1, сплошные линии — для автомобиля № 2)

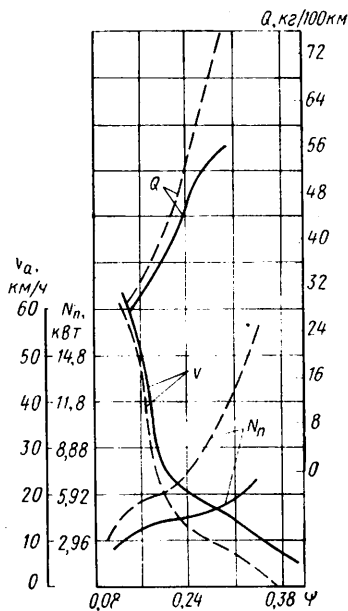


Рис. 7. Влияние коэффициента сопротивления  $\psi$  на тягово-скоростные качества и топливную экономичность автомобилей (обозначения кривых те же, что на рис. 5, 6)

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 движений, т. е. циклы, состоящие из разгона, необходимых переключений передач, установившегося движе-

Т а б л и ц а 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.

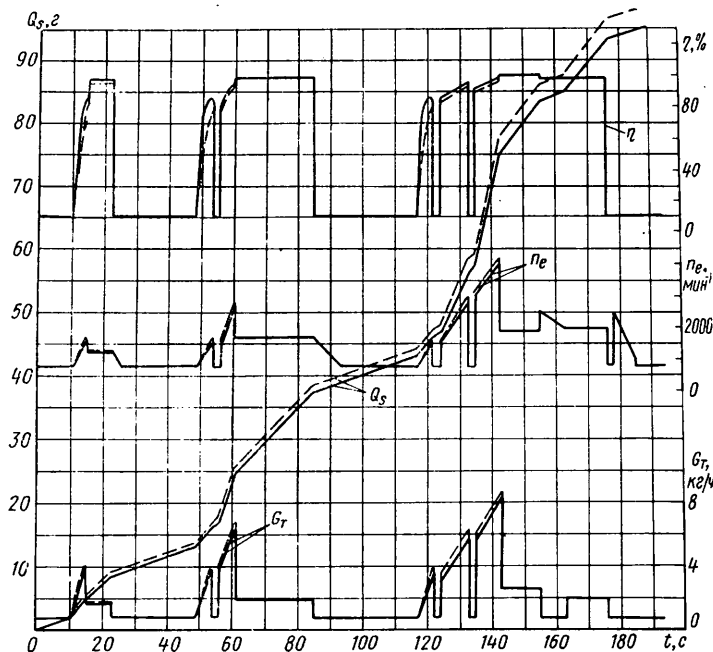


Рис. 8. Изменения путевого и часового расходов топлива, частоты вращения вала двигателя и КПД гидротрансформатора

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, установившегося 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/с<sup>2</sup>, 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, установившемся 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 установившемся 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 установившемся 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 установившемся 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., Гируцкий 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. Гируцкий 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 возможности 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. ПЕТУШОВ

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 движению 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  $N_{тр}$  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  $N_{тр}$  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

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 раскататель 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 тентом 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

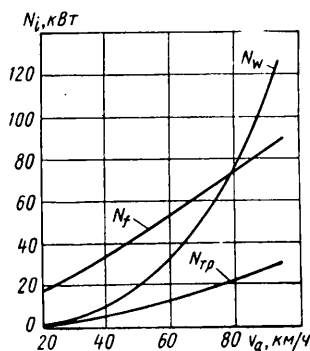


Рис. 1



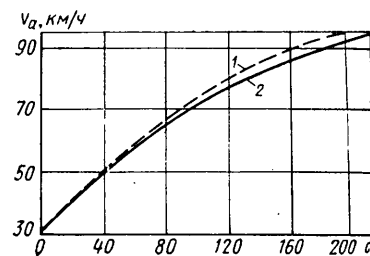
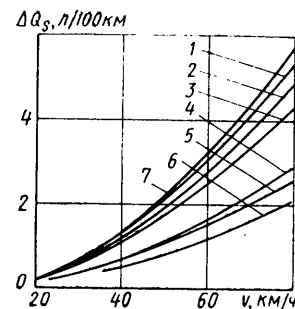
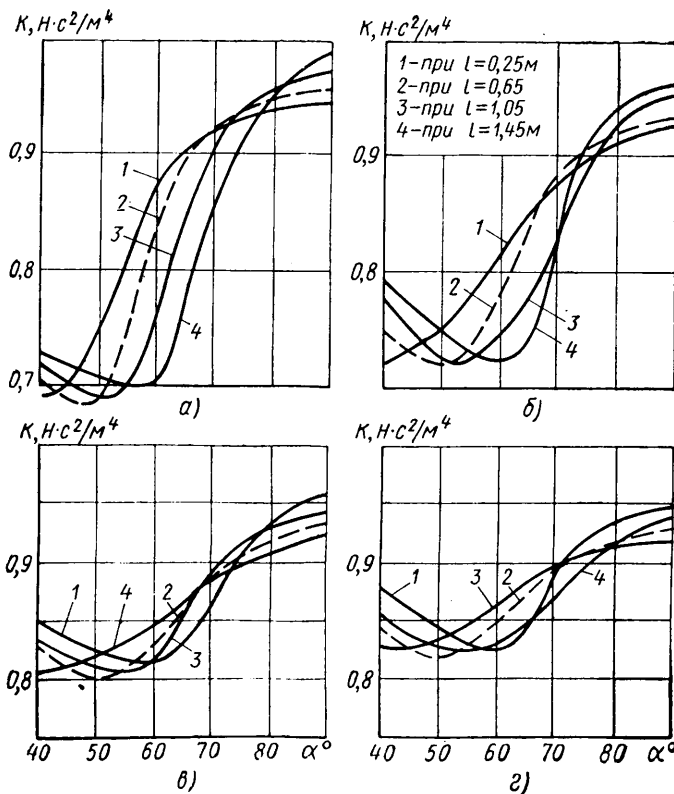


Рис. 4

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  $\alpha$  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 прицепного 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 испытывавшимися 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 угле наклона и месте расположения по длине кабины.

На рис. 3 показана экономия топлива  $\Delta Q_s$ , 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

крыше кабины; расстояние между передними кромками крыши кабины и обтекателей составляло 0,1 м.

Аэродинамическое устройство на передней стенке полуприцепа представляло собой вертикальный рассекающий известной типа «Вортекс» [2]. Он имел форму клина высотой 1,5 м, шириной в основании 0,5 м и длиной 0,7 м.

Все устройства были изготовлены из стального листа с применением деревянных элементов. Лобовые поверхности устройств были тщательно обработаны, прошпаклеваны и покрашены.

Программа испытаний включала лабораторно-дорожные исследования на динамометрической и скоростной дорогах автополигона и эксплуатационные заезды на трассе. При проведении лабораторно-дорожных исследований использовался способ [2] определения аэродинамического сопротивления колесного транспортного средства, позволивший определить значения коэффициента сопротивления воздуха  $K$  для стандартного автопоезда и оборудованного различными аэродинамическими устройствами. В ходе исследований измерялся также расход топлива в установившемся режиме при различных скоростях движения и оценивались динамические качества автопоезда. Опыты проводились в ранние утренние и вечерние часы при отсутствии ветра.

При эксплуатационных заездах измерялся расход топлива стандартного автопоезда и оборудованного лучшим из исследованных обтекателей на крыше кабины, а также вертикальным рассекающим.

Для измерения расхода топлива использовался топливоммер объемного типа ТЧП-3 конструкции НАМИ. Точность прибора 1 см³, максимальная производительность 100 л/ч.

Эффективность использования на автопоезде аэродинамических устройств оценивалась по степени изменения его коэффициента сопротивления воздуха  $K$ . На рис. 2 приведены экспериментальные данные, показывающие зависимость коэффициента  $K$  автопоезда, оборудованного щитовыми обтекателями выпуклым (рис. 2, б), вогнутым (рис. 2, а), плоским (рис. 2, в), плоским с закругленными боковинами (рис. 2, г), от их угла наклона  $\alpha$  относительно плоскости крыши кабины и расстояния  $l$  между передними кромками крыши кабины и экранов обтекателей.

Полученные данные свидетельствуют о значительном влиянии на эффективность обтекателя угла его наклона относительно крыши кабины. Так, при размещении плоского, плоского с закругленными боковинами, выпуклого, вогнутого и сферического под углом  $90^\circ$  к плоскости крыши кабины щитовых обтекателей и на расстоянии  $l = 0,65$  м значения коэффициента  $K$  увеличиваются по сравнению с его величинами при угле наклона обтекателей  $50^\circ$  и том же расстоянии  $l = 0,65$  м на 18, 15, 30, 41 и 27% соответственно.

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 «Драгфойлер»	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 (полной массой 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, угле его наклона и месте 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, s. 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.: НИИ Автопром, 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-вуз при Московском автозаводе им. И. А. Лихачева

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 — пятдверные, вторая — четырехдверные, третья — двух-, трехдверные. Для толщин панели боковины учитывали наружные части передних, центральных задних стоек, основания и задних крыльев. Толщины измеряли с использованием переносного радионизотонного толщиномера TOP-1 с точностью  $\pm 0,005$  см. Такая точность соответствует фактическому состоянию толщин изготовленных 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).

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-

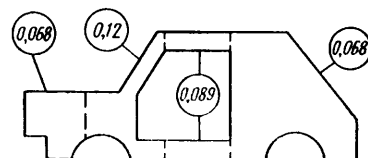


Рис. 1. Составная внутренняя панель боковины (в раскрое) корпуса кузова легкого автомобиля (в кружках указаны толщины в см)

Марка автомобиля	Панели					Лонжерон подмоторной рамы и усилителя передних брызговиков	Элементы			
	крыши	пола	боковины	заднего крыла	переднего брызговика		проемов ветрового окна, дверных проемов	проема заднего 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; 0,12	0,08; 0,12		0,08	0,1	0,12	0,09	0,08; 0,1	0,08
«Москвич-2137»	0,09	0,1			0,08					
		0,09	0,08; 0,09			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-Ромео 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	0,09; 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 Вера 2300	0,08	0,1	0,08; 0,12		0,08	0,1	0,2	0,08	0,08	0,15
Тойота Каролла 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-968A	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	0,09; 0,1	0,08	0,08
Фиат-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 штампуемой 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 толщин 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 стержни-оболочки с идеализованным поперечным сечением (рис. 2, а) и с поперечным сечением реальной конструкции (рис. 2, б). Геометрические характеристики идеализованного 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 идеализованным 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:

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

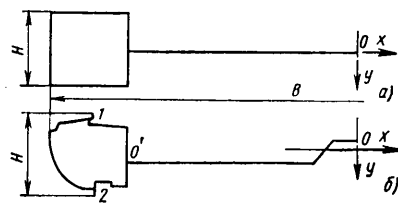


Рис. 2. Идеализованное поперечное сечение (а) и поперечное сечение реальной конструкции (б)

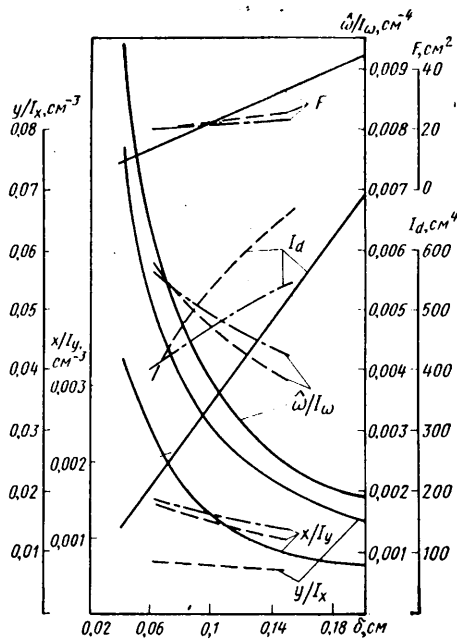


Рис. 3. Изменение исследуемых параметров при изменении толщин (сплошные линии — для идеализированного поперечного сечения; штриховые — для участка  $O'I$ , штрихпунктирные — для участка  $O'I'$  поперечного сечения реальной конструкции)

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  $I_d$  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 см<sup>2</sup>. Ориентируясь на среднее значение площади поперечного сечения ( $F=24,4$  см<sup>2</sup>), 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 стержня-оболочки с идеализированным поперечным сечением, когда центр изгиба совпадает с центром тяжести сечения, собственные

низшие 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

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

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

$\lambda = \frac{i \pi}{l}$  ( $i = 1, 2, 3 \dots$ ) — 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

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

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

Первое уравнение дает частоты изгибных колебаний стержня-оболочки в плоскости симметрии  $Oy$ . При раскрытии определителя находят два значения частот, соответствующих формам изгибно-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 внецентровом действии продольной силы устойчивость теряется не только при сжимающей, но и при растягивающей нагрузках, так как при действии растягивающей силы часть сечения может быть сжата. Однако при одном и том же эксцентриситете действие сжимающей силы будет большим.

В общем случае внецентрового действия продольной силы  $P$  с координатами приложении  $e_x$  и  $e_y$  задача определения критических сил при сжатии сводится к решению определителя вида

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

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;

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

$u_x = \int_F u \rho^2 dF$ ;  $u_y = \int_F x \rho^2 dF$  — 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

$$\begin{vmatrix} P_y - P & a_y P \\ a_y P & r^2 (P_\omega - P) \end{vmatrix} = 0. \quad (9)$$

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  $P_x$ ,  $P_y$ ,  $P_\omega$  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 в конструкции 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. ДЯКОВ

Ульяновский политехнический институт

При динамическом расчете конструкции автомобиля наибольшие трудности вызывает определение нагрузок в деталях при переменном режиме движения, характеризующем резкими неперiodическими изменениями крутящего момента в трансмиссии.

Методы определения расчетных нагрузок и исследования амплитудно-частотных характеристик поддресоренных 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 поддресоренной системы автомобиля. В

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

Получить вероятностные характеристики воздействия дороги на автомобиле, применимые для всех типов дорог, представляет 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;

$\alpha$  — коэффициент, характеризующий затухания 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 ровной заощенной 3 м (рис. 1, б). Частота колеба-

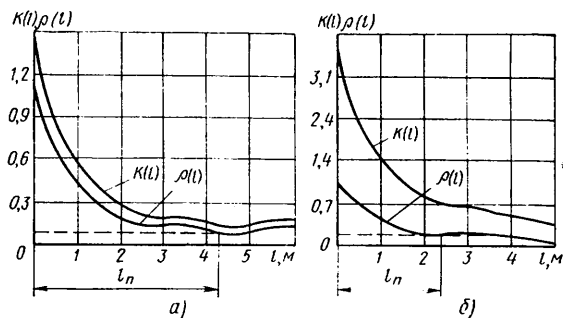


Рис. 1. Зависимость длины волны неровности профиля дороги корреляционной функции централизованных случайных неровностей

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		

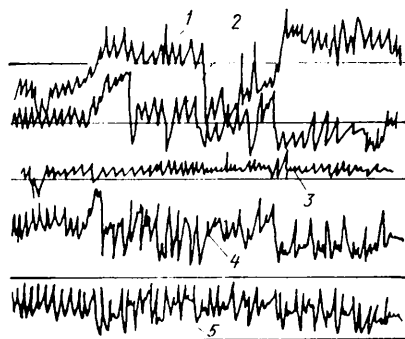


Рис. 2. Осциллограмма колебаний агрегатов и некоторых параметров автомобиля:

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

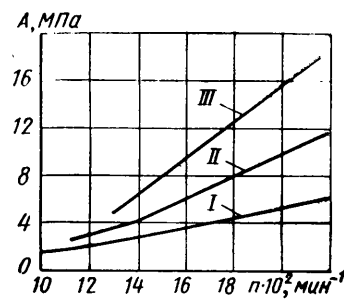
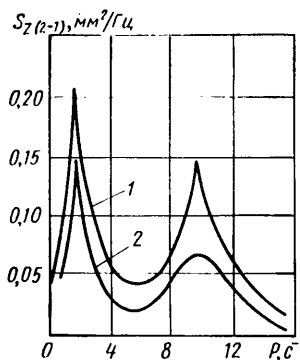


Рис. 4. Изменение амплитуды напряжений в картере маховика при движении автомобиля на I, II, III передачах в зависимости от частоты вращения вала двигателя  $n$

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 нагрузками 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 нагружения поддрессоренных 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);

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

Путем прямого преобразования корреляционной функции  $\rho(t)$  получены спектральные плотности воздействия дороги  $S_g(\lambda)$ , вычисленные на основе теоремы Винера — Хингина. При расчете спектральной плотности  $S_{\sigma}(P)$  передаточная функция рассматривалась в виде отдельного соотношения перемещений в вертикальной плоскости поддрессоренных и неподдрессоренных масс с целью выявления характеристик 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  $\gamma$  — отношение неподдрессоренных и поддрессоренных масс;

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

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

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

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

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

где  $\gamma_1$  — 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 отдельных масс автомобиля по неровностям дороги, на основе которых определена спектральная плотность перемещений поддрессоренных 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 поддрессоренных и неподдрессоренных масс и позволяющая обоснованно подходить к выбору характеристик демфирующих 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 нормальном СЧ 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 СЧ 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 неподдресоренной и поддресоренной частей подосей, а также в любых заданных точках поддресоренной 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].

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

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

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

здесь  $M$  — масса автомобиля;  $J$  — момент инерции автомобиля относительно поперечной оси, проходящей через центр тяжести (Ц. Т.);  $m_{12}$  — неподдресоренные 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, относительно которых разрешается уравнение (1);  $A$ ,  $B$  — расстояния от Ц. Т.

Преобразуем систему уравнений (1) к виду

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

Определяем передаточные функции по каждой координате [4]:

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

где  $D(S)$  — главный определитель системы;  $D_x(S)$  — определители, полученные заменой элементов соответствующего столбца главного определителя столбцом свободных членов.

Определители  $D(S)$  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]

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

а для определения угловой координаты

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

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

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

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

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

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

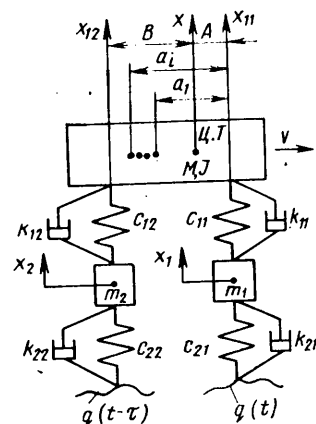
где  $F_x(S)$  — передаточные функции, полученные в соответствии с выражением (3);

$S_q(\omega)$  — спектральные характеристики микропрофиля дороги;

$\Delta \omega$  — шаг по частоте;

$\omega_{\min}$ ,  $\omega_{\max}$  — 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 спектраль- ной плотности точки перегиба $S(n_0)$ в м <sup>2</sup> /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 точ- ки перегиба $n_0$ в рад/м	0,16	11,8	0,57	1,8	5,3
Показатель степени спектральной плот- ности $\omega_1$	-2,5	-1	-1	1,4	-4
Показатель степени спектральной плот- ности $\omega_2$	-2,5	-2	-3,4	-3	-2
Минимальная путевая частота $n$ в рад/м	0,16	0,26		0,53	
Среднеквадратич- ная высота неровно- стей $\sigma_q$ в см	0,6	1,1	1,4	2,9	5,0

Типы испытательных участков  $k$  (см. таблицу) соответству-  
ют следующим характеристикам дорог: I — ровное цементобе-  
тонное шоссе; II — ровная булыжная дорога без выбоин;  
III — изношенное асфальтобетонное шоссе с выбоинами;  
IV — булыжник, разбитый в плохом состоянии; V — цемента-  
бетонная дорога с микропрофилем разбитой грунтовой дороги.  
Характеристики дорог позволяют подобрать формулу для  
вычисления спектра, которая учитывает тип участка дороги и  
скорость движения автомобиля:

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

где  $v$  — скорость движения;

$k$  — тип участка дороги;  $\omega_k = \omega_1$

при  $\omega \leq \omega_0$  и  $\omega_k = \omega_2$  при  $\omega > \omega_0$ .

Значение  $\omega_0$  определяется исходя из минимальной путевой  
частоты  $n_0$ . Соотношение между длинами неровностей  $l$ , скоро-  
стью движения  $v$ , путевой частоты  $n$  имеет вид

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

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

Предусмотрено, кроме этого, получение среднеквадратичных  
значений ускорений и скоростей для поддрессированных масс  
по всей полосе частот и в третьоктавных и октавных полосах  
частот. Предусмотрено также в соответствии с выражением  
(3) получать амплитудно-частотные характеристики автомоби-  
ля в указанных точках по ускорению и перемещению для раз-  
ных значений скоростей движения. Для удобства задания ис-  
ходных данных разработана специальная форма, в которой  
указывается тип машины; шаг интегрирования  $\Delta\omega$ ; весовые и  
инерционные характеристики машины; жесткостные и демфи-  
рующие характеристики шин и подвески по осям машины; ха-  
рактеристика дороги либо ее тип ( $k$ ); начальная скорость  
движения машины  $v_{\min}$ , шаг по скорости  $\Delta v$ ; предельная ско-  
рость  $v_{\max}$ , для которой необходимо производить вычисление  
амплитудно-частотной характеристики, вид расчета, высота  
расположения кресла водителя; количество точек по поддрессо-  
ванной 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 поверх-  
ностей, 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  $\sigma_q$  — средний квадрат возмущающего воздействия;

$\alpha, \beta$  — коэффициенты, характеризующие частотный состав  
спектра;

$v$  — скорость движения машины.

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

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля. М.: Машинострое-  
ние, 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. Пу-  
гачева. 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

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

Возникающая при этом на колесах бортовая неравномер-  
ность 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 эф-  
фективности 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 авто-  
мобилей УАЗ-451М и ИЖ-2125, оборудованных антиблокиро-  
вочной системой, и теоретических расчетов на ЭЦВМ. Причем

использовалась разработанная автором математическая мо-  
дель с различными схемами установки антиблокировочных си-  
стем [4]. При этом пространственная схема автомобиля пред-  
ставлялась системой поддрессированных и неподдрессированных  
масс, а также масс управляемых колес с учетом упругих и не-  
упругих связей. Моделирование изменения тормозных сил на  
колесах при работе антиблокировочных систем осуществля-  
лось табличным методом по зонам регулирования в зависимо-  
сти от параметров систем и структурной схемы по разработан-  
ной методике [5].

Экспериментальные автомобили были оборудованы антибло-  
кировочной системой, алгоритм функционирования которой  
основан на задании постоянной уставки по угловому, замедле-  
нию колеса. На автомобиле УАЗ-451М функционировала гид-  
родинамическая тормозная система, а на автомобиле  
ИЖ-2125 — гидростатическая, модуляторы которой регулиро-  
вали давление рабочего тела за счет изменения объема участка  
гидромагистралей с тормозным цилиндром. В обоих случаях  
система работала по двухтактному циклу. Благодаря электро-  
гидравлической схеме лабораторий испытания различных ва-  
риантов установки антиблокировочной системы на автомобиль  
проводили методом сравнения состояния.

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

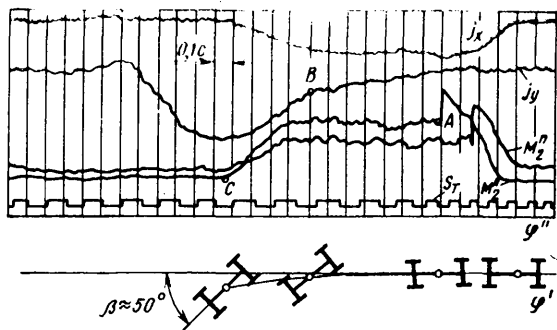


Рис. 1. Процесс торможения автомобиля ИЖ-2125 с заблокированными колесами

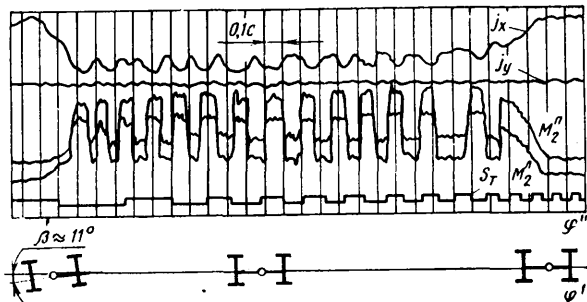


Рис. 2. Процесс торможения автомобиля ИЖ-2125 с антиблокировочной системой на заднем мосту

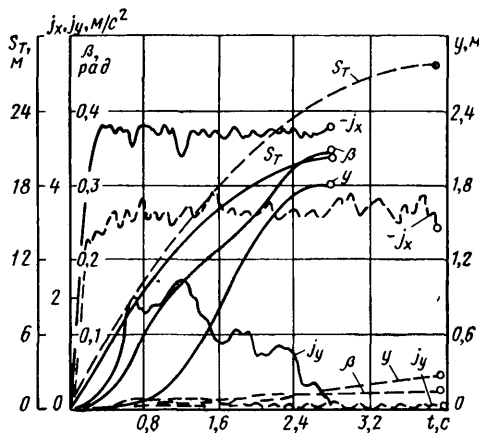


Рис. 3. Динамика изменения параметров при торможении с зависимой и независимой схемами антиблокировочной системы

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 НО41.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  $6,0$  м/с<sup>2</sup>. Сопровождающийся 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, затормаживаемого 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  $\varphi''$  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  $\beta$  в данный момент составлял 50–55°.

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  $\beta$ , обусловленных действием поворачивающего момента от неравномерности реализованных тормозных сил на передних колесах и уводом заднего моста.

Из осциллограммы видно, что работа зависимой низкороговой антиблокировочной системы на задних колесах приводит к недоиспользованию сцепных свойств колеса  $M_{T2}^n$ , затормаживаемого на поверхности с коэффициентом  $\varphi'$ , поскольку регулирование ведется по колесу  $M_{T2}^n$  на поверхности с меньшими сцепными свойствами  $\varphi''$ . Это способствует устранению неравномерности среднереализованных тормозных сил на задних колесах:

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

где  $\xi$  — 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:

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

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  $\beta$  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 низкорогового варианта зависимой антиблокировочной системы, реагирующей на состояние первого входящего в юз колеса оси, приводит к недоиспользованию сцепных свойств поверхности с высоким  $\varphi'$  и снижению общей эффективности торможения. Применять в условиях «микст» высокопороговый вариант антиблокировочной системы нецелесообразно из-за юза одного из колес.

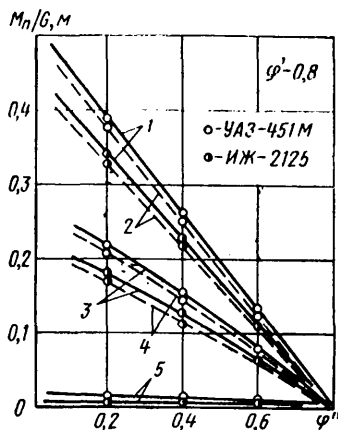


Рис. 4. Изменение относительной величины поворачивающего момента от степени неравномерности коэффициента сцепления с антиблокировочными системами:

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  $M_{\Pi}$ , возникающего от разности среднереализованных тормозных сил по бортам автомобиля. При этом момент  $M_{\Pi}$  зависит от неравномерности коэффициента сцепления, степени автоматизации тормозного привода и основных конструктивных параметров автомобиля.

Для предварительной оценки величины действующего поворачивающего момента  $M_{\Pi}$  на автомобиль во время торможения можно воспользоваться следующими зависимостями, приведенными ниже:

для зависимой антиблокировочной системы, установленной на задние колеса

$$M_{\Pi} = \frac{0,5 M g (\varphi'' \xi_2 h_g + b) q (\varphi' - \varphi'') B_1}{L + \varphi'' \xi_2 h_g - \varphi_{\text{ср}} q h_g}; \quad (1)$$

на все колеса

$$M_{\Pi} \approx 0; \quad (2)$$

для независимой антиблокировочной системы, установленной на задние колеса

$$M_{\Pi} = 0,5 B (\varphi' - \varphi'') M g \left[ \frac{(\varphi_{\text{ср}} \xi_1 h_d + b) (q - \xi_2)}{L - \varphi_{\text{ср}} q h_d + \varphi_{\text{ср}} \xi_2 h_d + \xi_2} + \xi_2 \right]; \quad (2)$$

на все колеса

$$M_{\Pi} = 0,5 B (\varphi' - \varphi'') M g \left[ \frac{(\varphi_{\text{ср}} \xi_2 h_g + b) (\xi_1 - \xi_2)}{L - \varphi_{\text{ср}} \xi_1 h_g + \varphi_{\text{ср}} \xi_2 h_g} + \xi_2 \right]; \quad (3)$$

где  $\varphi_{\text{ср}} = 0,5(\varphi' + \varphi'')$ ,

$M$  — полная масса автомобиля;

$b$  — расстояние от центра масс до задней оси;

$h_g$  — высота центра масс;

$B$  — колея автомобиля;

$L$  — база автомобиля;

$\xi_i$  — 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  $\xi_1$ .

На рис. 4 показан характер изменения относительной величины поворачивающего момента  $M_{\Pi}/Mg$  от степени поперечной неравномерности коэффициента сцепления  $\varphi''$  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  $M_{\Pi}/Mg$  возникает при использовании независимой схемы антиблокировочной системы (кривые 1 и 2), минимальная — при использовании низкого порога зависимой антиблокировочной системы на обоих мостах (кривая 5). Это обусловлено положением 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  $M_{\Pi} = M_{\Pi}(\varphi'/\varphi'')$  определяются расположением центра масс и перераспределением нормальных нагрузок при торможении.

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

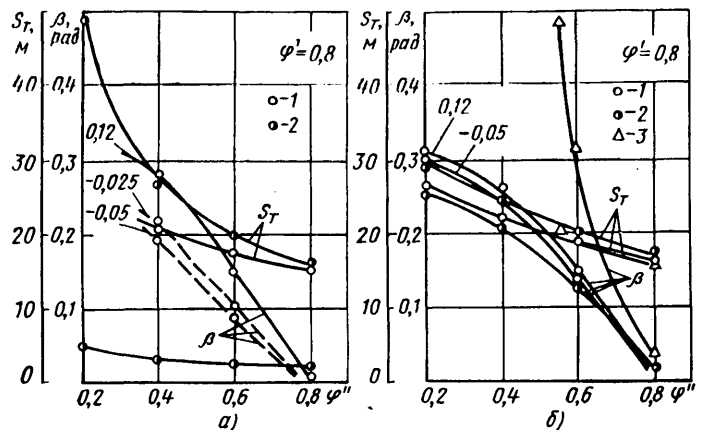


Рис. 5. Изменение длины тормозного пути  $S_T$  и курсового угла  $\beta$  от степени неравномерности коэффициента сцепления  $\varphi''$  при  $v_0=50$  км/ч в случае установки антиблокировочных систем на обоих мостах (а) и заднем мосту (б):

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, значение которого нанесены на графике (рис. 5а) для кривых  $\beta$ . Однако при установке противозаносного варианта это улучшение незначительно ввиду кратковременности периода торможения до юза передних колес (рис. 5б).

Для сравнения на рис. 5б приведены результаты, полученные при торможении со всеми заблокированными 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, устраняющих 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

1. Гуревич Л. В., Нефедьев Я. Н. Обзор существующих методов дорожных испытаний автомобильных АБС. М.: НИИавтотрибров, 1976.
2. Порожняков В. С. Оценка сцепления шин автомобилей с дорожными покрытиями. М.: Высшая школа, 1967.
3. 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.
4. Ревин А. А. Устойчивость автомобиля на прямолинейном участке при торможении с независимой антиблокировочной системой. — Автомобильная промышленность, 1980, № 3.
5. Ревин А. А. Колебания автомобиля с антиблокировочной системой при торможении. — Автомобильная промышленность, 1976, № 9.
6. 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

Таблица 1

Наименование показателей	ТС-9гип (ТУ 38 101386-73)	Гипоидное для автомобилей		ТАД-17и (ТУ 38 101306-78)
		грузовых (ТУ 38 101270-72)	легковых (ГОСТ 4003-53)	
Кинематическая вязкость при 100°C в сСт . . . . .	Не менее 9	Не менее 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 °C, не ниже	160	180	—	200
Температура застывания в °C, 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 менее 126	89*	126*
нагрузка при сварке $P_C$ в кгс	Не менее 315	Не менее 447	830*	315*
диаметр пятна износа $D_{из}$ 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 стали 10 в %			Степень поражения коррозии 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. тролита (24 ч)	в среде H <sub>2</sub> O <sub>2</sub> (4 ч)	120	130	140	150	$P_K$ в кгс	$P_C$ в кгс	$D_{из}$ в мм	
ТС-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 (ТУ 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	—	—	—	133	355	0,45	31 200
БМ, 2%	0	0	0	1в	—	4а	4с	84	266	0,38	—

\* Смесей физически нестабильны.

\*\* Коррозия за 48 ч.

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

(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 Д-130 установлено, что ингибиторы коррозии (Акор-1, КП, НГ, БМ) не оказывают существенного влияния на снижение коррозии медной пластинки.

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-17и 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

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 Акор-1, 10% КП, 10% НГ, 2% БМ, 2%	0,34 0,39 0,32 0,47 1,01	0,51 1,79 0,97 0,85 1,01	1,1 2,9 0 3,1 3,1	0,26 0,12 0,43 0,04 0,08	3,1 2,5 4,2 2,4 3,0	4,6 4,1 6,5 3,7 4,5	10,7 11,0 11,4 11,6 11,8	15,1 15,4 16,2 16,5 16,7
Гипоидное (ТУ 38 101270—72): без ингибитора Акор-1, 10% КП, 10% НГ, 2% БМ, 2%	0,35 0,38 0,56 0,93 1,28	1,31 1,31 1,42 3,11 2,16	1,9 4,5 7,1 1,2 6,9	0,05 0,11 0,05 0,08 0,06	-2,7 -3,2 -3,3 -3,2 -1,3	-3,9 -5,1 -4,0 -3,9 -2,4	-0,1 -1,3 -0,1 0,1 2,2	-0,2 -1,0 -0,1 0,1 2,6
Гипоидное (ГОСТ 4003—53): без ингибитора Акор-1, 10% КП, 10% НГ, 2% БМ, 2%	0,89 0,73 0,91 1,41 2,15	2,67 1,76 1,12 2,30 2,77	22,2 14,5 15,0 13,4 18,5	0,95 0,09 0,14 0,51 0,71	0,2 0,5 1,3 1,2 1,7	-1,3 -1,3 0 -0,3 0,6	7,3 7,4 7,7 8,0 10,5	5,7 5,3 6,1 6,6 10,6
ТАД-17и: без ингибитора Акор-1, 10% КП, 10% НГ, 2% БМ, 2%	0,99 0,47 0,35 1,46 2,01	1,45 0,64 0,40 1,44 1,78	2,8 3,1 1,1 2,1 0,5	0,02 0,21 0,03 0,07 0,03	-4,3 -3,0 -2,4 -3,0 -3,3	-5,1 -4,1 -2,1 -4,1 -3,9	-0,9 -0,6 0,8 1,1 -0,2	-0,8 -0,7 1,3 1,0 -0,2

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 резины марок 4004 и 7-В-14-1 было установлено, что в маслах ТСз-9гип и гипоидном (ГОСТ 4003—53) происходит характерное для резины 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 резины, указанных марок.

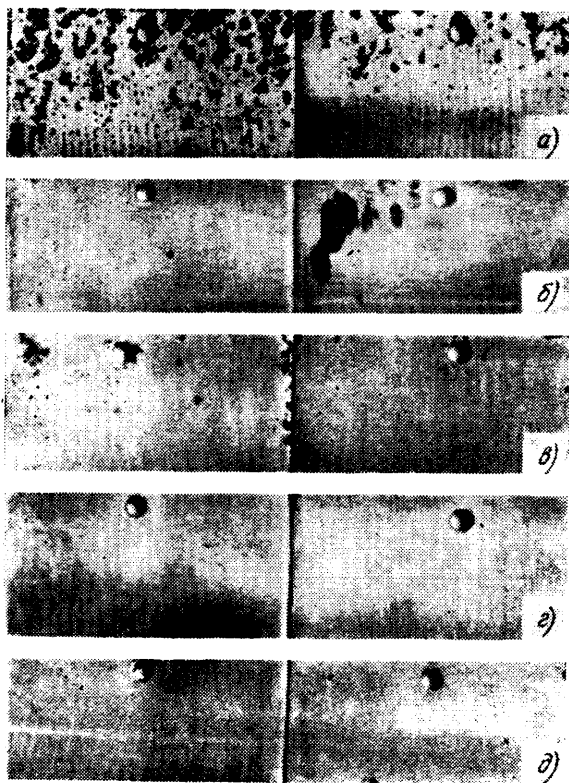


Рис. 1. Внешний вид пластинок, законсервированных маслом гипоидным для легковых автомобилей (а) и тем же маслом с добавкой 10% Акор-1 (б), 10% КП (в), 2% НГ (г) и 2% БМ (д).

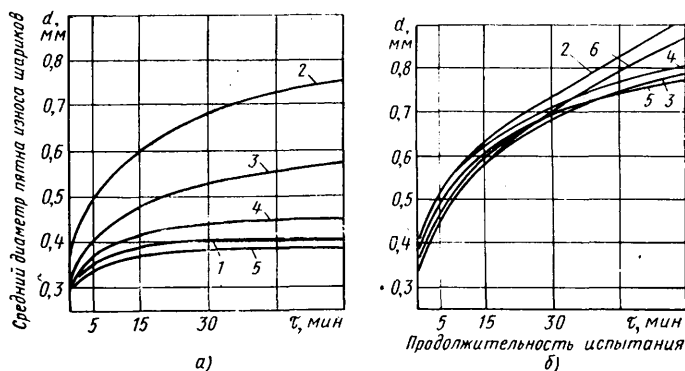
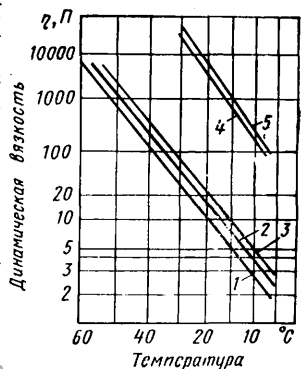


Рис. 2. Изменение противозадирных свойств масла ТАД-17и (а) и гипоидного (б) по ГОСТ 4003—53 при добавлении к ним ингибиторов коррозии: 1 — ТАД-17и; 2 — то же +10% Акор-1; 3 — то же +10% КП; 4 — то же +2% НГ; 5 — то же +2% БМ; 6 — по ГОСТ 4003—53

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 ТСз-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., Крейн 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 натурального моделирования стенда для испытания трансмиссий

В. П. ТАРАСИК, В. В. ГЕРАЩЕНКО

Могилевский машиностроительный институт

СТЕНД 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 стенда включает датчик момента  $DM$ , датчик положения рейки топливного насоса  $ДРТН$  и самопишущий 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 усилителя ТА-5.

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

На рис. 2 показана принципиальная схема системы управления СУ режимами работы стенда. В систему входит источник шума ИШ, представляющий собой стабилизированный источник постоянного тока, элемент выделения случайного сигнала — фильтр высоких частот  $CIP1$ , 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 электро-

магнитного тормоза ЭМТ, 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 натурального моделирования: напряжения  $U(t)$ , подаваемого в обмотку возбуждения, крутящего

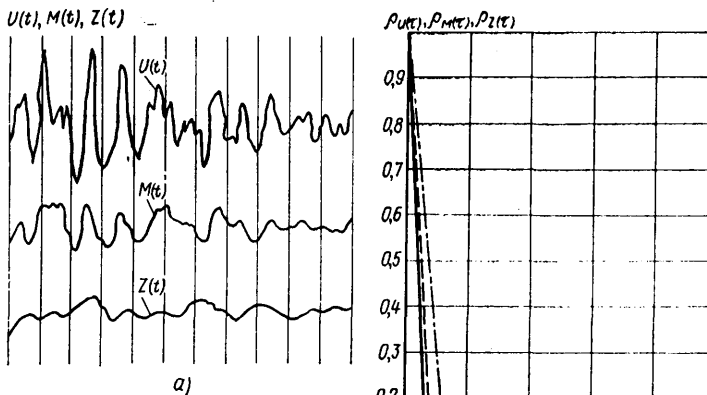


Рис. 3

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  $C4$  формирующих фильтров 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 нагрузочными режимами стенда безынерционного полупроводникового усилителя  $У$  (см. рис. 1), а также применением электронного усилителя-формирователя. Система управления является уни-

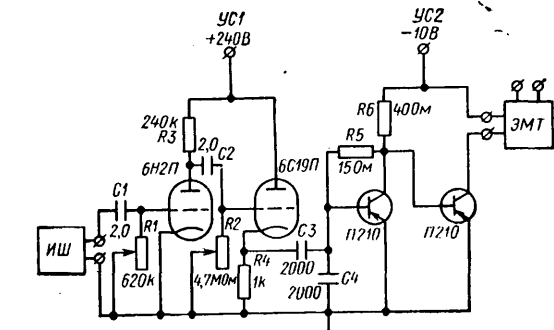


Рис. 2



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 конструктивных 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 завода — КС-740.

Объем потребления литейных 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 подшихтовки 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 сплавов, 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 <sup>3</sup> /100 г металла	окиси алюминия в %	$\sigma_B$ в кгс/мм <sup>2</sup>	$\delta$ 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 °С			Линейная усадка в %		Объемная усадка в %			Склонность к образованию трещин
		$\sigma_B$ в кгс/мм <sup>2</sup>	$\delta$ в %	НВ	680	720	740	без учета Е <sub>п.р</sub>	с учетом Е <sub>п.р</sub>	К <sub>к.р</sub>	К <sub>у.п</sub>	К <sub>у.п</sub> +К <sub>к.р</sub>	
АК9С	Т6	26,9	3,8	96	320	470	520	1,1	1,4	2,4	7,3	9,7	Трещин не образуется при ширине кольца 5 мм
АЛ4	Т6	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 (Е<sub>п.р</sub> — предсудачное расширение; К<sub>к.р</sub> — концентрированная усадочная раковина; К<sub>у.п</sub> — усадочная пористость).

Автомобильная промышленность № 6, 1980 г.



Таблица 3

Марка сплава	Механические свойства				Газосо- держание в см <sup>3</sup> на 100 г металла	Жидкоте- кучесть в мм	Среднее значение брака литья в %.
	σ <sub>в</sub> в кгс/мм <sup>2</sup>		δ в %				
	интервал рассеива- ния	средние значения	интервал рассеива- ния	средние значения			
AK12M2p (ТУ 48-26-48—78)	22,2—25,0	24,2	3,6—4,4	4,0	0,19	450	2,1
AK12M2 (ТУ 48-5-28—72)	21,6—22,8	22,2	2,4—4,0	3,0	0,18	450	1,8

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

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/см<sup>2</sup>·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 подшихтовки 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 подшихтовки 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, предприятиями ВПО «Союзторцветмет» 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 расшихтовки 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.

При обработке литья и полуфабрикатов из алюминиевых деформируемых сплавов на заводах отрасли образуется до 60 тыс. т стружки и обрезки. 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 литейных 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 переплавке 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 подшихтовки сплава АЛ4 в количестве до 20% от массы первичных материалов.

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

3. Провести унификацию литейных 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 стойкость, что приводит к повышенному расходу инструмента, а также длительным простоям оборудования из-за необходимости частой замены пуансонов 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 производительное, 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 темпера-

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 Е в Дж	Диаметр пятна в мм	Плотность мощности в Вт/см <sup>2</sup>	Глубина упрочнения в мм	Состояние по- верхности
40	4,125	4,8·10 <sup>4</sup>	0,15	Оплавлена
35,4	4,2	4,3·10 <sup>4</sup>	0,135	То же
30,0	4,14	3,72·10 <sup>4</sup>	0,12	»
25,1	3,99	4,5·10 <sup>4</sup>	0,105	»
19,5	2,77	5,44·10 <sup>4</sup>	0,105	»
35	5,025	3,37·10 <sup>4</sup>	0,165	Не оплавлена
35	6,0	2,05·10 <sup>4</sup>	0,06	То же
35	7,0	1,52·10 <sup>4</sup>	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 плотности 5,44·10<sup>4</sup>—3,72·10<sup>4</sup> Вт/см<sup>2</sup> во всех случаях сопровождалась оплавлением поверхности. При снижении плотности мощности до 3,37·10<sup>4</sup>—1,52·10<sup>4</sup> Вт/см<sup>2</sup> оплавления на поверхности образцов не наблюдалось, т. е. критическая плотность мощности для стали У10 (при длительности импульса 3—5 мс) близка к величине 3,37·10<sup>4</sup> Вт/см<sup>2</sup>.

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

По данным рентгенографического фазового анализа, введенного 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 зачаточную неоднородность его строения. Количество остаточного аустенита в направлении от поверхности вглубь образца уменьшается. Отпущенный слой имеет троостосорбитную структуру повышенной травимости по сравнению с исходной. Микротвердость в зоне лазерной обработки следующая: первый слой  $H_{50}=700\div900$  кгс/мм<sup>2</sup>; второй слой  $H_{50}=623\div734$  кгс/мм<sup>2</sup> (верхняя часть) и  $H_{50}=1006\div891$  кгс/мм<sup>2</sup> (нижняя часть); третий слой  $H_{50}=378\div458$  кгс/мм<sup>2</sup>.

При обработке образцов без оплавления поверхности в структуре зоны упрочнения преобладает мартенсит, некоторое количество остаточного аустенита и цементит. Микротвердость возрастает до  $H_{50}=850\div1000$  кгс/мм<sup>2</sup>. Режимы обработки образцов на газовом лазере приведены в табл. 2.

Таблица 2

№ п/п	Режим обработ- ки		Параметры зоны упрочнения		Наличие опла- вления	№ п/п	Режим обработ- ки		Параметры зоны упрочнения		Наличие опла- вления
	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	
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											
11	0,2	0,6	0,315	1,5	Есть	22	1,0	0,9	0,4	2,55	»
12	0,3	0,6	0,36	1,65	»	23	1,0	1,32	0,195	2,2	»
13	0,45	0,3	0,52	2,0	»	24	1,0	1,32	0,25	2,2	»
						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, групп № 3 и 4 — 190 мм.

Примечание. При обработке образцов группы № 1 использовали линзу с фокусным расстоянием 140 мм, группы № 2 — 160 мм, групп № 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 покрытий не применяли. При облучении всех образцов, кроме № 10, использовали специальное сканирующее устройство, которое представляет собой зеркало, вращающееся со скоростью 3000 мин<sup>-1</sup>, причем центр вращения зеркала смещен 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 плоскостности рельефа, трещину в зоне оплавления и структуру крупнозлачатого 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 покрытий.

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/мм<sup>2</sup> при исходной микротвердости 623—506 кгс/мм<sup>2</sup>.

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			Увеличе- ние стой- кости
	Наименование	Материал	Толщина листа в мм	
Пуансоны	Клин корпуса замка двери	Сталь 08	2	3 раза
Пуансоны и мат- рицы	Шайба	Сталь 45	5	3 раза
Пробивные пуан- соны	Кольцо сто- порное	Сталь 65Г	1,5	3 раза
Пуансоны и мат- рицы	Окантовка окон проклад- ки	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 безоблойной штамповки изделий из заготовок повышенной точности. В этих штампах для закрытой штамповки с компенсацией избытка металла используется самоустанавливающийся 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 самоустанавливающейся обоймы с деформируемым металлом был спроектирован специальный штамп (рис. 1).

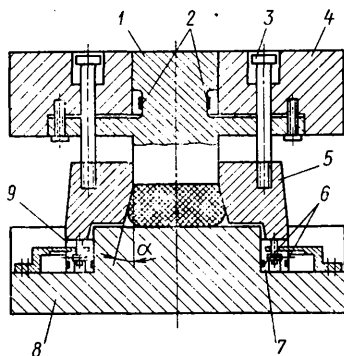


Рис. 1. Экспериментальный штамп для исследования взаимодействия самоустанавливающейся обоймы с деформируемым материалом:

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

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

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 повок первой группы в процессе заполнения фигуры штампа происходит полное прижатие обоймы к нижней плите 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  $\alpha$  (рис. 3) и технологической смазки достигается условие самоторможения обоймы  $\tau > P$  (где  $P$  — нормальные,  $\tau$  — касательные напряжения) в процессе заполнения штампа и запираания его полости до начала стадии доштамповки. Хотя давление 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 повок, 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

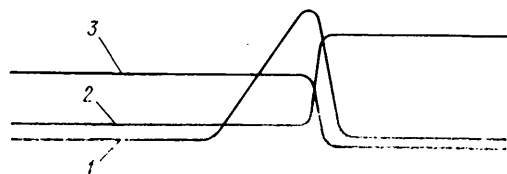


Рис. 2. Осциллограмма силовых и кинематических параметров процесса штамповки в самораскрывающемся штампе:

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

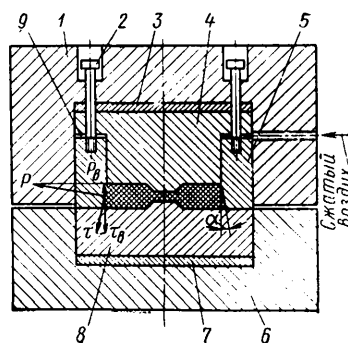


Рис. 3. Штамп для изготовления повок методом осаждения: 1 — верхний корпус; 2 — тяги; 3 — верхняя подкладная плита; 4 — пуансон; 5 — обойма; 6 — нижний корпус; 7 — нижняя подкладная плита; 8 — матрица (нижняя вставка); 9 — кольцевая полость для подачи сжатого воздуха

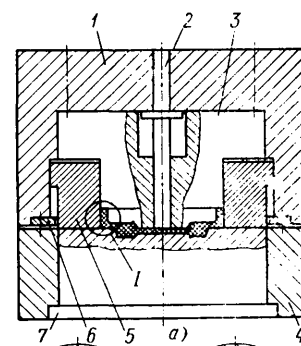


Рис. 4. Штамп для изготовления повок методом истечения (а), преждевременное раскрытие штампа с высокой обоймой (б) и положение обоймы уменьшенной высоты (в): 1 — верхний корпус; 2 — верхний выталкиватель; 3 — пуансон; 4 — нижний корпус; 5 — подвижная обойма; 6 — кольцо; 7 — матрица

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

Испытание штампа (рис. 4,а) показало, что независимо от угла наклона обоймы (угол  $\alpha$  варьировался за счет перестановки обойм в пределах 5—1°) заполнения 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 разреза штампа на изменение силовых и кинематических параметров обоймы при расположении ее в верхней части штампа.

Смещение плоскости разреза 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 поковки.

Испытания штампа с плоскостью смыкания обоймы, смещенной вверх (рис. 4,в), проводились в производственных условиях, в кузнечном цехе КамАЗа на прессе LZK-1600. Для этого использовались заготовки из горячекатаного проката по ГОСТ 2590—71 из стали 15ХГН2ТА, нарезанные на пресс-ножницах «Гисер-560». Нагрев заготовок осуществлялся до температуры 1200°С в индукционном нагревателе ИСОК-600/1,1 с автоматическим регулированием температуры в пределах 20°С. Температура на выходе из индуктора контролировалась оптическим пирометром, встроенным в систему автоматического регулирования температуры индуктора. Перед штамповкой штамп нагревался газовой горелкой до температуры 250°С. 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 самоустанавливающегося 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 самоустанавливающегося 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 самоустанавливающегося 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 штампуемых 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 образование 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 требуемого усилия на величину деформации заусенца в открытом штампе. По этой же причине повышается стоимость новых штампов по сравнению с открытыми за счет устранения расширяющего действия избытка металла.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Леванов А. Н., Степаненко В. И., Семендий В. И., Волосов Н. Н. Совершенствование закрытых штампов. — Кузнечно-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., Семендий 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, приняты 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 аккумуля-

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. Отрабатывшие 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 — улучшение аэродинамики 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-

Таблица 1

Мероприятия	Экономия топлива за 5 лет	
	в %	в тыс. т
Дизелизация автомобильного парка	46	2300
Установка радиальных шин	26	1300
Оборудование отключаемыми 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).

Таблица 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. е. 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 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 развитии капиталистических странах (США, Великобритании, 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*
Вожение грузовых автомобилей и работа в других службах	9034,0	67,0
Вожение 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. КОЧУЛОВ

УДК 621.43—632.4

## БЕНЗОМЕТАНОЛЬНЫЕ СМЕСИ — ТОПЛИВО ДЛЯ КАРБЮРАТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

В ПОСЛЕДНЕЕ время интерес к метанолу заметно возрос, поскольку появилась возможность получить 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 азеотропии<sup>1</sup> 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-

<sup>1</sup> 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 <sup>6</sup>	43·10 <sup>6</sup>	38,8·10 <sup>6</sup>
Скрытая теплота испарения в Дж/кг	1,1·10 <sup>6</sup>	0,3·10 <sup>6</sup>	—
Давление насыщенных паров (по Рейду) Н/м <sup>2</sup>	3,14·10 <sup>4</sup>	4,1—10,2·10 <sup>4</sup>	6,08—11,2·10 <sup>4</sup>
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 <sup>3</sup>	7,75	7,208	7,463
Понижение температуры при полном испарении в К	123,1	18,6	—
Теплота сгорания топливовоздушной смеси в Дж/м <sup>3</sup>	3,57·10 <sup>6</sup>	3,47·10 <sup>6</sup>	3,49·10 <sup>6</sup>

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 изоктана 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 бензовоздушным 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 стенки 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, применение 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 увеличилось 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 стенде с беговыми барабанами, а также в условиях городского движения и рядовой 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 богатыми регулировками, а у легковых — отрегулированы под бензометанольную смесь.

Оценка динамических показателей грузового автомобиля с двигателем рабочим объемом 6·10<sup>-3</sup> м<sup>3</sup> 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 1,6·10<sup>-3</sup> м<sup>3</sup>. 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 установившегося 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 2,45·10<sup>-3</sup> м<sup>3</sup> 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  $3 \cdot 10^4$  Н/м<sup>2</sup>.

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  $\alpha$  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 среднесрифметические значения  $\alpha$ , измеренные при постоянных скоростях движения. Несмотря на то, что величина использованного среднего значения  $\alpha$  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-

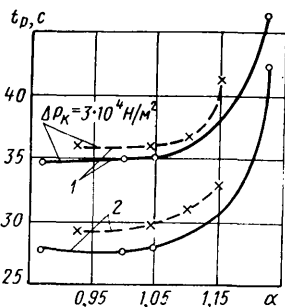


Рис. 1. Время разгона  $t_p$  на прямой передаче со скорости 30 до 100 км/ч в зависимости от регулирования карбюратора

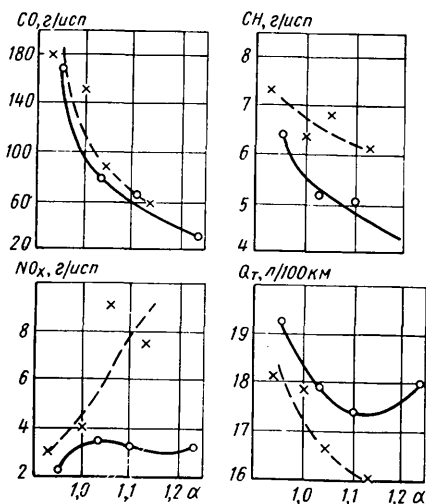


Рис. 2. Выбросы вредных веществ и условный расход топлива за ездовой цикл ОСТ 37.001.054—74 в зависимости от регулирования карбюратора

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  $\text{NO}_x$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{CH}$  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  $\text{CO}$  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  $\text{CO}$  практически одинаковы для двух топлив. Выбросы углеводородов для бензометанольной смеси заметно ниже на всем диапазоне регулировок.

Наибольшая разница в выбросах  $\text{NO}_x$  наблюдается в зоне обедненных регулировок, где, как известно, выбросы  $\text{NO}_x$  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  $\text{NO}_x$  между бензометанольной смесью (сплошные линии) и бензином (штриховые линии) была не столь заметна. Этот факт дал основание предположить, что основной эффект в снижении  $\text{NO}_x$  по ездовому циклу при работе на бензометанольных смесях достигается на режимах разгона. Анализ непрерывной записи на ленту самописца выбросов  $\text{NO}_x$  в процессе выполнения ездового цикла подтвердил это предположение.

Существенное снижение выбросов  $\text{NO}_x$  за ездовой цикл дает бензометанольным смесям неоспоримое преимущество перед бензинами, поскольку большинство известных способов снижения выбросов  $\text{NO}_x$  двигателями, работающими на бензине, связано, как правило, с ухудшением ра-

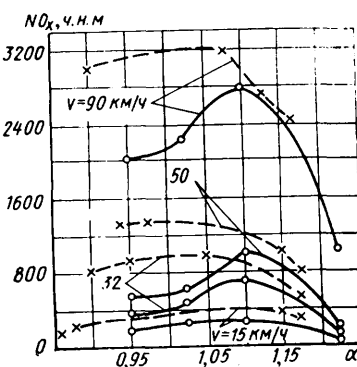


Рис. 3. Выбросы окислов азота на постоянных скоростях движения автомобиля в зависимости от регулирования карбюратора

бочего процесса или удорожанием 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  $4,25 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>, трех автомобилей с двигателем рабочим объемом  $6 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup> и трех легковых автомобилей с двигателем рабочим объемом  $1,2 \cdot 10^{-3}$ ;  $1,5 \cdot 10^{-3}$ ;  $1,6 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>. 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 указанных требуется прогревать двигатель 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 номинальной 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 номинальной, и ежедневные пробеги со-

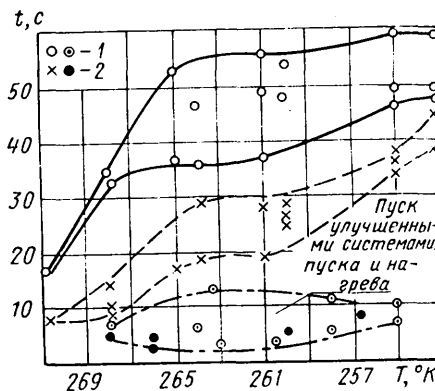


Рис. 4. Продолжительность прокручивания коленчатого вала двигателя до пуска в зависимости от температуры окружающей среды: 1 — бензометанольная смесь; 2 — бензин



составляли 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 жесточайших 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

**Д**ЛЯ 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), Бартлет Лифтинг Дивайс, Холланд Хитч, Фонтейн Трак Эквипмент, Фрюхауф, Манси Дивижэн, Про-Пар Дивижэн, Трансол Трак Эквипмент (США), Йост, ТЕНА, Тоусант 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 изготавливать из хромо-молибденовых сталей марок 42 CrMo4 и 50 CrMo4.

Международная организация по стандартизации ISO стандартизовала (рис.

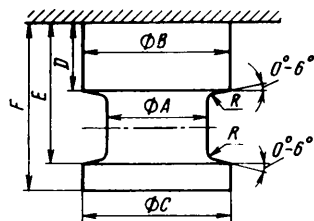


Рис. 1. Конфигурация сцепного шкворня полуприцепа

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  $\beta$ ), и углы наклона опорной плиты в обе стороны в вертикальной плоскости, перпендикулярной продольной оси автопоезда (углы  $\alpha$ ). Для дорожных автомобилей в ФРГ углы  $\beta$  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  $\alpha$  не более  $3^\circ$ , а угол  $\beta$  — не менее  $8^\circ$ .

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

Таблица 1

Стандартизуемый размер в мм по ISO	Размеры сцепного шкворня диаметром в мм	
	50	90
A	$50,8 \pm 0,1$	$89 \pm 0,1$
B	$73 \pm 0,1$	$114 \pm 0,1$
C	$71,5 \pm 0,4$	$111 \pm 0,4$
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	$3^0_{+0,5}$	$3^0_{+0,5}$

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

Устройства с тремя степенями свободы дополнительно обеспечивают так называемое поперечное качание полуприцепа относительно тягача на угол  $\alpha = 3 \div 14^\circ$  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 особо жесткой 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 стандартизуемых 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 (смещение устройства), что необходимо для полного использования грузоподъемности шин тягача, а следовательно, и автопоезда. Оптимальное распределение нагрузок по осям наиболее распространённых в эксплуатации трех-, четырех- и пятисосных седельных автопоездов приведено в табл. 2. Эта таблица

Таблица 2

Количество осей автопоезда <sup>1</sup>	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

<sup>1</sup> Первое слагаемое — число осей тягача, второе — полуприцепа.

Параметры	Модель СВО-20 (ПНР)	ВНР	GF, SK-L (Швейцария)	Йост, «ISK-8-34», тип А (ФРГ)	Фрюхауф, тип С (Франция**)	Модель МЕСН2 (ЧССР)	GF, SK-M (Швейцария)	Колер, 11НС (Франция)	Фрюхауф, 36* (Франция**)	Йост (ФРГ)	GF, SK-S (Швейцария)	Йост, 12С, (ФРГ)	Йост, 12D, (ФРГ)	Йост (ФРГ)	Колер, КОСС (Франция)	Дейсон, 560/33 (Англия)
Нагрузка на седельно-сцепное 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-сцепного 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
ширина	800	840	600	910	962	920	938	1010**	1000	1020**	938	—	930	1210**	940	965
высота	275	300	150	185	210	210	190	180	225	340	190	185	170	280	290	248
Размеры опорной плиты в мм:																
длина	832	960	570	800	966	950	745	940	964	820	845	900	914	950	940	900
ширина	600	840	570	860	864	840	730	940	914	740	914	—	—	900	940	915
ширина зева	400	440	390	—	430	400	500	—	420	400	575	400	504	480	260	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	2	3	2	3	3	3	3	3
Максимальные углы качания опорной плиты в град:																
$\beta_1$	21	10	12	—	15	10	12	15	15	23	12	15	—	23	16	20
$\beta_2$	13	10	17	—	15	10	17	15	15	18	17	15	—	18	16	20
$\alpha$	$\pm 5$	$\pm 10$	0	0	9	0	0	0	0	$\pm 4$	0	—	—	$\pm 7$	$\pm 7$	$\pm 9$
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	61½	85	—	—

\* Один опорный кронштейн.

\*\* По рукоятке.

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

составлена с учетом требований дорожного законодательства зарубежных стран, согласно которым нагрузки на оси автомобилей и прицепа 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-сцепных 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-сцепных устройств. Например, масса седельно-сцепного устройства фирмы Дельта (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-сцепных устройств приведены в табл. 3.

Одним из важнейших элементов седельно-сцепных устройств является разъемно-сцепной 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-сцепные механизмы подразделяются на полуавтоматические и автоматические, а по числу захватов на одно- и двухзахватные. В настоящее время выпускают больше седельно-сцепных устройств с однозахватными разъемно-сцепными механизмами. Разъемно-сцепные механизмы по конструктивному исполнению весьма многообразны.

Работа полуавтоматического однозахватного разъемно-сцепного механизма фирмы ТЕНА показана на рис. 2. Сначала водитель готовит седельно-сцепное устройство для сцепки с полуприце-

пом. Для этого необходимо вытянуть до упора рукоятку седельно-сцепного 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 готовят седельно-сцепное устройство к сцепке практически не приходится). Затем водитель подает тягач под полуприцеп. Сцепной шкворень 7 полуприцепа попадает в разъемно-сцепной 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, 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 6 двигает запорный клин, пока замок не примет сцепной шкворень к корпусу седла (рис. 2, в). В указанном положении запорный клин удерживается дугообразным рычагом, а рукоятка седельно-сцепного устройства — дополнительным стопорным пальцем. В случае необходимости разъемно-сцепной механизм фирмы ТЕНА можно заменить за несколько минут.

Преимуществом разъемно-сцепных 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-сцепного устройства. Устранение зазора происходит с помощью пружины, прижимающей клином замок к сцепному шкворню.

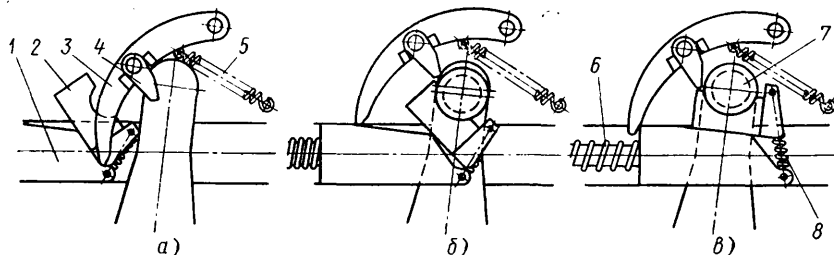


Рис. 2. Схема работы однозахватного разъемно-сцепного механизма фирмы ТЕНА: а — механизм подготовлен для сцепки; б — сцепной шкворень в механизме; в — сцепка завершена

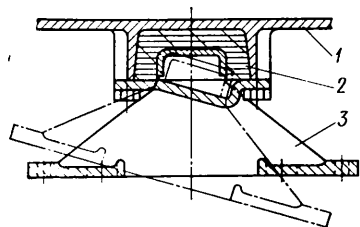


Рис. 3. Установка резиновых элементов между опорной плитой и опорными кронштейнами

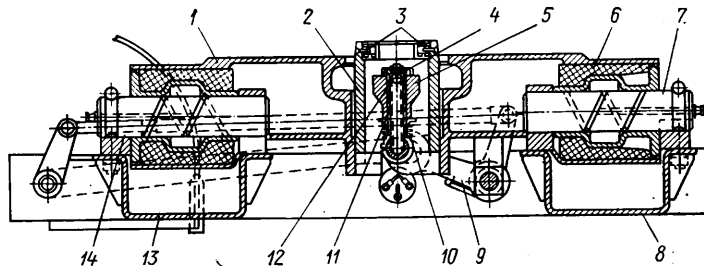


Рис. 4. Разрез по седельно-сцепному устройству фирмы Тоусант унд Гесс

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 Йорк (Англия), Йост и ТЕНА изнашивание деталей компенсируется поджиманием запорных клиньев. С целью уменьшения износа подшипников опорных плит фирма Йост применяет сферические подшипники скольжения, а фирма Йорк на модели Big-D неопределенные сайлент-блоки.

К преждевременному износу и повреждению 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 Йост. 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 пласт-

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 плите 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  $17^\circ$ ). По утверждению фирмы такая конструкция предохраняет раму тягача от скручивающих моментов.

Резиновые упругие элементы установлены в седельно-сцепных устройствах типа В фирмы Йост. 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 Тоусант 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 механизм 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 «сажаются» 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. Повышение 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 Дивижн, Фонтейн Трак Эквивмент, Трансол Трак Эквивмент, 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 рамы устройства, в которых (отверстиях) фиксируется седельно-сцепное устройство в каждом положении. Например, западногерманская фирма Рокингэр 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	AS-7	610	101,6	—	190	Сжатым воздухом
Эквивмэнт	5AS	1270	—	248	190	То же
Фонтейн Трак						
Эквивмэнт						

\* 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 таких 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 Бартлет Лифтинг Дивайс (крупнейшая фирма по выпуску), Фрюхауф, Холланд Хитч, Рокингер, Дуглас и Лакса Свэте энд Мэканика 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 Примрозе Фирд Эксл (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.

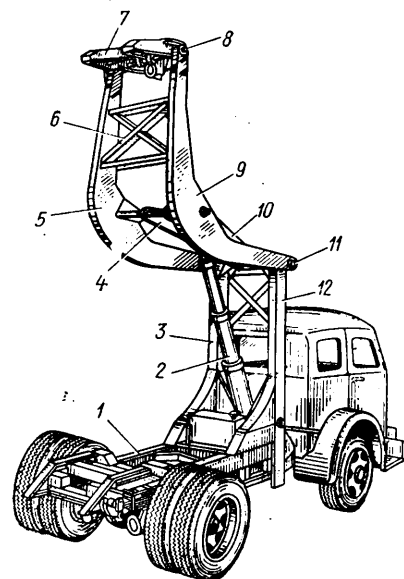


Рис. 5. Поднимающееся седельно-сцепное устройство фирмы Бартлет Лифтинг Дивайс (США)

Фирма ДАФ (Голландия) выпускает маневровые тягачи модели Т1800, оборудованные седельно-сцепными устройствами с подъемом высотой 1000—1750 мм. Однако имеются конструкции, обеспечивающие и более высокий подъем. Например, фирма Бартлет 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 самосвалы. Установив такие устройства на тягач, можно легко поднять и разгрузить полуприцеп с зерном, картофелем, свеклой, углем и пр.

Таблица 5

Параметры	Фирма Бартлет Лифтинг Дивайс												Фирма Фрюхауф					Фирма Холланд Хитч				
	M1	M2	M59	M60	M62	48in	57in	72in	SN-9	SK-9	ST-9	Quicky 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 . . . . .	Гидравлический											Пневматический					Гидравлический				Пневматический	
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)	

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

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

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

Автоматические бесшкворневые устройства, представляющие собой конструкции, в которых в одном агрегате объединены седельно-сцепное 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 кабины. Автоматические бесшкворневые седельно-сцепные 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-сцепными 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-сцепное устройство фирмы Скэммел. Процесс сцепки происходит следующим образом. Тягач задним ходом подается под полуприцеп таким образом, чтобы направляющие ramпы тягача уперлись снизу в направляющие ролики 4. При дальнейшем движении тягача назад ролики, вращаясь, поднимаются по ramпам. Опорные стойки 7 с катками 1 отрываются от земли. Расположенный между ramпами 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 упрутся в ограничители 5, а запорная скоба 3 не зафиксирует их в этом положении.

Направляющие ролики к этому времени оказываются прижатыми и запертыми в упорах направляющих ramп, 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.

Прибыв 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 скатываются по направляющим ramпам.

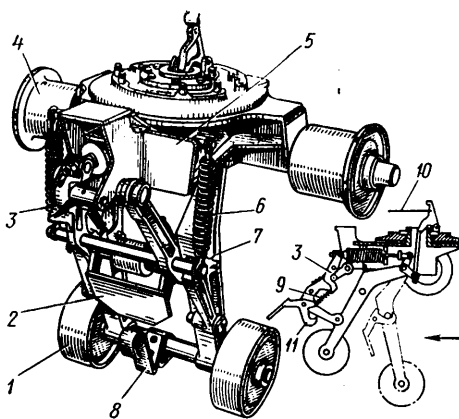


Рис. 6. Автоматическое бесшкворневое седельно-сцепное устройство английской фирмы Скэммел (стрелкой показано движение тягача при сцепке с полуприцепом)

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 соскакивает с нее и тягач отъезжает от полуприцепа.

Современный зарубежный опыт в конструировании и использовании седельно-сцепных устройств можно использовать для совершенствования отечественных конструкций и расширения сферы применения седельно-сцепных устройств.

Канд. техн. наук Ю. П. СОРОЧАН

УДК 621.7/9:629.113.002

## НОВОСТИ В ТЕХНОЛОГИИ МАШИНОСТРОЕНИЯ ЗА РУБЕЖОМ

### Применение чугуна с вермикулярным графитом для изготовления головок блоков цилиндров

Для изготовления головок блока цилиндров на заводе фирмы Kipr-MAK 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 Р, Мп 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 холодноотверждающий 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

растяжение головок согласно стандартам DIN 50125:

Положение образца	$\sigma_{0,2}$ в Н/мм <sup>2</sup>	Предел прочности на растяжение $\sigma_R$ в Н/мм <sup>2</sup>	Относительное удлинение $\epsilon$ при разрыве в %
Сверху	265	318	5,0
Снизу	269	318	5,0
Наклонное	265	322	5,4
	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 уста-

новок 29 000 гильз в день при двухсменном рабочем дне. Время цикла составляет 24 с. Чугун заливают в кокили, состоящие из двух чугунных частей, скрепленных при центробежном литье зажимным приспособлением. Кокили снабжены специальной защитной обложкой 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% Р.

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 трубы определенных размеров. Если масса металла соответствует массе отливки, стержень стопора

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 вкладки листовой заготовки. В связи с этим возможны повреждения штампов и потеря времени.

Чтобы устранить данные последствия, фирма Н. Jungmichel Industrie Elektronik (Айзинген, ФРГ) создала специальное контрольное устройство, регулирующее загрузку прессы. Это устройство было применено на многопозиционном вытяжном прессе, обрабатывающем овальные листовые заготовки.

Контроль осуществлялся следующим образом. Транспортные цанги после

каждого прессы 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. Werkstattstechnik 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 «В110». 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 пневмосети.

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 . . . . .	$\pm 0,3$
Число степеней свободы . . . . .	5
Число программируемых позиций:	
по горизонтальной оси . . . . .	32
по вертикальной оси . . . . .	6
при вращении . . . . .	8
Масса в кг . . . . .	600

Fertigungstechnik und Betrieb, январь 1980, № 1, с. 57.

УДК 629.114.6.004.67

Ф. Н. АВДОНЬКИН. Текущий ремонт автомобилей. М.: Транспорт, 1978

**К**НИГА 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 — определению 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, осуществляемой 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 60×90/16. Печать высокая. Усл. печ. л. 5,0. Уч.-изд. л. 8,9. Тираж 14506 экз. Заказ 217.

Адрес редакции: 103012, Москва, К-12, пр. Сапунова, 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  
Вологодская областная библиотека

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:

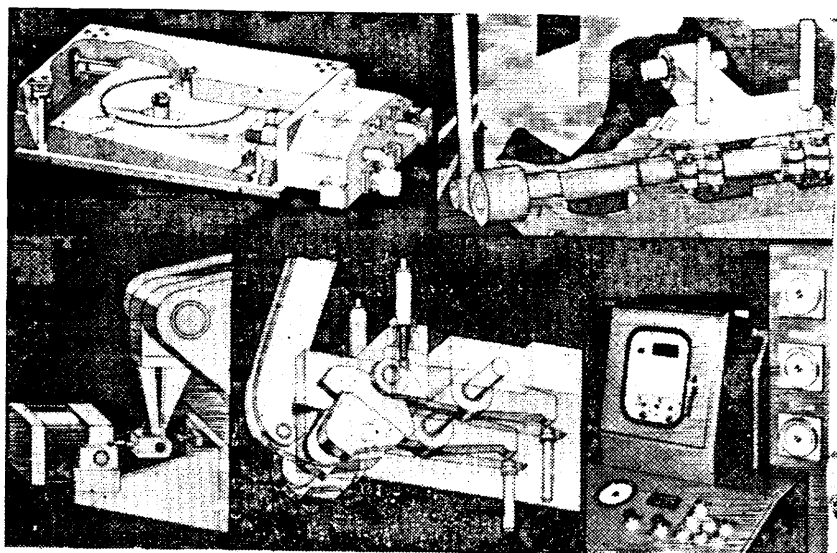
- 1) заявление с указанием специальности;
- 2) направление предприятия, подписанное руководством, партийной и профсоюзной организациями, а также главным бухгалтером и заверенное гербовой печатью, в котором указывается, что предприятие обязуется выплачивать заработную плату;
- 3) 4 фотографии размером 3×4;
- 4) нотариально-заверенную копию диплома с приложением (выпиской об оценках).

Зачисление производится по результатам собеседования. Прошедшие собеседование товарищи обеспечиваются общежитием.

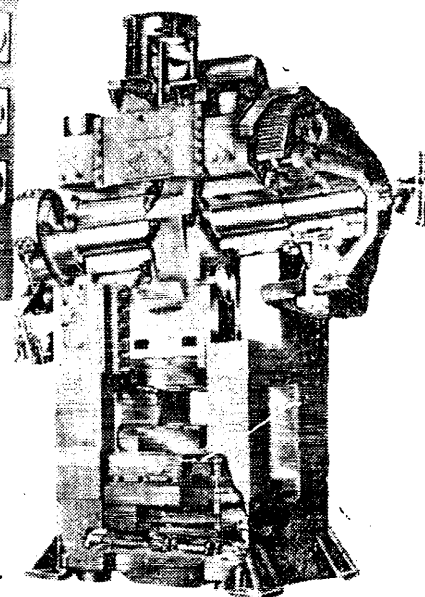
Адрес института: 125829 Москва, Ленинградский пр., 64, МАДИ,  
спецфакультет переподготовки кадров, ауд. 674  
Телефон: 155-01-97

# 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.



## National Machinery

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.

NATIONAL MACHINERY CO. TIF-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

Посетите наш стенд на Международной ярмарке в Польше  
с 8 по 17 июня 1980 г.

Приобретение товаров иностранного производства осуществляется организациями и предприятиями в установленном порядке через МИНИСТЕРСТВА и ВЕДОМСТВА, в ведении которых они находятся. Запросы на проспекты и каталоги направляйте по адресу: 103074 Москва, пл. Ногина, 2/5. Отдел промышленных каталогов ГПНТБ СССР. Ссылайтесь на № 3707-80/111/3.

Вологодская областная универсальная научная библиотека  
www.booksite.ru